

# **Aktive und passive Schallreduktion am Dieselmotor**

**Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur**

**(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Tommy Luft

geb. am 11. November 1980 in Lutherstadt Eisleben

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau  
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Helmut Tschöke

Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h. c. Ulrich Gabbert

Promotionskolloquium am 25.02.2016



## **Vorwort**

Die vorliegende Dissertation entstand im Rahmen meiner Tätigkeit am ehemaligen Lehrstuhl Kolbenmaschinen und heutigem Lehrstuhl Energiewandlungssysteme für mobile Anwendungen der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Einen Großteil meiner Ergebnisse erzielte ich während der Bearbeitung des Verbundprojektes COMpetence in MObility des Forschungs- und Transferschwerpunktes Automotive.

Meinem Doktorvater Prof. Tschöke möchte ich für die langjährige wissenschaftliche Begleitung und Betreuung meiner Arbeit sowie für die zahlreichen Hilfestellungen beim Verfassen meiner Dissertation danken. Prof. Gabbert danke ich für die Unterstützung bei gemeinsamen Veröffentlichungen, die Korrektur meiner Arbeit und natürlich für die Übernahme des Zweitgutachtens.

Den Kolleginnen und Kollegen des Lehrstuhls möchte ich recht herzlich für die sehr angenehme Arbeitsatmosphäre, den Werkstattkollegen für die praktische Realisierung von Versuchsaufbauten und den Wissenschaftlern für die zahlreichen fachlichen Gespräche danken, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Meinem aktuellen Chef Prof. Rottengruber möchte ich speziell für die Unterstützung in der Endphase meiner Arbeit danken. Auch dafür, dass er bei Problemen immer ein offenes Ohr für mich hatte.

Ein ganz besonderer Dank gilt meinem langjährigen Vorgesetzten und mittlerweile auch Freund Dr. Wilfried Henze. Er hat mir die technische Akustik mit viel Geduld nähergebracht, das Akustikteam des Lehrstuhls hervorragend geleitet und mich über viele Jahre gefördert.

Zuletzt möchte ich meiner Familie danken und dabei insbesondere meiner wunderbaren Frau Sandra. Sie stand mir speziell in der Endphase meiner Arbeit immer unterstützend zur Seite und hat sich liebevoll um unseren großartigen Sohn Johann gekümmert.

## Kurzfassung

Bei verbrennungsmotorisch angetriebenen Kraftfahrzeugen nimmt die Reduktion von Abgasemissionen und Geräuschen immer mehr an Bedeutung zu. Die Optimierung motorischer Kenngrößen für akustisch optimale Bedingungen bewirkt aber gleichzeitig Verschlechterungen im Kraftstoffverbrauch und zum Teil in der Schadstoffentwicklung. In dieser Arbeit werden die Geräuschemissionen von Dieselmotoren betrachtet, analysiert und Möglichkeiten der Reduktion aufgezeigt. Das indirekte Motorgeräusch unterteilt sich in mechanisches Geräusch, lineares direktes Verbrennungsgeräusch und in das nichtlineare indirekte Verbrennungsgeräusch. Zur Unterscheidung der Verbrennungsgeräuschanteile wird das Kohärenzkriterium genutzt. Die Ergebnisse zeigen, dass die nichtlinearen Signalübertragungsanteile dominieren und deswegen zur Simulation der Motortransferpfade neuronale Netze geeignet sind. Die sich daraus ergebenden Simulationsergebnisse stimmen gut mit den Experimenten überein. Damit sind akustische Vorhersagen für stationäre Motorbetriebspunkte möglich und es lassen sich Schalldrucküberhöhungen im Frequenzbereich abschätzen. Die Motorölwanne ist der dominierende akustische Strahler am Verbrennungsmotor. Deswegen werden verschiedene Ölwanntypen untersucht und an diesen aktive sowie passive Geräuscheminderungsmaßnahmen erprobt. Für den aktiven Ansatz werden piezoelektrische Patche als Sensoren und Aktoren verwendet, wobei optimale Aktorpositionen berechnet werden müssen. Als Regelung kommt letztendlich eine entwickelte adaptive Neuro-Fuzzy-Regelung zur Ansteuerung der kollokalen Aktor-Sensor-Paare zum Einsatz. Damit lassen sich im Bereich der Hauptabstrahlmoden an der Aluminiumölwanne des Rumpfmotors die Schwingungsamplituden um bis zu 15 dB reduzieren. Die Messungen am Vollmotor zeigen, dass die Piezoaktoren bis zu einer Drehzahl von circa  $2.500 \text{ min}^{-1}$  Dämpfungen von bis zu 8 dB unter 1.000 Hz bewirken können. Eine ebenfalls untersuchte leichte Kunststoffölwanne besitzt zwar bessere passive Dämpfungseigenschaften, die Materialsubstitution bringt jedoch bedingt durch die höhere Temperaturabhängigkeit des Kunststoffes Nachteile mit sich. Das aktive Reduktionspotential des weicheren Kunststoffes ist ebenfalls geringer. Abschließend wird eine thermoakustische Motorvollkapsel aufgebaut, um auch oberhalb von 1.000 Hz Frequenzen reduzieren zu können. Die Kapsel reduziert die abgestrahlte Schallleistung breitbandig um bis zu 12 dB(A). Da das Motoröl durch die Kapsel nach vier Stunden  $24 \text{ }^\circ\text{C}$  wärmer ist als beim ungekapselten Motor, werden unter anderem die Abgasemissionen reduziert.

## Abstract

Increasing attention has been paid to reduce exhaust and noise emissions of vehicles driven by internal combustion engines. The result of optimizing parameters for fuel consumption and raw emissions can lead to an impairment of acoustic characteristics. In this work the noise emissions of Diesel engines are discussed, analyzed and reduced. The indirect noise contribution can be subdivided into mechanical noise, linear direct combustion noise and nonlinear indirect combustion noise. For separating direct combustion noise from indirect combustion noise, the coherence criterion is used. The results show distinct nonlinear relationships. Hence, the simulation of the vibro-acoustic transfer paths is carried out by using artificial neural networks. It can be noticed that the numerical results agree well with the experimental data. Thus, acoustical predictions are permitted for unmeasured engine operating points and high acoustic levels in the frequency domain can be estimated. Since the engine oil pan is one major contributor to the overall combustion engine noise emission, the objective is to evaluate the noise reduction potential of different types of oil pans with a combined use of active and passive methods. Piezoceramic patches, actuators as well as sensors are used for this. The computation of optimal locations for the piezoelectric actuators is needed for the active approach. An adaptive velocity feedback control algorithm on the basis of neuro-fuzzy networks implemented in a real collocated design is finally developed to obtain a high active damping effect. Attenuations up to 15 dB in vibration level are achieved at the resonance frequency regions of the most dominant modes of the aluminum oil pan at a stripped engine. It is shown that significant reductions up to 8 dB are achieved on the engine test bench in a frequency range up to 1,000 Hz and at engine speeds below 2,500 rpm, where a multi-discrete excitation characteristic exists. Due to the use of a low-mass plastic oil pan, damping improvements at several engine operating points are measurable. Drawbacks of this material substitution are the higher material temperature dependency and the lower electromechanical coupling of the piezoelectric patches due to the elasticity of the plastic ground material. Finally a thermo-acoustic encapsulation for a Diesel engine is presented as a passive approach to reduce frequencies above 1,000 Hz. The engine encapsulation reduces the radiated sound power by about 12 dB(A) across the audible frequency range. The encapsulation also causes a reduction of the exhaust emission by storing heat around the engine. In this case, the oil temperature of the insulated engine is four hours after the engine's last run still 24 °C higher.

## Inhaltsverzeichnis

|  |            |
|--|------------|
| <b>Vorwort .....</b>   | <b>I</b>   |
| <b>Kurzfassung .....</b>   | <b>II</b>  |
| <b>Abstract .....</b>  | <b>III</b> |
| <b>Liste der verwendeten Abkürzungen und Symbole .....</b>                     | <b>VI</b>  |
| <b>1. Einleitung .....</b>   | <b>1</b>   |
| <b>2. Motorakustik – Stand der Technik .....</b>                               | <b>4</b>   |
| 2.1 Geräusentstehung bei Verbrennungsmotoren .....                             | 5          |
| 2.2 Passive und aktive Schallabstrahlungsminderung .....                       | 8          |
| 2.2.1 Passive Schallabstrahlungsminderung .....                                | 9          |
| 2.2.2 Aktive Schallabstrahlungsminderung .....                                 | 10         |
| <b>3. Ziele und Gliederung der Arbeit .....</b>                                | <b>12</b>  |
| <b>4. Versuchs-, Mess- und Regelungstechnik .....</b>                          | <b>15</b>  |
| 4.1 Messräume .....  | 15         |
| 4.2 Körper- und Luftschallmesstechnik .....                                    | 16         |
| 4.3 Thermografische Messtechnik .....  | 19         |
| 4.4 Regelungstechnik .....   | 20         |
| 4.5 Versuchsmotoren .....  | 22         |
| <b>5. Analyse und Simulation akustischer Motortransferpfade .....</b>          | <b>24</b>  |
| 5.1 Motormessungen .....   | 24         |
| 5.2 Transferpfadanalyse .....  | 26         |
| 5.3 Einfache und multiple Kohärenzanalyse .....                                | 29         |
| 5.4 Modellbildung mittels künstlicher neuronaler Netze .....                   | 38         |
| 5.4.1 Modellstruktur und Modelloptimierung .....                               | 42         |
| 5.4.2 Simulation von Körperschalltransferpfaden .....                          | 49         |
| 5.4.3 Simulation von Luftschalltransferpfaden .....                            | 51         |
| <b>6. Aktive Schwingungs- und Schallreduktion am Beispiel der Ölwanne ....</b> | <b>56</b>  |
| 6.1 Numerische Simulation .....  | 57         |
| 6.1.1 Strukturmechanische Modelle .....  | 58         |
| 6.1.2 Positionierung der piezoelektrischen Aktoren .....                       | 60         |
| 6.1.3 Luftschallberechnung .....   | 62         |
| 6.2 Regelstrategien .....  | 63         |
| 6.2.1 Direkte Geschwindigkeitsrückführung .....                                | 64         |
| 6.2.2 Adaptiver Regelungsansatz .....  | 66         |
| 6.2.2.1 Struktur adaptiver Regelungen .....                                    | 66         |

|           |  |            |
|-----------|--|------------|
| 6.2.2.2   | Neuro-Fuzzy-Systeme .....  | 67         |
| 6.2.2.3   | Adaptiver Neuro-Fuzzy-Regler .....                                 | 72         |
| 6.3       | Experimentelle Verifikation.....                                   | 78         |
| 6.3.1     | Frei-frei aufgehängte Ölwanne .....                                | 78         |
| 6.3.2     | Elastisch gelagerter Rumpfmotor.....                               | 82         |
| 6.3.3     | Fremdangeregter Vollmotor.....                                     | 86         |
| 6.3.4     | Betriebsschwingungsanalyse – Befuerter Motor.....                  | 87         |
| <b>7.</b> | <b>Passive und (aktive) Schalldämpfung und Schalldämmung .....</b> | <b>92</b>  |
| 7.1       | Materialsubstitution .....   | 93         |
| 7.1.1     | Vergleich von drei Ölwannen aus verschiedenen Werkstoffen ...      | 95         |
| 7.1.1.1   | Passives und aktives Systemverhalten.....                          | 96         |
| 7.1.1.2   | Vor- und Nachteile .....   | 101        |
| 7.2       | Thermoakustische Motorkapsel .....                                 | 102        |
| 7.2.1     | Thermografische und akustische Istzustandsanalyse .....            | 102        |
| 7.2.2     | Aufbau und Materialien .....                                       | 103        |
| 7.2.3     | Akustische Untersuchungen.....                                     | 107        |
| 7.2.4     | Temperaturabklingkurven .....                                      | 113        |
| <b>8.</b> | <b>Zusammenfassung.....</b>  | <b>115</b> |
|           | <b>Literaturverzeichnis .....</b>                                  | <b>119</b> |
|           | <b>Anhang.....</b>   | <b>125</b> |

## Liste der verwendeten Abkürzungen und Symbole

| <i>Abkürzung</i> | <i>Beschreibung</i>                             |
|------------------|---|
| AD-Wandler       | Analog-Digital-Wandler                          |
| AF               | Aktivierungsfunktion                            |
| ANC              | Active Noise Control                            |
| ANFIS            | Adaptive-Network-based-Fuzzy Inference System   |
| ASAC             | Active Structural Acoustic Control              |
| ASP              | Arbeitsspiel                                    |
| AVC              | Active Vibration Control                        |
| BA               | Beschleunigungsaufnehmer                        |
| BEM              | Boundary Element Method                         |
| BF               | Beamforming                                     |
| CO <sub>2</sub>  | Kohlenstoffdioxid                               |
| CR               | Common-Rail                                     |
| DA-Wandler       | Digital-Analog-Wandler                          |
| DS               | Displacement Patch Sensor                       |
| EU               | Europäische Union                               |
| FE               | Finite Element                                  |
| FEM              | Finite Element Method                           |
| FIR              | Finite Impulse Response                         |
| FRF              | Frequency Response Function                     |
| FVV              | Forschungsvereinigung Verbrennungsmotoren e. V. |
| IIR              | Infinite Impulse Response                       |
| KS               | Körperschall                                    |
| °KW              | Grad Kurbelwinkel                               |
| Lkw              | Lastkraftwagen                                  |
| LS               | Luftschall                                      |
| LSE              | Least-Squares Estimation                        |
| MISO             | Multiple Input / Single Output                  |
| MO               | Motorordnung                                    |
| NF-Netze         | Neuro-Fuzzy-Netze                               |
| NN               | Neuronales Netz                                 |
| NVH              | Noise, Vibration, Harshness                     |

|        |  |
|--------|--|
| P1, P2 | Prototypen P1 und P2   |
| Pkw    | Personenkraftwagen   |
| PZT    | Blei-Zirkonat-Titanat (PbZrO <sub>3</sub> , PbTiO <sub>3</sub> ) |
| R4     | Reihen-Vierzylinder-Aggregat                                     |
| RE     | Range-Extender   |
| Rprop  | <b>Resilient Backpropagation</b> Algorithmus                     |
| SE     | Schürzenebene  |
| SISO   | Single Input / Single Output                                     |
| SONAH  | Statistically Optimized Near-field Acoustical Holograph          |
| TPA    | Transferpfadanalyse  |
| VKM    | Verbrennungskraftmaschine  |
| WM     | Wassermantelebene  |
| WS     | Wegsensor  |
| ZKG    | Zylinderkurbelgehäuse  |

| <i>Symbole</i>                  | <i>Beschreibung</i>                    | <i>SI-Einheit</i>                           |
|---------------------------------|--|---|
| A                               | Fläche                                 | m <sup>2</sup>                              |
| E                               | Fehler für Adaptionalgorithmus         | m/s , m                                     |
| F                               | Strukturanregungskraft                 | N   |
| F <sub>A</sub>                  | Aktivierungsfunktion                   | -   |
| G <sub>auß</sub>                | Gaußfunktion                           | -   |
| G <sub>pp</sub>                 | Autoleistungsspektrum Zylinderdruck    | -   |
| G <sub>py</sub>                 | Kreuzleistungsspektrum Druck → Ausgang | -   |
| G <sub>S</sub>                  | Übertragungsfunktion im Bildbereich    | -   |
| G <sub>yy</sub>                 | Autoleistungsspektrum Ausgangsgröße    | -   |
| H                               | Übertragungsfunktions-Matrix           | -   |
| I                               | Schallintensität                       | W/m <sup>2</sup>                            |
| K <sub>p</sub>                  | Verstärkungsfaktor                     | -   |
| L <sub>a</sub>                  | Schallbeschleunigungspegel             | dB (re 10 <sup>-6</sup> m/s <sup>2</sup> )  |
| L <sub>H</sub> , L <sub>Ü</sub> | Pegel der Übertragungsfunktion         | dB  |
| L <sub>I</sub>                  | Schallintensitätspegel                 | dB (re 10 <sup>-12</sup> W/m <sup>2</sup> ) |
| L <sub>p</sub>                  | Schalldruckpegel                       | dB (re 2·10 <sup>-5</sup> Pa)               |
| L <sub>v</sub>                  | Schallschnellepegel                    | dB (re 10 <sup>-9</sup> m/s)                |
| L <sub>W</sub>                  | Schalleistungspegel                    | dB (re 10 <sup>-12</sup> W)                 |
| M                               | Motorlast                              | Nm  |
| P                               | Geschwindigkeitskoeffizient            | -   |
| S                               | Abtastschritt-Faktor                   | -   |
| T                               | Zeitkonstante                          | -   |
| T <sub>n</sub>                  | Nachhallzeit                           | s   |
| u                               | Elektrische Aktorspannung              | V   |
| u <sub>off</sub>                | Verstärker-Offsetspannung              | V   |
| u <sub>out</sub>                | dSpace-Ausgangsspannung                | V   |
| V                               | Volumen                                | m <sup>3</sup>                              |
| V <sub>H</sub>                  | Hubvolumen des Motors                  | l   |
| W                               | Schalleistung                          | W   |
| X                               | Referenzsignal                         | -   |
| Z                               | Schallkennimpedanz                     | Nsm <sup>-3</sup>                           |
| a                               | Beschleunigung                         | m/s   |

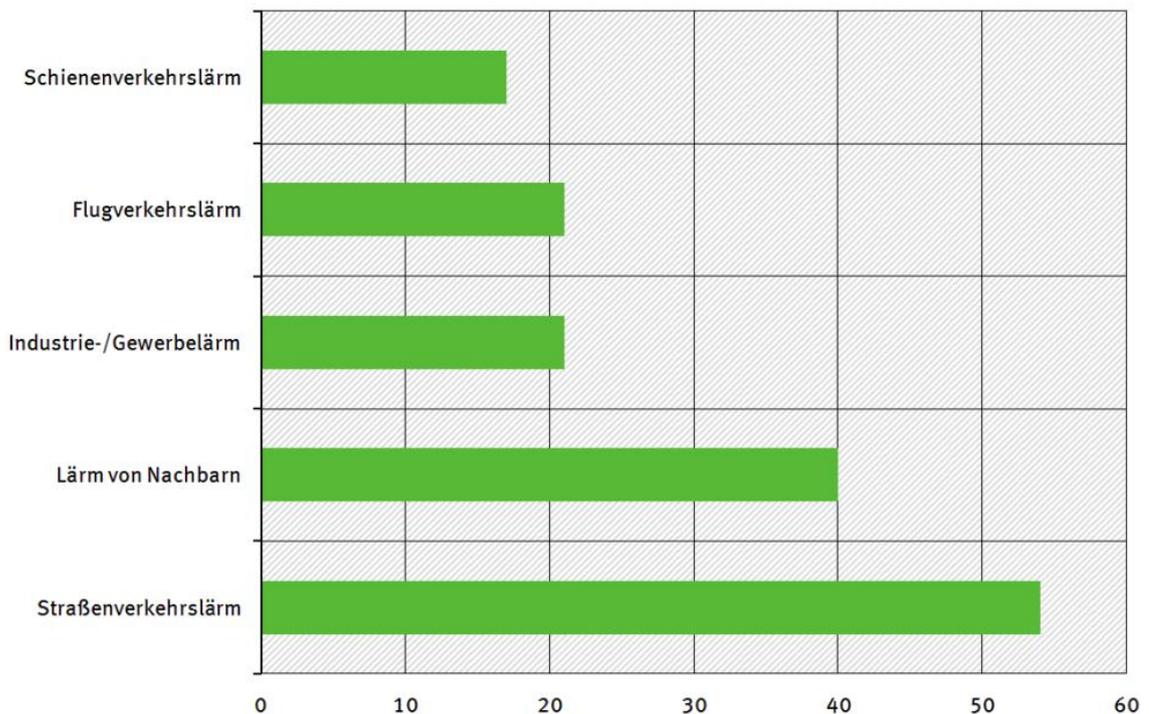
|               |                             |              |
|---------------|-----------------------------|--------------|
| $a_{NF}$      | Beschleunigungsrückführung  | $m/s^2$      |
| $c$           | Zentrum der Gaußfunktion    | -            |
| $e$           | Regelabweichung             | $m/s$ , $m$  |
| $f$           | Frequenz                    | Hz           |
| $f_0$         | Eigenfrequenz               | Hz           |
| $f_{GrS}$     | Grenzfrequenz nach Schröder | Hz           |
| $l$ , $\mu$   | Lernrate                    | -            |
| $m_M$         | Motormasse                  | kg           |
| $n$           | Drehzahl                    | $min^{-1}$   |
| $p$           | Druck                       | Pa           |
| $r$           | Regelsignal                 | -            |
| $r_H$         | Hallradius                  | $m$          |
| $s$           | Ausdehnung der Gaußfunktion | -            |
| $s_1$         | Weg                         | $m$          |
| $t$           | Zeit                        | $s$          |
| $v$           | Geschwindigkeit             | $m/s$        |
| $w$           | Gewichtswert                | -            |
| $x$           | Eingabe eines Neurons       | -            |
| $y$           | Ausgabe eines Neurons       | -            |
| $z$           | z-Transformierte            | -            |
| $\gamma^2$    | Kohärenz                    | -            |
| $\gamma_m^2$  | Multiple Kohärenz           | -            |
| $\varepsilon$ | Quadratischer Fehler        | -            |
| $\vartheta$   | Temperatur                  | $^{\circ}C$  |
| $\phi$        | Kurbelwinkel                | $^{\circ}KW$ |



## 1. Einleitung

Der Verkehrslärm stellt besonders in urbanen Gebieten eine an Bedeutung zunehmende Lärmquelle dar. Abbildung 1-1 belegt dies anhand von Ergebnissen einer Umfrage aus dem Jahr 2014 [36]. Die Frage lautete: „Wenn Sie einmal an die letzten zwölf Monate hier bei Ihnen denken, wie stark fühlen Sie sich persönlich, also in Ihrem eigenen Wohnumfeld, von folgenden Dingen gestört oder belästigt?“. Circa 54% der Befragten fühlen sich in ihrem Wohnumfeld durch den Straßenverkehrslärm gestört oder belästigt.

### Lärmbelästigung in Deutschland (in %)

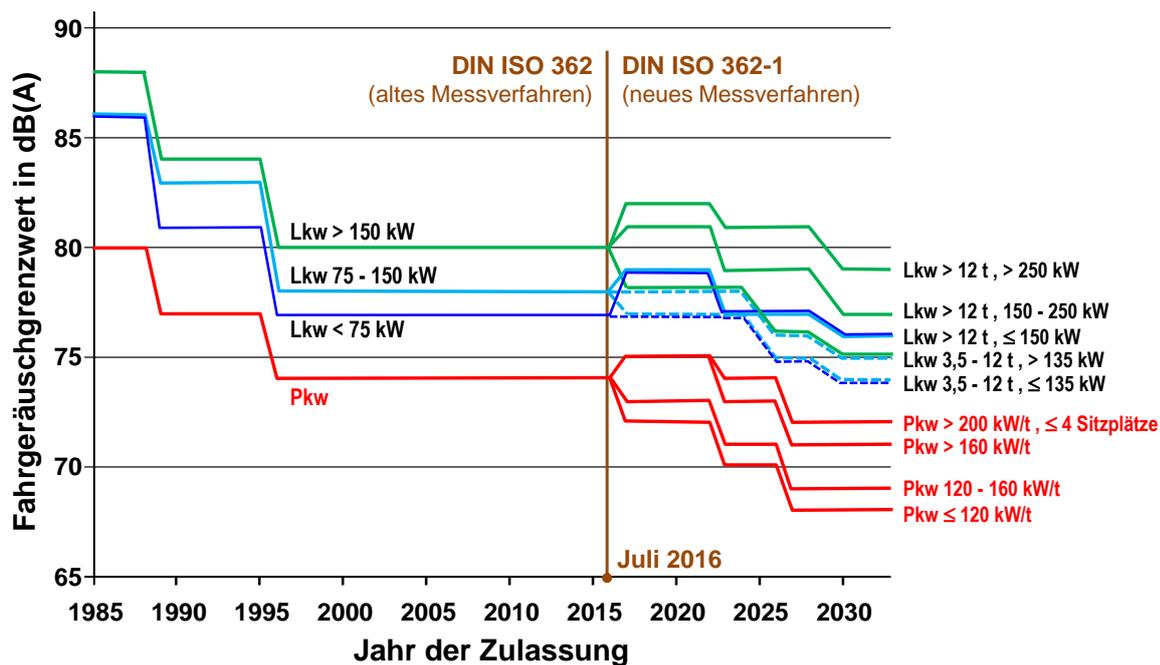


**Abbildung 1-1:** Ergebnis einer Befragung zum subjektiven Lärmbelästigungsempfinden (2.000 Befragte ab 14 Jahren) [36]

Die mit der Vervielfachung der zugelassenen Fahrzeuge steigende Geräuschbelastung durch den Straßenverkehrslärm und damit einhergehende gesetzliche Grenzwertfestlegungen, zwingen die Automobilindustrie die Geräuschemissionen der Fahrzeuge sukzessive zu reduzieren (GRUBER ET AL. [24]).

Aktuell ist bei Pkws in Deutschland ein gesetzlich festgelegter maximaler Fahrgeräuschgrenzwert von 74 dB(A) für die beschleunigte Vorbeifahrt nach DIN ISO 362 zulässig. Anfang April 2014 wurde vom Europäischen Parlament die Absenkung der Grenzwerte für die Geräuschemissionen beschlossen [20]. Damit tritt

auch das neue Messverfahren nach DIN ISO 362-1 endgültig in Kraft. Dieses Messverfahren beinhaltet neben der Beschleunigungskomponente auch noch die Messung und Einbeziehung einer Konstantfahrt des Fahrzeuges. Die neuen Grenzwerte treten für neue Fahrzeugtypen ab Juli 2016 stufenweise in Kraft, wobei es eine größere Anzahl an Fahrzeugkategorien als vorher gibt. Die letzte Stufe soll ab 2027 verbindlich gelten. Der neue Fahrgeräuschgrenzwert beträgt dann 68 dB(A) für Pkw < 120 kW/t. Die stufenweise Herabsetzung der Grenzwerte für verschiedene Fahrzeugkategorien über einen Zeitraum von 50 Jahren ist in Abbildung 1-2 dargestellt.



**Abbildung 1-2:** Entwicklung der EU-Fahrgeräuschgrenzwerte für Pkw und Lkw nach [35]; Grenzwerte ab 2016 nach Messverfahren DIN ISO 362-1

Neben der Reduktion des Außengeräusches rücken allerdings auch zunehmend die Komfortansprüche der Kunden bezüglich des Geräuschniveaus im Innenraum in den Fokus der Fahrzeugentwickler. Um dem dadurch gestiegenen Wettbewerbsdruck gerecht zu werden, existieren mittlerweile für alle Geräuschquellen am Fahrzeug Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich ihres vibroakustischen Verhaltens. Neben dem Antriebsgeräusch, welches heutzutage in den meisten Fällen immer noch vom Verbrennungsmotor dominiert wird, existieren zwei weitere Hauptkomponenten des Fahrgeräusches. Auf der einen Seite sind das die von der Karosserie und deren Aerodynamik beeinflussten Windgeräusche. Diese nehmen aber erst ab Geschwindigkeiten größer 100 km/h relevant zu. Auf der anderen Seite steht das Rollgeräusch, welches vor allem von den Reifen, der Fahrbahn, dem Fahrwerk, dem

Fahrzeuggewicht sowie der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängt. Das Rollgeräusch dominiert das Fahrgeräusch im Geschwindigkeitsbereich von etwa 40 bis 100 km/h. Bis 40 km/h bei Konstantfahrten und bei starken Beschleunigungen bis circa 80 km/h stellt der Verbrennungsmotor somit die Hauptgeräuschquelle eines Fahrzeuges dar (TSCHÖKE ET AL. [85]).

Ottomotoren weisen in der Regel ein günstigeres Geräuschverhalten auf als Dieselmotoren. Diese wiederum zeichnen sich im Vergleich zu den Ottomotoren durch geringeren Kraftstoffverbrauch bei hoher Antriebsleistung aus. Das ungünstigere Dieselmotorgeräusch kann als verbrennungsdominierend und damit stark lastabhängig angesehen werden (GÖHRINGER [22]). Die höheren Verbrennungsdrücke und die größeren Wechselkräfte, speziell bei heutigen direkteinspritzenden Dieselmotoren im Vergleich zu Ottomotoren und Kammerdieselmotoren, bewirken ein großes akustisches Optimierungspotential. Diese Arbeit soll deswegen einen Beitrag zur aktiven und passiven Schallreduktion am Beispiel heutiger Dieselmotoren leisten.

Hauptentwicklungsziele liegen hierbei in der Reduzierung des Gesamtpegels des Motorgeräusches über einen breiten Frequenzbereich und der Verbesserung der Klangcharakteristik des Aggregats. Um exakte Vorhersagen über das spätere akustische Verhalten des Motors treffen zu können, ist eine genaue Kenntnis der anregenden Wechselkräfte im Motor, sowie des Übertragungsverhaltens der Motorstruktur bis hin zur Schallabstrahlung erforderlich. Aktuell werden in der Motorenentwicklung computergestützte Bauteilberechnungen auf Basis der Finiten Elemente Methode (FEM) eingesetzt, um bereits im Frühstadium der Entwicklung das Schwingungsverhalten der Motorstruktur vorauszusagen und so eine Vergleichsbasis für beispielsweise konstruktive Akustikoptimierungen zu schaffen.

Grundlage für die Durchführung von Optimierungsmaßnahmen ist demnach die genaue Kenntnis über die einzelnen Geräuschquellen, die Körper- und Luftschalltransferpfade sowie die lokalen und globalen Geräuschmissionen. Hierfür existieren eine Reihe von Messmethoden, Berechnungsalgorithmen und mathematischen Modellansätzen. Ziel ist es, möglichst frühzeitig im Entwicklungsprozess Aussagen zum Geräuschverhalten zu treffen, um dann entsprechende Maßnahmen zur Reduzierung des Geräuschpegels umsetzen und verifizieren zu können.

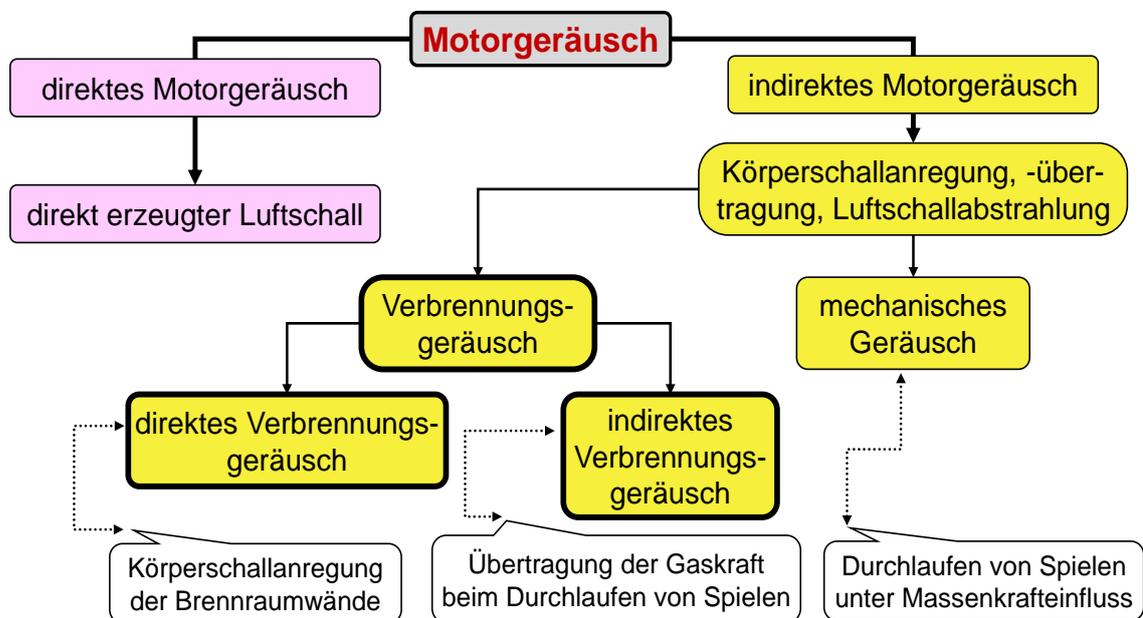
## 2. Motorakustik – Stand der Technik

Im Allgemeinen werden akustische Untersuchungen von Kraftfahrzeugen und speziell von Verbrennungsmotoren in akustisch optimierten Messumgebungen durchgeführt. Die ermittelten Kenngrößen werden zur physikalischen und psychoakustischen Bewertung der Geräuschabstrahlung verwendet. Die Bewertung kann objektiv durch Kombination geeigneter Analyseparameter auf Notenskalen von 1 bis 10 erfolgen (FVV-Vorhaben [32] und [3]). Grundlegende Messgröße ist vorrangig der maximale Gradient des Zylinderdruckes. Dieser kann jedoch, gerade bei mehreren Einspritzungen, nur einen groben Überblick über die Geräuschabstrahlung geben. Genauere Aussagen liefert nach DRECQ ET AL. [17] die Betrachtung von fünf lokalen Maxima und ihrer Position im Zylinderdruckverlauf. BRANDL ET AL. [11] verwendet hingegen das Frequenzspektrum des Zylinderdruckes sowie eine motorspezifische Übertragungsfunktion, um auf das Geräusch zu schließen. Weitergehende Untersuchungen von IZUHO ET AL. [37] und ALT ET AL. [1] unterteilen das Motorgeräusch in mehrere Geräuschanteile wie direktes und indirektes Verbrennungsgeräusch, mechanisches Geräusch oder Strömungsgeräusch. Neben dem Zylinderdruckverlauf werden bei diesen Betrachtungen unter anderem die Kenntnis über Drehzahl und Lastzustand benötigt. Bei BALIGAND ET AL. [5] werden in einem mit schallharten Wänden versehenen Motorenprüfstand Schwingungsmessungen mittels Beschleunigungsaufnehmern sowie Zylinderdruckmessungen durchgeführt und daraus das Verbrennungsgeräusch über einfache Abstrahlbedingungen abgeschätzt und auf der internationalen Bewertungsskala von 1 bis 10 bewertet. Parallel erfolgen Messungen in einem schallabsorbierenden Prüfstand und die subjektive Bewertung des Geräusches. GÖHRINGER [22] untersuchte einzelne Geräuschanteile des Motorgeräusches mittels geeigneter Korrelations- und Kohärenzbetrachtungen. Anhand von experimentellen Untersuchungen wird dann ein motorspezifisches Strukturübertragungsmaß bestimmt. Grundlage für diese Untersuchungen bilden die Zylinderdruckindizierung und die messtechnische Erfassung des Körper- und Luftschalls. Für die geplante Simulation von akustischen Größen stationärer Motorbetriebspunkte mittels aus experimentellen Messdaten erstellten Modellen, konnte in der Literatur nur eine Quelle ausfindig gemacht werden. YILDIRIM ET AL. [91] beschreibt dazu eine Simulation basierend auf neuronalen Netzen. In diesem Ansatz wird jedoch eine nur sehr geringe Frequenzauflösung gewählt. Die neuronalen Netze

simulieren nur den groben funktionalen Verlauf des Schalldruckes über der Frequenz. Dadurch ist eine genaue Analyse von Eigenfrequenzen nicht möglich.

## 2.1 Geräusentstehung bei Verbrennungsmotoren

Aufgrund der stetigen Senkung der gesetzlich festgelegten Geräuschgrenzwerte und wachsenden Komfortanforderungen ist die Bedeutung der Motor- und Fahrzeugakustik weiter gestiegen. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, ist eine möglichst genaue Kenntnis der Geräuschquellen und ihrer Ausbreitung nötig. Speziell das Motorgeräusch eines Verbrennungsmotors lässt sich in verschiedene Teilgeräusche unterteilen (siehe Abbildung 2-1).



**Abbildung 2-1:** Aufteilung des Motorgeräusches

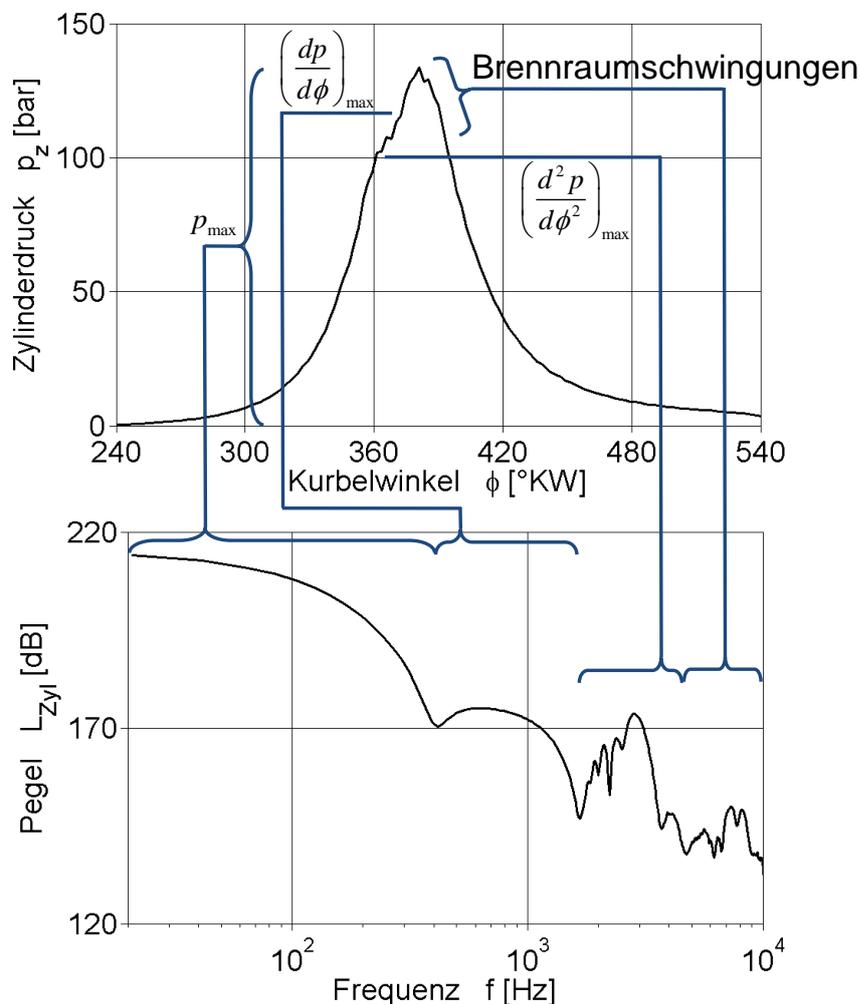
Die generelle Unterteilung erfolgt in direkt und indirekt erzeugtes Motorgeräusch. Bei dem direkt erzeugten Motorgeräusch wird der Luftschall direkt angeregt. Zum Beispiel die Strömungsgeräusche des Ansaugvorgangs oder die Geräusche der Lüfterräder werden in diese Kategorie eingeordnet. Das indirekt erzeugte Motorgeräusch setzt sich aus dem Verbrennungsgeräusch und dem mechanischen Geräusch zusammen. Diese genaue Trennung ist jedoch nur bedingt möglich, da beide Bereiche gleiche Geräuschkomponenten enthalten können. Es entstehen somit Bereiche, in denen sich das mechanische Geräusch und das Verbrennungsgeräusch überlagern. In der Literatur existieren daher einige voneinander abweichende Definitionen des indirekten

Motorgeräusches. Die hier beschriebene Aufteilung erfolgt in Anlehnung an GÖHRINGER [22]. Das mechanische Geräusch, welches beim Durchlaufen von Spielen unter dem Einfluss der Massenkraft entsteht, wird als lastunabhängig angesehen (HEUER [30]). Zur Bestimmung dieses mechanischen Geräusches von Dieselmotoren können drei verschiedene Verfahren angewendet werden – die Methode des kritischen Zylinderdruckpegels, der Auslaufversuch und der Schleppversuch (WOLSCHELDORF [90]).

Das Verbrennungsgeräusch lässt sich ebenfalls in direktes und indirektes Verbrennungsgeräusch unterteilen. Beim direkten Verbrennungsgeräusch wird von einer rein gaskrafterregten Geräuschkomponente ausgegangen. Bei der Ausbreitungsrichtung dieser Komponente kann zwischen dem inneren und dem äußeren Körperschallleitweg unterschieden werden. Beim äußeren Körperschallleitweg wird die Wand des Zylinderkurbelgehäuses direkt durch den Brennraumdruckgradienten angeregt. Als innerer Körperschallleitweg wird die Körperschallausbreitung entlang des Kurbeltriebs (Kolben, Kolbenbolzen, Pleuel, Kurbelwelle, Kurbelwellenhauptlager) bis zur Gehäusewand definiert. Mit einem ungefähren Anteil von 75% am gesamten direkten Verbrennungsgeräusch ist der innere Körperschallleitweg dominanter als der äußere Körperschallleitweg. Zum zweiten Bereich des Verbrennungsgeräusches, dem indirekten Verbrennungsgeräusch, zählen die mechanischen Geräuschanteile des gaskrafterregten Kurbeltriebs. Diese Geräuschanteile entstehen durch Stoßvorgänge zwischen den spielbehafteten Bauteilen aufgrund einer Bewegungsrichtungs- beziehungsweise einer Verlagerungsbahnänderung.

Die Entstehung des Motorgeräusches ist in erster Linie vom Anregungsspektrum des Zylinderdruckes abhängig. So erzeugt ein Vierzylinder-Viertakt-Motor eine sogenannte 2. Motorordnung und deren ganzzahlige Vielfache, da pro Umdrehung zwei Zündungen erfolgen. Jeder Zylinder für sich alleine generiert halbe Motorordnungen und deren ganzzahlige Vielfache, da sich bei einem Viertakt-Motor nach jeder zweiten Umdrehung bei jedem Zylinder der gleiche Ablauf vollzieht. Der Verlauf des Anregungsspektrums hat direkten Bezug zu den Zylinderdruckkenngrößen. Bestimmende Größen sind hierbei der Spitzendruck  $p_{\max}$ , der größte Druckgradient  $\left(\frac{dp}{d\phi}\right)_{\max}$  und die Druckanstiegsgeschwindigkeit  $\left(\frac{d^2p}{d\phi^2}\right)_{\max}$ . Diese Kenngrößen beeinflussen das

Anregungsspektrum in unterschiedlichen Frequenzbereichen (HEUER [30]). Der Spitzendruck bestimmt den unteren Frequenzbereich von  $0 \leq f \leq 10 \cdot \frac{n}{60}$ , also bis zur 10fachen Motordrehfrequenz. Den Frequenzbereich von  $10 \cdot \frac{n}{60} \leq f \leq 40 \cdot \frac{n}{60}$  beeinflusst der maximale Druckgradient deutlich (FLOTHO ET AL. [21]). Bei Frequenzen über der 40fachen Motorfrequenz ist der Einfluss der maximalen Druckanstiegsgeschwindigkeit am größten. Die hohen Frequenzen werden zusätzlich von Brennraumresonanzen beeinflusst. Der Zusammenhang zwischen den Zylinderdruckkenngrößen und dem Anregungsspektrum wird in Abbildung 2-2 beispielhaft am Motor 1 (siehe Tabelle 4-2) für einen stationären Betriebspunkt verdeutlicht.



**Abbildung 2-2:** Einfluss der Zylinderdruckkenngrößen auf das Anregungsspektrum (Messung bei  $2.500 \text{ min}^{-1}$  und einer Last von  $160 \text{ Nm}$ )

Grundsätzlich besteht bei den Einstellungen der Zylinderdruckkenngrößen ein Optimierungsproblem. Die Anpassung der Zylinderdruckkenngrößen für akustisch

optimale Bedingungen bewirkt gleichzeitig Verschlechterungen im Kraftstoffverbrauch und teilweise in der Schadstoffentwicklung der motorischen Verbrennung.

Neben dieser möglichen Anpassung des Brennverfahrens durch beispielsweise Verschiebung des Einspritzbeginns nach spät oder der Hinzunahme von Voreinspritzungen als primäre (innermotorische) Maßnahmen, gibt es auch sekundäre Maßnahmen zur Reduktion des Motorgeräusches und damit der Schallabstrahlung. Zu den sekundären Maßnahmen zählen unter anderem passive motor- oder fahrzeugseitige Teil- beziehungsweise Vollkapselungen und die aktive Bedämpfung schwingender Motoroberflächen.

### **2.2 Passive und aktive Schallabstrahlungsminderung**

Die erzwungene Schallabstrahlungsminderung als sekundäre Maßnahme spielt im Entwicklungsprozess eines Fahrzeuges mittlerweile eine bedeutende Rolle. Es gibt zwei Ansätze um Vibrationen und Geräusche auf diese Art zu mindern.

Auf der einen Seite existieren zahlreiche passive Maßnahmen. Diese beruhen zum Beispiel auf Geometrieanpassungen (RIMONDI ET AL. [71]), Materialänderungen, Entkopplungselementen oder dem Einsatz von Zusatzsystemen wie Dämpfungsmaterialien und eignen sich unter Berücksichtigung einer moderaten Masseerhöhung besonders für Frequenzen oberhalb von 1 kHz (MARBURG [60] und REDAELLI ET AL. [66]). Als automotiven Anwendungsfall behandelt JESSBERGER ET AL. [39] die Entwicklung einer Pkw-Kunststoffölwanne unter Berücksichtigung von Kosten, Gewicht, CO<sub>2</sub> und Akustik.

Auf der anderen Seite kommen in der heutigen Zeit vermehrt auch aktive Verfahren zur Schwingungsreduktion zum Einsatz, wobei in der Akustik häufig das ASAC (Active Structural Acoustic Control)-Konzept Anwendung findet (KLETSCHKOWSKI ET AL. [43]). In diesen aktiven Systemen werden meistens piezoelektrische Keramiken für die Sensoren und Aktoren verwendet, wobei bei den Sensoren der direkte Piezoeffekt und bei den Aktoren der inverse Piezoeffekt ausgenutzt wird. Diese piezoelektrischen Keramiken sind auf konventionellen Materialien leicht applizierbar, besitzen eine geringe Masse und können als Aktoren große Stellkräfte bei geringem Energieverbrauch verglichen mit aktiven magnetischen oder hydraulischen Systemen in die Struktur

einleiten. Nachteile der piezoelektrischen Aktoren sind die nur kleinen realisierbaren Stellwege und die begrenzte mechanische Belastbarkeit des keramischen Materials (ZORNEMANN [93]). Die aktiven Maßnahmen werden meist in einem Frequenzbereich zwischen 50 Hz und 1 kHz angewendet (RINGWELSKI [75]).

### 2.2.1 Passive Schallabstrahlungsminderung

Passive Maßnahmen beruhen größtenteils auf konstruktiven Modifikationen, wie dem Anbringen von zusätzlichen Versteifungsrippen oder auf der Verwendung von schwingungsdämpfenden Materialien, die zur Energiedissipation dienen. Neben der Schalldämpfung wird durch den Einsatz von zusätzlichen akustischen Materialien auch der Effekt der Schalldämmung ausgenutzt. Dabei werden Schallwellen an Grenzschichten reflektiert und dadurch mitunter mehrfach absorbiert. Der Einsatz von passiven Maßnahmen geht mit dem Nachteil einher, dass sich infolge von zusätzlichen Versteifungselementen beziehungsweise applizierten Dämpfungsmaterialien die Masse des Gesamtsystems beträchtlich erhöhen kann.

Mithilfe von Motorkapselungen, als passive Maßnahme zur Verbesserung des vibroakustischen Verhaltens (NVH), kann bei entsprechender Auslegung die Schallabstrahlung signifikant reduziert werden. Der Trend zur effizienten umweltfreundlichen Motorisierung hat in den letzten Jahren zu einem Downsizing der Motoren geführt. Dies bringt zusätzliche Herausforderungen an die akustische Dämmung mit sich. Insbesondere in Anwendungsfällen wie beispielsweise einem Range-Extender, wenn der Betriebszustand des Motors nicht direkt vom Fahrer bestimmt wird, ist ein besonders unauffälliger und leiser Motor wünschenswert (TSCHÖKE ET AL. [84]). PATSOURAS ET AL. [64] gibt einen historischen Überblick über verschiedene Entwicklungsstufen von Motorkapselungen in den letzten Jahren. Dabei wird erläutert, dass aktuelle seriennahe Motorkapseln den Schalldruckpegel des Außenstandgeräusches eines dieselmotorisierten Fahrzeuges um bis zu 15 dB(A) pro Terz im mittleren Frequenzbereich reduzieren können.

Zudem kann durch die entsprechende thermische Kapselung der Wirkungsgrad des Motors erhöht werden, da durch diese eine bessere Energiespeicherung des Motoröls und somit eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs durch Verringerung der Reibung erreicht wird (BENT ET AL. [7]). Damit trägt eine Kapselung auch zur immer mehr in den

Fokus rückenden Umweltfreundlichkeit von Motoren durch Reduktion der Luftverschmutzung (Senkung von CO<sub>2</sub>-Emissionen; [67]) bei, auch weil sich das Kaltstartverhalten signifikant verbessert (BÜRGIN [12] und BÜRGIN ET AL. [13]). Darüber hinaus stellen thermische Kapselungen einen kundenwerten Vorteil in Bezug auf die Ansprechzeiten der Fahrzeugheizung dar. ROBERTS ET AL. [76] beschreibt, dass bei modernen Kühlkreisläufen mit thermischen Motorkapseln in der Regel keine Probleme auftreten, beispielsweise bezüglich der thermischen Stabilität von Schläuchen, Leitungen und des Kühlers. MANTOVANI ET AL. [59] betrachtet eine Kapselung unter spezieller Berücksichtigung der thermischen Stabilität der verwendeten Kapselmaterialien und der Akustik. In der Arbeit von PATSOURAS ET AL. [64] wird eine neuartige Abdeckung hinter dem Kühler mit integrierter Luftkanalführung zur Bestromung besonders heißer Stellen vorgestellt. Damit kann der frontale Durchgang des Fahrtwindes in den Motorraum zur Verbesserung des Wirkungsgrades unterbunden werden.

### 2.2.2 Aktive Schallabstrahlungsminderung

Eine Grundlage für den effizienten Entwurf aktiver Systeme zur Verringerung der Geräuschabstrahlung bildet die Verfügbarkeit eines Simulationsmodells. Mithilfe von zuverlässigen Simulationen lässt sich schon in der Auslegungsphase abschätzen, wie wirksam ein aktives System arbeitet. Außerdem gestattet die Simulation die Bestimmung von optimalen Designparametern, wie zum Beispiel die Positionen der piezoelektrischen Patche auf der Struktur. Es gibt mehrere numerische Ansätze (KHAN ET AL. [42], LEFEVRE ET AL. [46], KALJEVIC ET AL. [41], ZHANG ET AL. [92], RINGWELSKI ET AL. [72]), um das Verhalten eines aktiven Systems vorhersagen zu können. Beispielsweise kann zunächst unter Nutzung der FEM (BATHE [6]) ein strukturmechanisches Modell entwickelt werden, um unter anderem die Schwingformen lokalisieren zu können. Daraus lassen sich dann geeignete Aktorpositionen berechnen (BIN ET AL. [8]). Die Beschreibung des umgebenden Fluids (Luftschallausbreitung) kann dann unter Nutzung der BEM (Boundary Element Method) erfolgen (RINGWELSKI [75]).

Ein weiterer wichtiger Punkt im Entwicklungsprozess eines intelligenten Systems stellt eine geeignete Regelung dar. LI ET AL. [48] und AOKI ET AL. [2] reduzierten die Schwingungen einer rechteckigen Platte mithilfe eines klassischen Feedback-Regelansatzes, der direkten Geschwindigkeitsrückführung. Diese Methode erwies sich

als robust und effektiv. Die Autoren nutzen bis zu 16 piezoelektrische Aktor-Sensor-Paare in jeweils kollokaler Anordnung (Aktor und Sensor befinden sich möglichst an gleicher Stelle; entweder nahe beieinander oder an gleicher Stelle auf sich gegenüberliegenden Seiten bei geringer Materialdicke), wodurch sich 16 voneinander unabhängige Regelkreise ergaben. Durch die Nutzung einer großen Anzahl von Aktoren, die sich in der Praxis häufig nur schwer umsetzen lassen, konnten auch Frequenzen oberhalb von 1 kHz beeinflusst werden. In diesem Frequenzbereich herrscht eine hohe Modendichte mit Moden höherer Ordnung vor. RUCKMAN ET AL. [78] beschreibt einen entsprechenden Feedforward-Regelansatz. Neben der klassischen direkten Geschwindigkeitsrückführung bieten sich auch adaptive Regelungskonzepte an. Mithilfe eines Adaptive-Network-based Fuzzy Inference System (ANFIS), wie von JANG ET AL. [38] beschrieben, lassen sich Reglerparameter automatisch einstellen.

An der Geräuscentstehung bei einem Fahrzeug sind im Wesentlichen Strukturschwingungen beteiligt, die unter anderem durch die Verbrennung im Motor verursacht werden. Vergleichende Untersuchungen an Dieselmotoren in den letzten Jahren zeigen, dass circa 60% des gesamten Motorgeräusches durch das Zylinderkurbelgehäuse und seine fußpunkterregten Anbauteile abgestrahlt werden (LUCAS ET AL. [50]). Unter diesen Einzelbauteilen ist die Motorölwanne der dominierende akustische Strahler. An zweiter Stelle folgt das Zylinderkurbelgehäuse selbst. Aufgrund der großflächigen und dünnwandigen Gestalt der Ölwanne eignet sich diese besonders für die aktive Schwingungs- und Schallreduktion mittels flächenförmiger piezoelektrischer Aktoren. In den vergangenen Jahren gab es bereits Forschungen zur piezoaktorischen Geräuschreduktion an PKW-Ölwannen (REDAELLI ET AL. [66]) und LKW-Ölwannen (HEINTZE ET AL. [27]). Bei diesen Studien wurde die Ölwanne jedoch stets separat betrachtet, wodurch keine Ergebnisse zu den auftretenden Interaktionen zwischen Zylinderkurbelgehäuse (ZKG) und Ölwanne und zum Verhalten am befeuerten Vollmotor vorliegen. Damit lassen sich die Ergebnisse der aktiven Schwingungsdämpfung aus Kapitel 6.3 dieser Arbeit quantitativ nicht mit anderen Studien vergleichen. Die Schwingungsreduktion mit flächenförmigen piezoelektrischen Aktoren wurde auch bezüglich anderer automotiver Anwendungen untersucht und angewendet. Beispielsweise durch NAAKE ET AL. [62] (Reduktion von Frontscheibenschwingungen) und durch WEYER ET AL. [88] und NESTOROVIC ET AL. [63] (Reduktion von PKW-Dachschwingungen).

### 3. Ziele und Gliederung der Arbeit

Das übergeordnete Ziel der Arbeit besteht darin, möglichst einfache aktive und passive Geräuschkinderungsmaßnahmen für den Verbrennungsmotor zu entwickeln und experimentell, nach Untersuchungen an einzelnen Komponenten im Labor, am Vollmotor auf einem Motorprüfstand zu verifizieren. Als Versuchsmotoren werden Dieselmotoren genutzt, da diese im Vergleich zu Ottomotoren ein ungünstigeres Geräuschverhalten aufweisen und dadurch ein größeres akustisches Optimierungspotential besitzen.

Um besser zu verstehen, was für Geräuschanteile eines Dieselmotors über welche Übertragungswege zu den akustischen Strahlern gelangen, sollen einfache und multiple Kohärenzbetrachtungen durchgeführt werden. Damit lässt sich die betriebspunktabhängige Motorgeräuschunterteilung mit dem Stand der Technik vergleichen. Des Weiteren sollen die Kohärenzbetrachtungen und die Analyse einfacher Übertragungsfunktionen später genutzt werden, um die Anregung von Bauteileigenfrequenzen in Abhängigkeit von der Motorlast und der Motordrehzahl zu untersuchen. Diese Kenntnisse sind für die folgenden Entwicklungen der aktiven und passiven Geräuschkinderungsmaßnahmen von Bedeutung. Wenn beispielsweise in bestimmten Motorbetriebsbereichen die Eigenfrequenzen nicht relevant angeregt werden, bedarf es auch keiner Maßnahme. Da bei der vibroakustischen Analyse eines Motors aufwändige Kennfeldvermessungen notwendig sind, sollen in dieser Arbeit Simulationsmodelle zur Vorhersage des akustischen Verhaltens von nicht gemessenen stationären Betriebspunkten entwickelt werden. Dabei wird das Übertragungsverhalten der zuvor untersuchten Motortransferpfade simuliert. Mithilfe solcher Modelle ließen sich frühzeitiger im Entwicklungsprozess Aussagen zum Geräuschverhalten treffen, um dann entsprechende Maßnahmen ergreifen zu können. Es können somit eventuelle betriebspunktabhängige Schalldrucküberhöhungen im Frequenzbereich (Resonanzbereiche) eingegrenzt und daraus die Notwendigkeit und die Machbarkeit diverser aktiver oder passiver Schallminderungsmaßnahmen abgeleitet werden. Wie bereits in Kapitel 2 erläutert, gibt es dazu in der Literatur nur einen Ansatz mit zu geringer Frequenzauflösung.

Nach der Istzustandsanalyse der Dieselmotoren soll eine aktive Schwingungsdämpfung mit piezoelektrischen Aktoren am dominierenden Strahler des Motors, der Ölwanne,

umgesetzt werden. Das Ziel dabei ist es, die Amplituden der hauptsächlich abstrahlenden Eigenmoden im Frequenzbereich bis circa 1.000 Hz maximal zu bedämpfen. Dies soll in Abgrenzung zum Stand der Technik vor allem am Rumpfmotor und abschließend am befeuerten Vollmotor umgesetzt werden und nicht nur an der einzelnen Ölwanne selbst. Um auch die Amplituden des Frequenzbereiches oberhalb von 1.000 Hz zu reduzieren, sollen einerseits Materialsubstitutionen an der Ölwanne untersucht und andererseits eine Motorvollkapselung entwickelt werden. Aktuelle seriennahe Motorkapselungen reduzieren den Schalldruckpegel um bis zu 15 dB(A) pro Terz. Es ist das Ziel, diese Schalldruckpegelreduktion zu steigern.

Die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit „Aktive und passive Schallreduktion am Dieselmotor“ untergliedern sich in drei inhaltliche Schwerpunkte: Motortransferpfade, Aktive Ölwannenschwingungsdämpfung und Dämpfungsmaterialien. Diese Schwerpunkte werden in jeweils einem Kapitel behandelt und sind in dieser Arbeit wie folgt gegliedert.

#### **Motortransferpfade** (siehe Kapitel 5)

Zuerst werden wesentliche Anteile des Motorgeräusches mithilfe von Übertragungsfunktionen und Kohärenzbetrachtungen unterschieden und analysiert. Dabei wird unter anderem die mathematisch komplexe multiple Kohärenzfunktion eingeführt und bewertet. Darauf aufbauend sollen Ansätze zur Simulation von akustischen Transferpfaden erläutert werden. Ausgangspunkt für die Simulation ist der Aufbau künstlicher neuronaler Netze. Es wird beschrieben, wie diese Netze mit einem gemessenen Betriebspunkt trainiert und anschließend auf weitere, dem Netz unbekanntes Betriebspunkte angewandt werden. Das Kapitel endet mit der Betrachtung von Simulationen der Körper- und Luftschalltransferpfade.

#### **Aktive Ölwannenschwingungsdämpfung** (siehe Kapitel 6)

In diesem Schwerpunkt, welches den Hauptteil der Arbeit bildet, wird zu Beginn die numerische Simulation mittels der FEM und der BEM nach RINGWELSKI [75] behandelt. Die Identifikation der Hauptabstrahlmoden und die Berechnung optimaler Aktorpositionen werden anschließend beschrieben. Als Anwendungsobjekt kommt eine Aluminiumgussölwanne zum Einsatz. Es werden verschiedene Regelstrategien dargelegt und erläutert. Als Regelung wird zum einen auf das klassische Regelgesetz

der direkten Geschwindigkeitsrückführung zurückgegriffen. Zum anderen wird eine adaptive Regelung, basierend auf einem Neuro-Fuzzy-System, eingeführt. Die sich daran anschließende experimentelle Erprobung der aktiven Maßnahmen erfolgt an diversen Labordemonstratoren in akustischen Freifeldräumen. Am Ende wird die aktive Schwingungsdämpfung im befeuerten Motorbetrieb untersucht. Die Potentiale und Grenzen der aktiven Schwingungsdämpfung einer Ölwanne werden abschließend detailliert dargelegt.

#### **Dämpfungsmaterialien** (siehe Kapitel 7)

In diesem Abschnitt sollen zwei passive Geräuschminderungsmaßnahmen – die Materialsubstitution und eine thermoakustische Vollkapsel – betrachtet werden. Nach der Untersuchung und dem Vergleich dreier Ölwannen unterschiedlicher Materialien, wird das im 6. Kapitel entwickelte aktive System auf eine Kunststoffölwanne übertragen und bewertet. Danach wird die Entwicklung und Erprobung einer motornahen, nach thermoakustischen Kriterien optimierten, Vollkapselung eines Dieselmotors beschrieben. Dabei werden thermische und akustische Messungen vollzogen, die der Istzustandsanalyse des ungekapselten Motors dienen. Daraufgehend werden der Aufbau der Kapsel und die Materialauswahl erläutert. Am Ende folgt eine Bewertung der Kapsel hinsichtlich ihrer akustischen und thermischen Eigenschaften.

## 4. Versuchs-, Mess- und Regelungstechnik

### 4.1 Messräume

Alle Messungen wurden unter freifeldnahen Bedingungen in reflexionsarmen Räumen durchgeführt. Es kamen sowohl ein Akustikmesslabor für die Labordemonstratoren als auch ein Akustik-Motorprüfstand für die Dieselmotorenversuche zum Einsatz. Im Vorfeld der Untersuchungen wurden die Nachhallzeiten der beiden Räume messtechnisch ermittelt. Damit konnten die Hallradien (Freifeld-Diffusfeld-Grenze) sowie die Grenzfrequenzen nach Schröder (Raummoden-Wahrscheinlichkeit) überschlagsmäßig berechnet werden. In Tabelle 4-1 sind die gemessenen sowie berechneten akustischen Raumeigenschaften aufgelistet.

**Tabelle 4-1:** Akustische Eigenschaften der Messräume

|  | <b>Akustikmesslabor</b>   | <b>Akustik-Motorprüfstand</b>                                   |
|--|---|---|
| <i>Volumen</i>                           | $V = 41,06 \text{ m}^3$   | $V = 40,10 \text{ m}^3$   |
| <i>Nachhallzeit</i>                      | $T_n = 0,10 \text{ s}$  | $T_n = 0,07 \text{ s}$  |
| <i>Hallradius</i>                        | $r_H = 0,057 \cdot \sqrt{\frac{V}{T_n}} = 1,16 \text{ m}$       | $r_H = 0,057 \cdot \sqrt{\frac{V}{T_n}} = 1,36 \text{ m}$       |
| <i>Grenzfrequenz<br/>(nach Schröder)</i> | $f_{GrS} = 2.000 \cdot \sqrt{\frac{T_n}{V}} = 98,70 \text{ Hz}$ | $f_{GrS} = 2.000 \cdot \sqrt{\frac{T_n}{V}} = 83,56 \text{ Hz}$ |

Die Luftschallmessungen mussten somit im Abstand kleiner als  $r_H$  vom räumlichen Mittelpunkt des Messobjektes durchgeführt werden, um Diffusfeldbedingungen auszuschließen. Bei gemessenen Frequenzen größer als  $f_{GrS}$  kann der störende Einfluss von Raummoden vernachlässigt werden.

Im Akustikmesslabor sind Wände und Decke mit keilartigen Absorptionselementen verkleidet, die ab circa 350 Hz einen hohen Schallabsorptionsgrad aufweisen. Der Raumboden ist mit Teppich ausgelegt.

Im Akustik-Motorprüfstand sind die Wände und die Decke mit flachen Breitbandlochabsorbieren ausgestattet. Im Gegensatz dazu ist der Boden schallhart ausgeführt. Die Belastungsmaschine (Prüfstandsbremse, 4-Quadrantenmaschine) ist räumlich getrennt untergebracht und über eine Welle mit dem Prüfstand und somit dem Prüfling verbunden. Der Akustik-Motorprüfstand weist Schallabsorptions-Genauigkeitsklasse 1 (nach ISO 3745) für Frequenzen größer als 50 Hz auf.

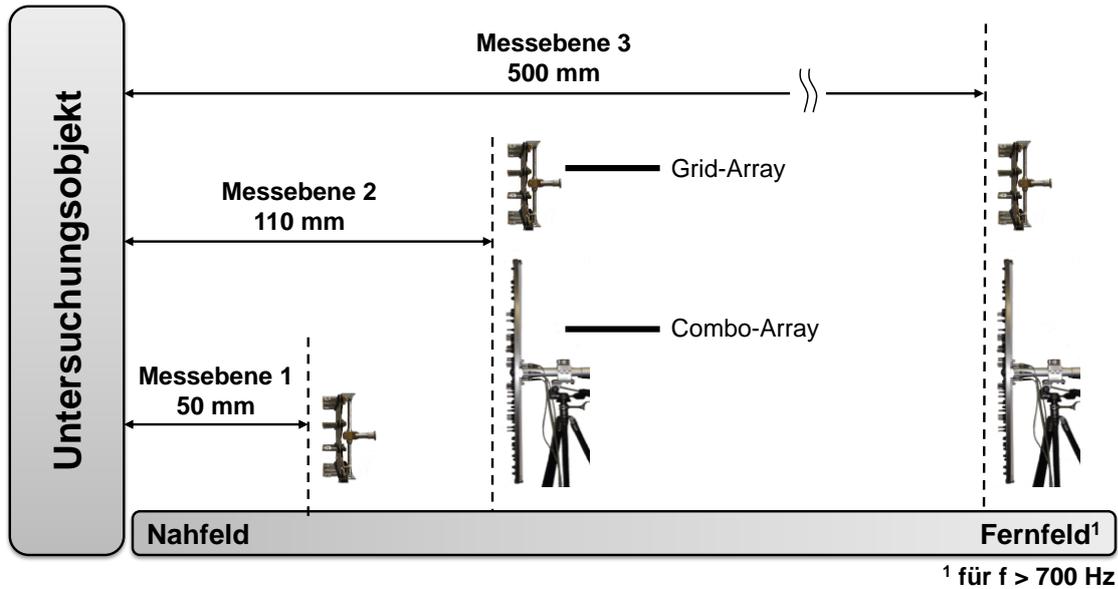
### 4.2 Körper- und Luftschallmesstechnik

Die Messung des Körperschalls wurde größtenteils mittels in eine Schwingungsrichtung messenden, piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmern realisiert. Die Resonanzfrequenz dieser Aufnehmer liegt bei circa 40 kHz. Für die Schwingungsmessung eines Kurbelwellenhauptlagers wurde ein triaxial messender, piezoelektrischer Beschleunigungsaufnehmer (3D-Aufnehmer) verwendet. Dieser Beschleunigungsaufnehmer besitzt für jede Messachse einen separaten Ausgang. Die Resonanzfrequenz liegt hier bei circa 30 kHz. Piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer stellen vom Frequenzgang her ein hochabgestimmtes Schwingungsmesssystem dar, welches, bis zu einer normierten oberen Grenzfrequenz unterhalb der Resonanzfrequenz, korrekte Messergebnisse im linearen Übertragungsbereich liefert. Mit beiden gewählten Sensoren war es aufgrund ihrer hohen Resonanzfrequenzen möglich, den Hörfrequenzbereich ( $16 \text{ Hz} < f < 20 \text{ kHz}$ ) eines Menschen im Körperschall zu erfassen. Zusätzlich kamen noch piezoelektrische Patchsensoren, bestehend aus Blei-Zirkonat-Titanat (PZT-Keramiken), zur Messung des Körperschalls zum Einsatz. Diese liefern als elektrisches Ausgangssignal eine dem mechanischen Weg direkt proportionale Spannung, die sich problemlos in die Bewegungsgrößen Geschwindigkeit und Beschleunigung umrechnen lässt. Mit den Patchsensoren war es beispielsweise möglich, auf der Innenseite der Ölwanne während des Motorbetriebs Schwingungen zu messen. Dies war für die Umsetzung der kollokalen Anordnung der Aktor-Sensor-Paare erforderlich, da sich die Aktoren aufgrund der hohen Ansteuerspannungen von bis zu 100 Volt (siehe Gleichung (4-1)) auf der Außenseite der Ölwanne befinden sollten. Die Sensoren, die den direkten piezoelektrischen Effekt ausnutzen, erzeugen nur eine geringe elektrische Spannung von wenigen Volt.

Für die Untersuchungen des Luftschalls wurden  $\frac{1}{2}$  Zoll und  $\frac{1}{4}$  Zoll Kondensatormessmikrofone benutzt. Die Messmikrofone mit dem kleineren Durchmesser wurden für die Mikrofonarrays verwendet, um möglichst wenig störende Reflexionsflächen zu bieten. Diese Mikrofone haben aber einen kleineren Dynamikbereich des Schalldruckpegels als die  $\frac{1}{2}$  Zoll Mikrofone. Deswegen kamen für sämtliche Luftschallmessungen mit einzelnen Mikrofonen, die Mikrofone mit dem größeren Durchmesser zum Einsatz. Mit beiden Mikrofontypen lässt sich der Hörfrequenzbereich problemlos abdecken. Die Sensorsignalaufzeichnung erfolgte dann mit dem Prüfstands-Akustik-Messsystem PAK (maximal 80 Messkanäle). Die zur Verfügung stehenden Messkanäle waren für die Messaufgaben in dieser Arbeit ausreichend.

Zum Aufzeichnen von räumlichen Schalldruck- und Schallintensitätsverteilungen stand das Schallquellenlokalisierungssystem Pulse (maximal 36 Messkanäle) zur Verfügung. Zur Messung der akustischen Größen Schalldruck beziehungsweise Schallintensität wurden ein Grid-Array mit 32 Mikrofonen (regelmäßig Anordnung in acht Spalten und vier Reihen, Mikrofonabstand = 50 mm, Abbildung A-1 (Anhang)) und ein kreisförmiges Combo-Array (HALD [25]) mit 30 Mikrofonen (Durchmesser = 700 mm, mittlerer Mikrofonabstand  $\approx$  110 mm, Abbildung A-2 (Anhang)) genutzt. Die Schallfeldberechnung erfolgt mithilfe der statistisch optimierten Nahfeldholographie (SONAH, HALD [26]) beziehungsweise des Beamforming-Verfahrens (BF). Die akustischen Berechnungsergebnisse der einzelnen Schallfelder verschiedener Messebenen werden zur Visualisierung der Schallquellen mit Fotos einer Digitalkamera so zusammengefügt, dass das akustische Bild teiltransparent über dem optischen Bild liegt. Beim Combo-Array aus Abbildung A-2 (Anhang) befindet sich dafür im Zentrum eine Digitalkamera. Da das Grid-Array (siehe Abbildung A-1 (Anhang)) keine Kamera besitzt, mussten hier die Fotos separat aufgenommen werden.

Beide Arraykonfigurationen waren von ihren Abmessungen her für die Messaufgaben an den Labordemonstratoren und an den Dieselmotoren geeignet, wobei das Grid-Array mitunter mehrfach in einer Ebene versetzt werden musste. Dies stellte jedoch bis auf den höheren Zeitaufwand keine Probleme dar.



**Abbildung 4-1:** Messabstände im Nah- und Fernfeld der beiden verwendeten Mikrofonarrays

In allen dargestellten Messebenen aus Abbildung 4-1 kann die Schalldruckverteilung mittels Grid-Array direkt über einen breiten Frequenzbereich gemessen werden. Eine exakte Berechnung der Schalldruck- und Schallintensitätsverteilungen ist nur mithilfe der Messdaten von Ebene 1 möglich. Diese Berechnungen können für die Messebene 1 und für alle zum Array parallelen Ebenen vor und hinter dieser Messebene unter Nutzung des SONAH-Algorithmus im Frequenzbereich von 100 Hz bis 3,2 kHz durchgeführt werden. Für optimale Holografie- beziehungsweise Berechnungsergebnisse mit guter Auflösung sollte der Abstand des Arrays zum Untersuchungsobjekt dem Mikrofonabstand entsprechen. Dies ist nur in Messebene 1 gegeben. Die untere Grenzfrequenz resultiert aus dem Berechnungsalgorithmus und den Array-Abmessungen (HALD [26]). Die obere Grenzfrequenz wird dagegen durch den Abstand der Mikrofone untereinander bestimmt (Mikrofonabstand = 50 mm). Der Mikrofonabstand sollte kleiner als die halbe Wellenlänge sein.

Bei Nutzung des Combo-Arrays erhält man unabhängig vom Messabstand nur Berechnungsergebnisse von Schalldruck und Schallintensität, da die 30 Array-Mikrofone eine ungleichmäßige räumliche Verteilung aufweisen. Es eignet sich im Nahfeld sowie im Fernfeld jeweils nur ein Messabstand (Abbildung 4-1). Im Nahfeld (Messebene 2) kommt wieder der SONAH-Algorithmus zur Anwendung. Damit beträgt der Messabstand 110 mm ( $\approx$  mittlerer Mikrofonabstand), der Frequenzbereich erstreckt sich von 100 Hz bis 1,6 kHz (Kriterium der halben Wellenlänge) und es lassen sich

ebenfalls Ergebnisse für parallele Array-Ebenen berechnen. Das Beamforming-Verfahren dient der Bestimmung der Schalldruckverteilung im Fernfeld (Messebene 3). Der Messabstand ergibt sich für optimale Ortsauflösungen aus dem 0,7fachen des Arraydurchmessers (HALD [25]). Dieser Messabstand darf nicht unterschritten werden. Das Messverfahren bietet eine hohe Ortsauflösung in hohen Frequenzbereichen bei einer relativ geringen Messpunktzahl. Dabei ist die Ortsauflösung als kleinster Abstand zwischen zwei inkohärenten, in einer Ebene liegenden Teilschallquellen gleicher Intensität definiert, der gerade noch in einer Schallkartierung unterschieden werden kann (HENZE ET AL. [29]). In tiefen Frequenzbereichen erlaubt das Beamforming nur grobe Ortsauflösungen. Das Array muss die Schallquelle nicht komplett abdecken, jedoch nimmt die Auflösung ab einem 30° Öffnungswinkel von der Array-Achse ab. Das Verfahren findet Anwendung im Frequenzbereich von 800 Hz bis 6,4 kHz (HENZE ET AL. [28]).

### 4.3 Thermografische Messtechnik

Zusätzlich zu Messungen mit Thermoelementen, um beispielsweise die Öltemperatur in der Ölwanne zu messen, wurden infrarotthermografische Messungen mit einer Wärmebildkamera durchgeführt (siehe Abbildung 4-2). Die thermografischen Aufnahmen können anschaulich die Temperaturverteilungen auf den Motoroberflächen darstellen und waren für die Auswahl und die Anordnung von wärmeisolierenden Materialien notwendig. Mithilfe dieser Materialien konnte dann eine Motorvollkapsel entworfen und aufgebaut werden (siehe Kapitel 7.2).



**Abbildung 4-2:** Wärmebildkamera ImageIR® 8300 [34]

Die Wärmebildkamera detektiert die Infrarotstrahlung im mittleren Infrarot-Wellenlängenbereich von 1,5 bis 5  $\mu\text{m}$ . Die Messunsicherheit der Kamera beträgt bei exakter Kenntnis des Emissionsgrades bei Temperaturen bis 100  $^{\circ}\text{C}$  absolut betrachtet 1 K und relativ betrachtet 25 mK. Bei höheren Temperaturen ergibt sich ein absoluter Messfehler von einem Prozent vom Messwert [34]. Der Emissionsgrad einer Körperoberfläche gibt an, wie viel Wärmestrahlung diese im Vergleich zu einer idealen schwarzen Körperoberfläche abgibt.

Bei den Messungen am ungekapselten Dieselmotor mussten alle blanken metallischen Oberflächen zur Erlangung einer definierten Emissionscharakteristik mit schwarzem Graphitpulverlack beschichtet werden, da die Emissionsgradunterschiede auf einer kompletten Motorseite sonst zu groß wären. Für verschiedene Kunststoffbauteile wie beispielsweise den Ventildeckel und die Zahnriemenabdeckung konnte, bedingt durch die für diese Werkstoffe spezifischen Emissionsgrade größer 0,8, eine Schwärzung unterbleiben. Somit ist bei allen später aufgeführten Darstellungen der thermografischen Messungen darauf zu achten, dass stets nur eine qualitative Aussage über die thermische Verteilung getroffen werden kann. Eine exakte quantitative Beurteilung ist mit diesen Aufnahmen aufgrund der immer noch leicht unterschiedlichen Emissionsgrade der Oberflächen nicht immer möglich.

### 4.4 Regelungstechnik

Zur Realisierung der aktiven Schwingungsdämpfung (siehe Kapitel 6) wurde als Regelungstechnik ein dSpace-System eingesetzt. Dieses lässt sich über die Software ControlDesk mit MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup> verbinden. In Simulink entworfene Regelungssysteme konnten so für den Mikrocontroller der dSpace-Einheit kompiliert werden. Das verwendete dSpace-System besitzt jeweils 16 analoge Spannungsein- und ausgänge und dafür entsprechende AD/DA-Wandler. Zur Ansteuerung der piezoelektrischen Patchaktoren mussten Piezo-Verstärker zwischengeschaltet werden, da der Arbeitsbereich der verwendeten Aktoren zwischen 0 und 100 Volt liegt. Für die Ansteuerung der Aktoren wurde bei diesen Verstärkern eine Verstärker-Offsetspannung  $u_{off}$  von 50 Volt eingestellt. Der Spannungsbereich der dSpace-Ausgänge liegt wie bei den dSpace-Eingängen für die Sensorsignale bei  $\pm 5$  Volt. Die dSpace-

Ausgangsspannung  $u_{out}$  wird vom Regelalgorithmus ermittelt. Daraus errechnen die Verstärker die erforderliche Spannung

$$u = u_{off} \pm u_{out} \cdot 10 \quad (4-1)$$

für die Ansteuerung der Piezoaktoren.

Das beschriebene dSpace-System wurde aufgrund seiner hohen Abtastrate von bis zu 100 kHz und wegen seiner Kompatibilität zu der MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup>-Software ausgewählt. Hohe Basisabtastraten sind erforderlich, da die nutzbare Abtastrate letztendlich von der Komplexität des entworfenen Regelungssystems abhängt. Bei der in dieser Arbeit entwickelten adaptiven Neuro-Fuzzy-Regelung war eine maximale Abtastrate von 20 kHz einstellbar, um die Echtzeitfähigkeit der Regelung zu garantieren. Mit dieser Abtastrate konnten die Amplituden der Schwingungen im gewünschten Frequenzbereich bis 1.200 Hz reduziert werden. Testmessungen ergaben, dass der Adaptionalgorithmus der Regelung bei einer Abtastrate unter 16 kHz häufig keine optimalen Verstärkungsfaktoren berechnet. Somit sind die technischen Eigenschaften der verwendeten dSpace-Hardware für die geplante Aufgabe ausreichend.

Obwohl es durchaus Alternativen zu der hier verwendeten Regelungstechnik gibt, wurde im Rahmen dieser Arbeit bewusst auf das dSpace-System zurückgegriffen, da dieses im universitären und industriellen Umfeld unter Regelungstechnikern am weitesten verbreitet ist. Damit ließen sich die entwickelten Regler zu Vergleichszwecken leichter auf andere Systeme übertragen.

#### 4.5 Versuchsmotoren

Bei den untersuchten Motoren handelt es sich um Vierzylinder-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzsystemen. Diese Motoren wurden im Akustik-Motorprüfstand vermessen. In der Tabelle 4-2 sind die technischen Daten der Motoren aufgelistet.

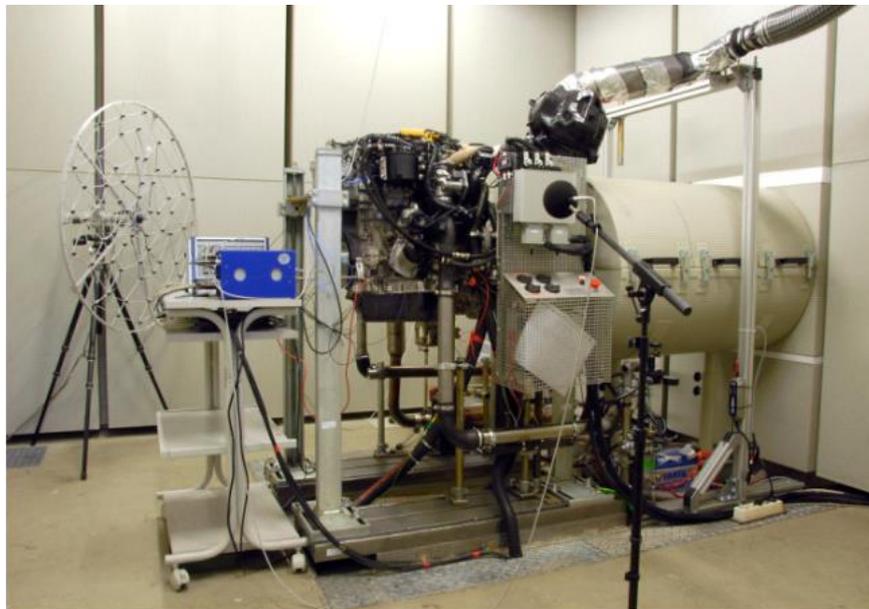
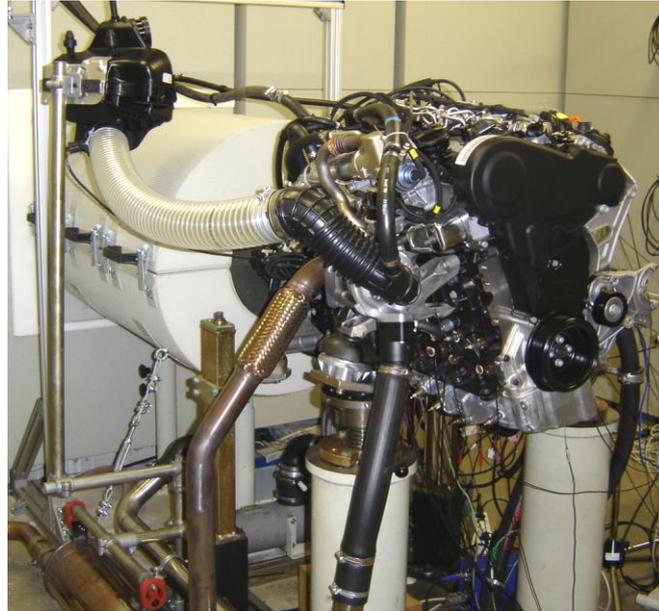
**Tabelle 4-2:** Technische Daten der Diesel-Versuchsmotoren

|                             | <b>Motor 1</b>                     | <b>Motor 2</b>                     |
|-----------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| <i>Bauart</i>               | 4-Zylinder                         | 4-Zylinder                         |
| <i>Hubraum</i>              | 2,0 l                              | 2,2 l                              |
| <i>Nennleistung</i>         | 103 kW bei 4.000 min <sup>-1</sup> | 130 kW bei 5.000 min <sup>-1</sup> |
| <i>Maximales Drehmoment</i> | 320 Nm                             | 400 Nm                             |
| <i>Einspritzventile</i>     | Piezoinjektor                      | Piezoinjektor                      |

Eine Grundlage für die Analysen in dieser Arbeit waren die Messungen der Zylinderdrücke von jeweils allen vier Zylindern. Hierfür wurden die Glühkerzen der Versuchsmotoren entfernt und durch Drucksensoren mit passendem Glühkerzenadapter ersetzt.

Abbildung 4-3 zeigt die beiden Motoren auf dem Prüfstand. Für die „Analyse und Simulation akustischer Motortransferpfade“ (siehe Kapitel 5) sowie für die „Aktive Schwingungs- und Schallreduktion am Beispiel der Ölwanne“ (siehe Kapitel 6) wurde bei den motorischen Versuchen Motor 1 verwendet. Im Kapitel 7.1 („Materialsstitution“) kam der Motor 2 zum Einsatz.

Für die Erprobung einer thermoakustischen Motorkapsel (siehe Kapitel 7.2) wurde ein weiterer Dieselmotor ähnlicher Bauart verwendet. Da dieser Motor 3 kein Serienaggregat ist, soll an dieser Stelle auf die Benennung seiner technischen Daten verzichtet werden.



**Abbildung 4-3:** Motor 1 (oben) und Motor 2 (unten) jeweils im Akustik-Motorprüfstand

Die Wahl und der Einsatz der drei Dieselmotoren waren auch an finanzielle und zeitliche Randbedingungen geknüpft. Zusätzlich musste darauf geachtet werden, dass die elektrische Belastungsmaschine (Prüfstandsbremse) leistungsmäßig kompatibel ist.

Durch die Verwendung drei verschiedener Motoren kann die Wirksamkeit der entwickelten Maßnahmen weitgehend unabhängig von einem spezifischen Dieselmotor nachgewiesen werden. Die entwickelten Ansätze dieser Arbeit lassen sich somit für spätere Anwendungen leichter übertragen und nutzbar machen.

### **5. Analyse und Simulation akustischer Motortransferpfade**

Bezüglich des Motorgeräusches ist der Verbrennungsvorgang, speziell der Zylinderdruck, die wesentliche Komponente hinsichtlich der Geräuschanregung. Untersuchungen von WEYMANN ET AL. [89] und DECKER ET AL. [14] zielen auf die Entwicklung eines Werkzeugs zur Simulation des Zylinderdruckes mithilfe von motorischen Messgrößen beziehungsweise Körperschallsensoren ab. Ziel dabei ist die Bestimmung von Verbrennungsgrößen ohne die Verwendung von Zylinderdrucksensoren. Dieses Kapitel beschreibt einen Ansatz zur Analyse und Simulation verschiedener akustischer Transferpfade ausgehend vom Zylinderdruck beziehungsweise von der Oberflächenbeschleunigung bis hin zum Luftschall.

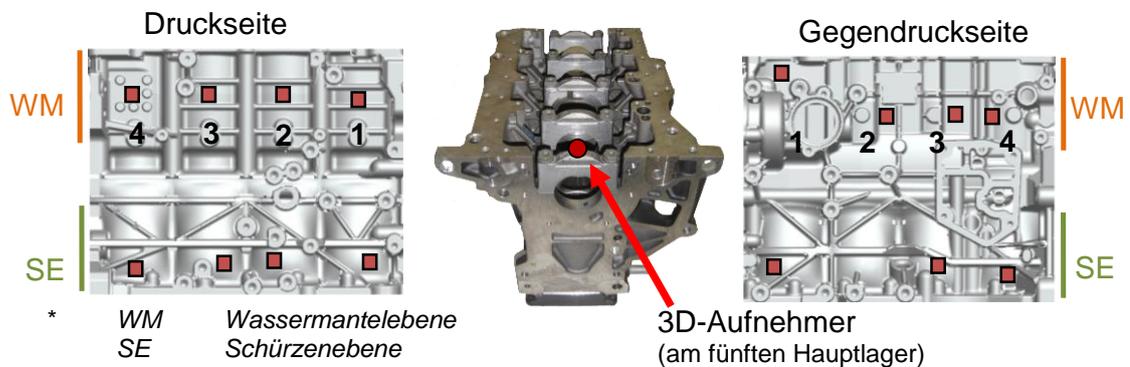
Im ersten Teil dieses Kapitels werden verschiedene Geräuschanteile des Motorgeräusches mithilfe von Kohärenzbetrachtungen unterschieden und analysiert.

Im zweiten Teil werden Modelle zur Simulation von akustischen Transferpfaden erläutert. Die Umsetzung erfolgt mithilfe von künstlichen neuronalen Netzen. Diese Netze werden mit einem gemessenen Betriebspunkt trainiert. Anschließend wird ihre Anwendbarkeit auf weitere, dem Netz unbekannt, Betriebspunkte überprüft. Das Ziel ist es dabei, gemessene Brennraumdruckverläufe hinsichtlich ihrer akustischen Auswirkungen zu beurteilen, ohne bei jedem Betriebspunkt aufwändige Körper- und Luftschallmessungen durchführen zu müssen.

#### **5.1 Motormessungen**

Grundlage der Untersuchungen bilden Messungen der Oberflächenbeschleunigungen am Zylinderkurbelgehäuse und des Schalldruckes im Nahfeld an einem 4-Zylinder Dieselmotor (Motor 1, Tabelle 4-2). Die Messungen einzelner stationärer Betriebspunkte wurden in einem Akustik-Motorprüfstand (siehe Tabelle 4-1) durchgeführt. Eine Aufzeichnung der vier Zylinderdrücke erfolgte mittels Drucksensoren. Insgesamt wurden 15 Beschleunigungsaufnehmer und ein triaxial messender Beschleunigungsaufnehmer verwendet. Der Beschleunigungsaufnehmer für die dreidimensionale Schwingungsmessung wurde an einem Kurbelwellenhauptlager montiert, um den inneren Körperschallleitweg in zwei Abschnitte zu unterteilen. Aus Platzbedarfsgründen konnte der Sensor nur auf dem fünften Hauptlager angebracht

werden. Der Beschleunigungsaufnehmer wurde so ausgerichtet, dass seine Messachsen den Motorachsen entsprechen. Die 15 weiteren Beschleunigungsaufnehmer wurden auf die beiden Seitenflächen des Zylinderkurbelgehäuses jeweils auf der Wassermantelebene (WM) und Schürzenebene (SE) so verteilt, um generelle Aussagen zum äußeren und inneren Körperschallleitweg treffen zu können. Abbildung 5-1 zeigt die gewählten Messpositionen. Für die Positionierung der Sensoren bietet die Oberfläche der Druckseite bessere Zugänglichkeiten als die Gegendruckseite. Aufgrund dessen wurde ein Großteil der Untersuchungen exemplarisch an dieser Gehäuseseite durchgeführt.



**Abbildung 5-1:** Messpositionen der Beschleunigungsaufnehmer

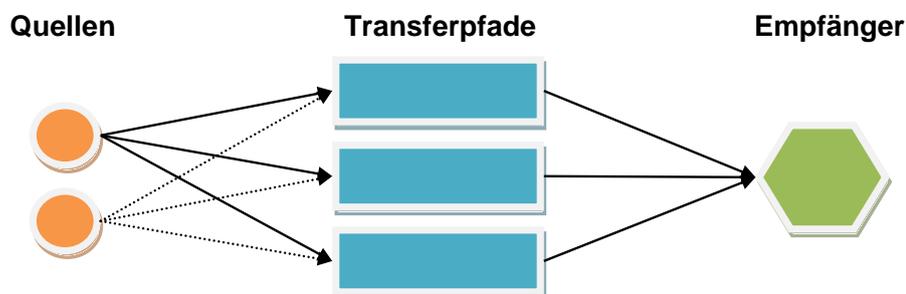
Für die Luftschallmessungen wurde das Grid-Array jeweils zentral vor die Seitenflächen des Zylinderkurbelgehäuses in einem Abstand von 110 mm (Messebene 2, Abbildung 4-1) positioniert.

Die Messdaten wurden für verschiedene stationäre Betriebspunkte aufgenommen. Gemessen wurden vier verschiedene Lastzustände (Schleppen, Leerlast, 50 Nm und 160 Nm) bei jeweils  $1.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $1.500 \text{ min}^{-1}$ ,  $2.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $2.500 \text{ min}^{-1}$ ,  $3.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $3.500 \text{ min}^{-1}$  und  $4.000 \text{ min}^{-1}$ . Die Auswahl der Lastzustände ist für die Aufgabe ausreichend, da es um grundlegende Unterscheidungen der Motorgeräuschanteile geht. Die einzelnen Messsignale wurden als Zeitsignale über eine Messzeit von 20 s aufgezeichnet. Bei der späteren Berechnung wurden die Messsignale jedoch auf 6 s beschränkt. Es wurde darauf geachtet, über eine ausreichende Anzahl von Arbeitsspielen zu mitteln, da die Schwankungen von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel nur durch eine genügend lange Auswertedauer gemindert werden können. 6 s Auswertedauer haben sich für die Kohärenzberechnungen und als Datengrundlage für die neuronalen Netzmodelle als ausreichend herausgestellt. Die Abtastrate wurde auf

32,78 kHz eingestellt. Dies ermöglicht eine Auswertung der Messdaten bis zu einer Frequenz von 12,5 kHz. Die gemessenen Zeitsignale wurden im ASCII-Format exportiert, um später in MATLAB® importiert werden zu können.

### 5.2 Transferpfadanalyse

Schallwellen können bei ihrer Ausbreitung von der Schallquelle bis zum Empfänger mehrere Medien und verschiedene Wege durchlaufen. Die Bewertung dieser Einzelpfade wird als Transferpfadanalyse (TPA) bezeichnet. Zur Vereinfachung der Analyse werden die Einzelpfade meist als unabhängig voneinander angesehen. Wie die folgenden Untersuchungen zeigen, ist dies beim Verbrennungsmotor in der Regel nicht der Fall. Zu den wichtigsten Anwendungsgebieten der Transferpfadanalyse zählt die Fahrzeug- und Motorakustik. Bei der Analyse werden grundsätzlich zwei Hauptpfade unterschieden - der Körperschalltransferpfad und der Luftschalltransferpfad (DEMME [15]). Das Gesamtgeräusch beim Empfänger enthält meist Schwingungen verschiedener Quellen, die sich über mehrere Transferpfade ausbreiten (siehe Abbildung 5-2).

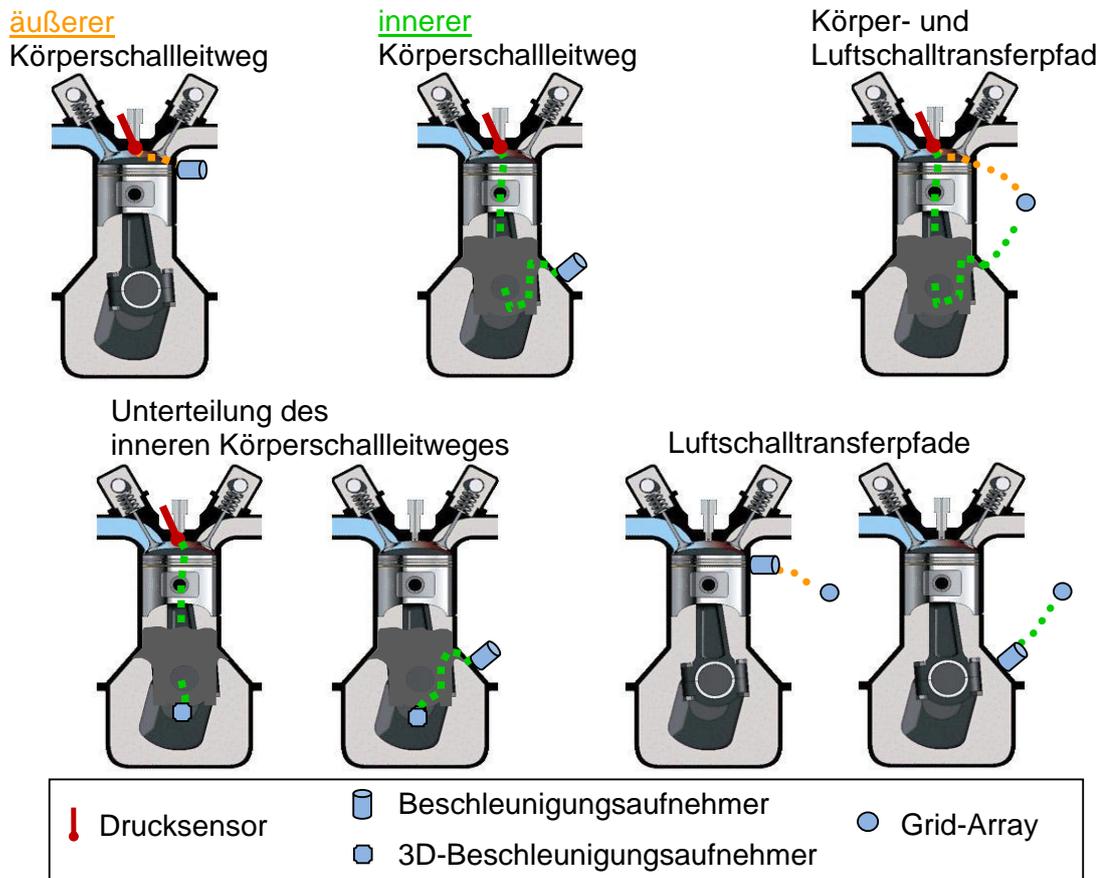


**Abbildung 5-2:** Schematische Darstellung der Schallübertragung und -ausbreitung

Um den Geräuschpegel beim Empfänger zu senken, können die Schallquellen gedämpft oder die Transferpfade sinnvoll beeinflusst werden. Hierfür ist jedoch die genaue Analyse der Transferpfade nötig.

Die akustischen Motortransferpfade aus Abbildung 5-3 können mithilfe von Übertragungs- und Kohärenzfunktionen (siehe Kapitel 5.3) analysiert und mittels neuronaler Netze (siehe Kapitel 5.4) modelliert werden. In den Darstellungen markieren die grünen Punkte den inneren und die gelben Punkte den äußeren Körperschalleitweg. Dabei wird der Übertragungsweg maximal vom Zylinderdruck bis zum Luftschallmesspunkt betrachtet. Der graue Bereich in den Bildern mit

gekennzeichnetem innerem Leitweg soll die Anbindung an das Zylinderkurbelgehäuse über die Hauptlager andeuten.



**Abbildung 5-3:** Schematische Darstellung der untersuchten Transferpfade

Für die Bildung der Übertragungsfunktionen der unterschiedlichen Transferpfade, bei denen der Brennraumdruck die Eingangsgröße darstellt, wurden die vier Zylinderdrücke energetisch für jeden Zeitpunkt gemittelt zu

$$p(t) = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sum_{i=1}^4 (p_i(t))^2} . \quad (5-1)$$

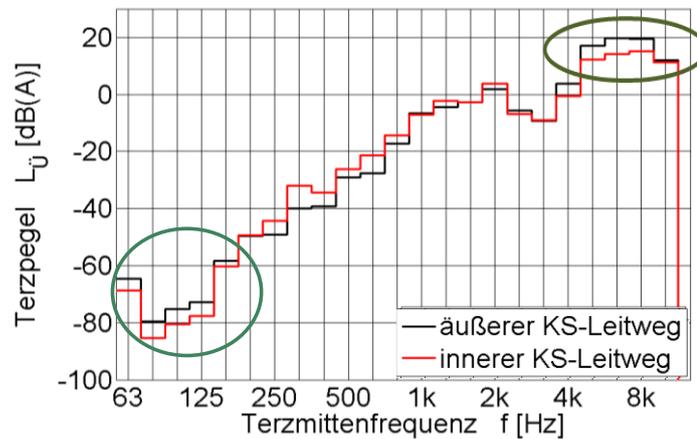
Diese energetische, intensitätsgerechte Mittelung ist erforderlich, um nach der anschließenden Umrechnung in den Frequenzbereich der zeitlich schwankenden Signale die Zündfrequenzen jedes einzelnen Zylinders zu berücksichtigen. Der äußere Körperschallleitweg kann nun mittels der energetisch gemittelten Zylinderdruckanregung und einem an der Wassermantelebene angebrachten Beschleunigungsaufnehmer (an Zylinder 4) sowie der Mittelung der vier

Beschleunigungen der Wassermantelebene beschrieben werden. Zur Beschreibung des inneren Körperschallleitweges wird anstelle des Beschleunigungsaufnehmers an der Wassermantelebene, ein Beschleunigungsaufnehmer an der Schürze des Motors sowie die Mittelung der vier Beschleunigungen der Schürzenebene verwendet. Bei der Mittelung der Beschleunigungssignale wurde in Anlehnung an BOCIAN [9] und LUCAS ET AL. [50] eine arithmetische Mittelung der Frequenzspektren gewählt. Wie in Kapitel 2.1 beschrieben, sollte der Anteil des inneren Körperschallleitweges am Gesamtgeräuschpegel größer als der Anteil des äußeren Körperschallleitweges sein.

In Abbildung 5-4 werden diese beiden Körperschallleitwege wie erläutert miteinander verglichen. Der gemessene Betriebspunkt für diese Darstellungen war bei  $4.000 \text{ min}^{-1}$  und  $160 \text{ Nm}$  Last. Die dargestellten Übertragungsfunktionen beinhalten den gemittelten Zylinderdruck als Anregung und Beschleunigungssignale der entsprechenden Gehäuseebene als Antwort. Erkennbar ist die Dominanz des inneren Körperschallleitweges für den gesamten mittleren Frequenzbereich und die Pegelüberhöhung des äußeren Körperschallleitweges bei den Frequenzen über  $4 \text{ kHz}$ . Gründe für die Pegelüberhöhung des äußeren Körperschallleitweges sind neben den Strukturunterschieden zwischen den zwei Ebenen, die lokal wirkenden hochfrequenten Brennraumschwingungen beziehungsweise der zunehmende Einfluss der nichtlinearen Geräuschanteile aufgrund der Kolbensekundärbewegungen (GÖHRINGER ET AL. [23]). Im unteren Diagramm von Abbildung 5-4 werden die repräsentativeren Übertragungsfunktionen der kompletten Wassermantel- und Schürzenebene miteinander verglichen. Hier wird jeweils das Antwortverhalten aller vier Zylinder berücksichtigt. Es zeigen sich speziell im Frequenzbereich bis  $250 \text{ Hz}$  Unterschiede zur Einbeziehung eines einzigen Zylinders in das Antwortverhalten (siehe Abbildung 5-4, oben). Örtlich lokale Überhöhungen beim äußeren Körperschallleitweg resultieren aus der ZKG-Oberfläche von Zylinder 4 und werden durch die Beschleunigungen der anderen drei Zylinder herausgemittelt (Abbildung 5-4, unten). Bei Betrachtung der kompletten Ebenen liegt der  $63 \text{ Hz}$ -Terzpegel des inneren Leitweges beispielsweise wieder über dem des äußeren Leitweges.

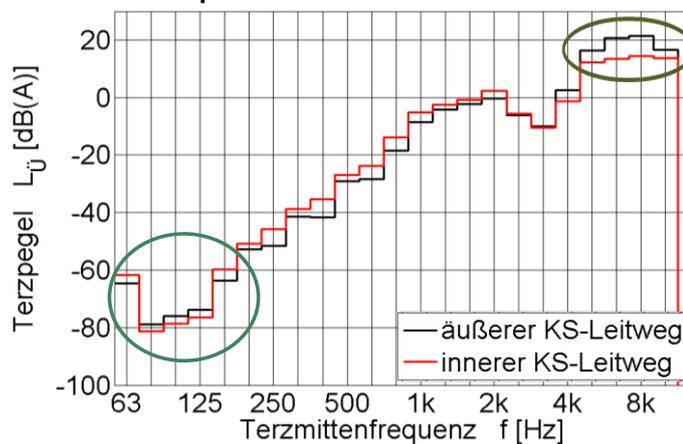
Antwort:

Beschleunigung an Zylinder 4



Antwort:

Mittelung der 4 Beschleunigungen  
der entsprechenden Ebene



**Abbildung 5-4:** Übertragungsfunktionen aus den gemittelten Zylinderdrücken und den Beschleunigungen an der Oberfläche der Druckseite; Vergleich des äußeren und inneren Körperschallleitweges bei 4.000 min<sup>-1</sup> und 160 Nm

### 5.3 Einfache und multiple Kohärenzanalyse

Bei der grundlegenden Unterteilung des Motorgeräusches in Verbrennungsgeräusch und mechanisches Geräusch wird besonders bei Dieselmotoren das Verbrennungsgeräusch im unteren und mittleren Drehzahlbereich als dominant angesehen. Das mechanische Geräusch ist wie bekannt lastunabhängig und vor allem im hohen Drehzahlbereich dominierend (GÖHRINGER [22], HEUER [30]). Das Verbrennungsgeräusch setzt sich aus einem linearen Anteil (direktes Verbrennungsgeräusch (lineares Übertragungsverhalten)) und einem nichtlinearen Anteil (indirektes

Verbrennungsgeräusch (nichtlineares Übertragungsverhalten)) zusammen (IZUHO ET AL. [37], GÖHRINGER [22]). Die Trennung des direkten und indirekten Verbrennungsgeräusches kann mit Kohärenzfunktionen untersucht werden. Der größte Anteil des direkten Verbrennungsgeräusches am Summengeräuschpegel wird für direkt einspritzende Dieselmotoren dem niedrigen bis mittleren Lastbereich bei konstanter Drehzahl zugeschrieben (GÖHRINGER [22]). Im oberen Drehzahl- und Hochlastbereich besitzt das indirekte Verbrennungsgeräusch einen großen Anteil am Gesamtgeräusch.

Die gewöhnliche Kohärenz ist ein Korrelations- und Linearitätsmaß zwischen zwei Messsignalen. In der Motorakustik interessiert der Zusammenhang zwischen Zylinderdruckanregung  $p$  und diversen Empfangspunkten  $y$ . Diese einfache Kohärenzfunktion, welche Werte zwischen 0 (Nichtlinearität) und 1 (Linearität) annehmen kann, lautet

$$\gamma^2_{py}(f) = \frac{|\overline{G_{py}}(f)|}{\sqrt{\overline{G_{pp}}(f) \cdot \overline{G_{yy}}(f)}} \quad (5-2)$$

wobei  $G$  die jeweiligen zu mittelnden Kreuz- und Autoleistungsspektren beschreibt. Da die Anregung bei Vierzylindermotoren aus vier gleichartigen Einzelsignalen besteht, welche auf einen gemeinsamen Ausgang wirken, ergibt sich das in Abbildung 5-5 dargestellte „Multiple Input / Single Output“ (MISO) - System (LEE ET AL. [45]). Um den Einfluss aller Zylinderdrücke zu berücksichtigen, sind die Signale im Zeitbereich energetisch zu mitteln oder einer multiplen Kohärenzbetrachtung zu unterziehen.

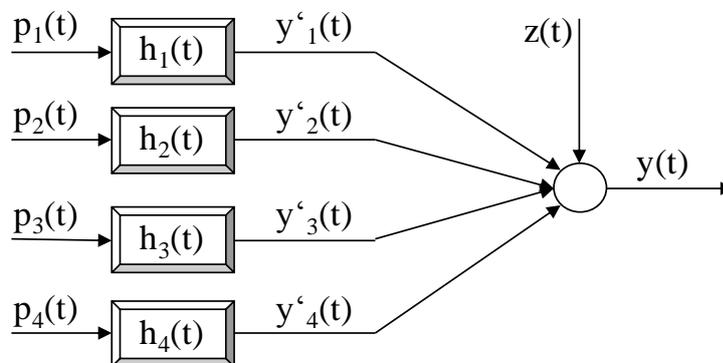


Abbildung 5-5: MISO-System mit Störgröße  $z(t)$

Bei einer anzunehmenden Unabhängigkeit der Zylinderdrücke zueinander lautet die multiple Kohärenzfunktion

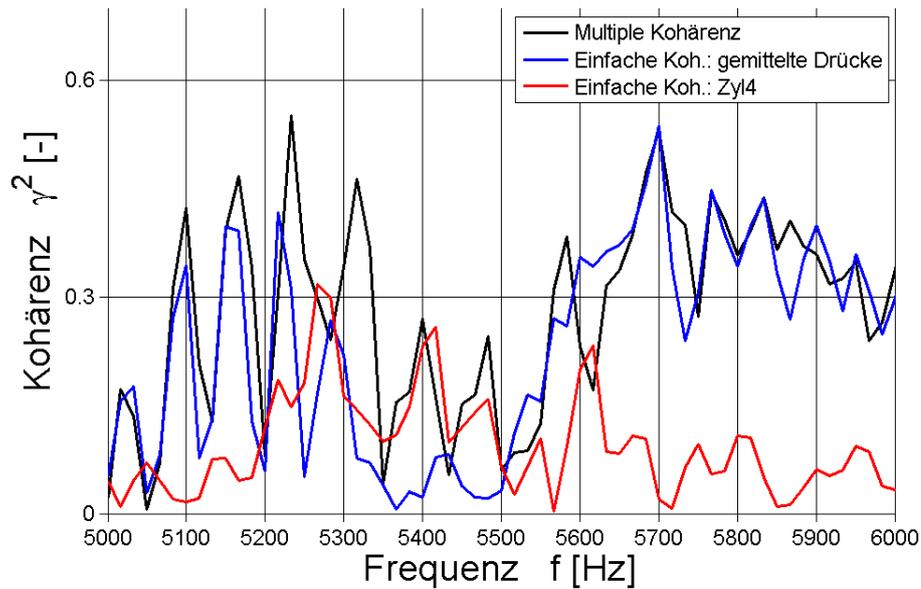
$$\gamma_{m\ py}^2 = \frac{|\underline{H}^* \cdot \underline{G}_{pp} \cdot \underline{H}^T|}{G_{yy}}, \quad (5-3)$$

wobei

$$\underline{H} = \underline{G}_{py} \cdot (\underline{G}_{pp}^T)^{-1} \quad (5-4)$$

die Übertragungsfunktions-Matrix charakterisiert (GÖHRINGER [22]). Die Formulierung  $\underline{H}^*$  aus Gleichung (5-3) steht hierbei für die komplex konjugierte  $\underline{H}$ -Matrix. Da der Zähler der Gleichung zur multiplen Kohärenzberechnung komplexwertig ist, wird dort der Betrag gebildet. Das Autoleistungsspektrum des Ausgangssignals ist bereits reellwertig.

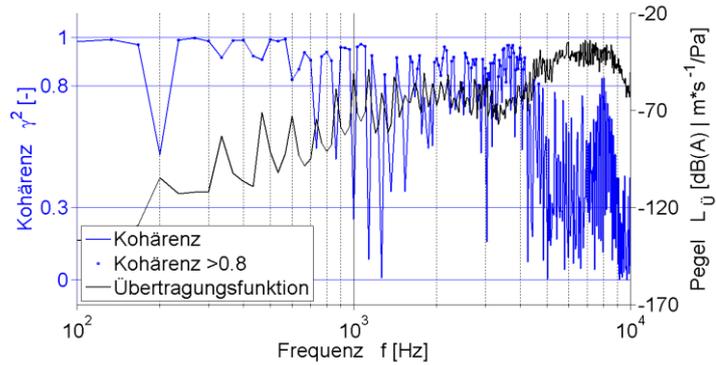
Bei den Kohärenzbestimmungen wird die Frequenzauflösung gemäß der Zündfrequenz eines Zylinders der entsprechenden Drehzahl festgelegt. Dies entspricht beim Viertaktmotor der halben Motorordnung. In Abbildung 5-6 wird der einfachen Kohärenz, mit einem Zylinderdruck und dem gemittelten Druck, die multiple Kohärenz gegenübergestellt. Da es bei der multiplen Kohärenz signalanalytisch aufwändig ist, Motorunterordnungen bei der Betrachtung auszuschließen, wodurch besonders im unteren Frequenzbereich Kohärenzwerte größer 1 entstehen können, genügt für die Analyse der akustischen Pfade die kohärente Beziehung des gemittelten Zylinderdruckes zu einem Empfangspunkt beziehungsweise zu gemittelten Empfangspunkten (LUFT ET AL. [51]). Bei den folgenden Untersuchungen wird daher auf die einfache Kohärenz mit gemittelten Eingangs- und Ausgangswerten zurückgegriffen.



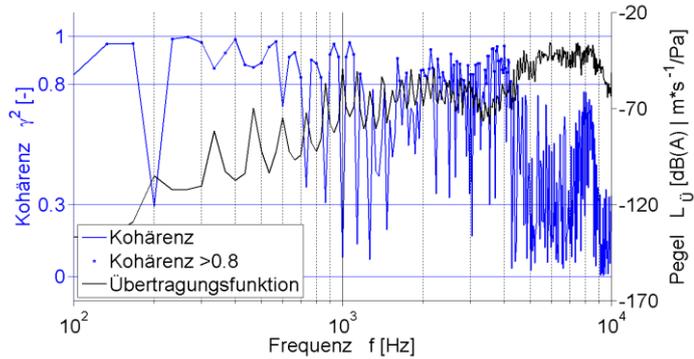
**Abbildung 5-6:** Exemplarischer Kohärenzvergleich am äußeren Körperschalleitweg bei  $2.000 \text{ min}^{-1}$  und  $160 \text{ Nm}$

Bei der zeitlichen Mittelung werden in der Motorenentwicklung üblicherweise Messungen über 50 bis 100 Arbeitsspiele aufgezeichnet und anschließend für die Frequenzanalyse über die Anzahl der gemessenen Arbeitsspiele gemittelt (GÖHRINGER [22]). Ohne Mittelung bei der Berechnung der Kreuz- und Autoleistungsspektren würde die Kohärenz aus Gleichung (5-2) funktionsbedingt immer den Wert 1 ausgeben. Bei den vorliegenden Messdaten über 20 s wurde je nach Drehzahl bei der Fourieranalyse eine veränderliche Anzahl von Rechteckfenstern gemittelt. Für die folgenden Kohärenzberechnungen ist es daher notwendig, den Einfluss der Fensteranzahl und somit die Vergleichbarkeit von Messungen unterschiedlicher Drehzahlen aufzuzeigen. Die Fensteranzahl entspricht der Anzahl der Arbeitsspiele. Abbildung 5-7 verdeutlicht, dass der Einfluss der Fensteranzahl eine untergeordnete Rolle spielt. Die Vergleichbarkeit von Messungen unterschiedlicher Drehzahlen und somit unterschiedlicher Arbeitsspielanzahl ist damit gegeben. Für weitere Untersuchungen wurde die ausgewertete Messzeit auf 6 s festgelegt. Die Anzahl an Arbeitsspielen (ASP) variiert somit zwischen 50 ASP bei  $1.000 \text{ min}^{-1}$  und 200 ASP bei  $4.000 \text{ min}^{-1}$ .

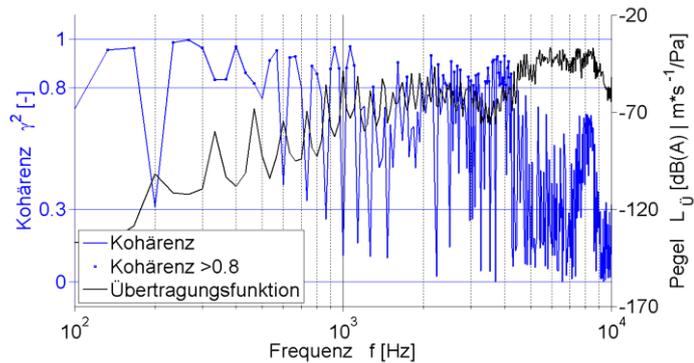
ausgewertete Messzeit  
**1 s** ( $\hat{=} 33,3$  ASP)



ausgewertete Messzeit  
**6 s** ( $\hat{=} 200$  ASP)



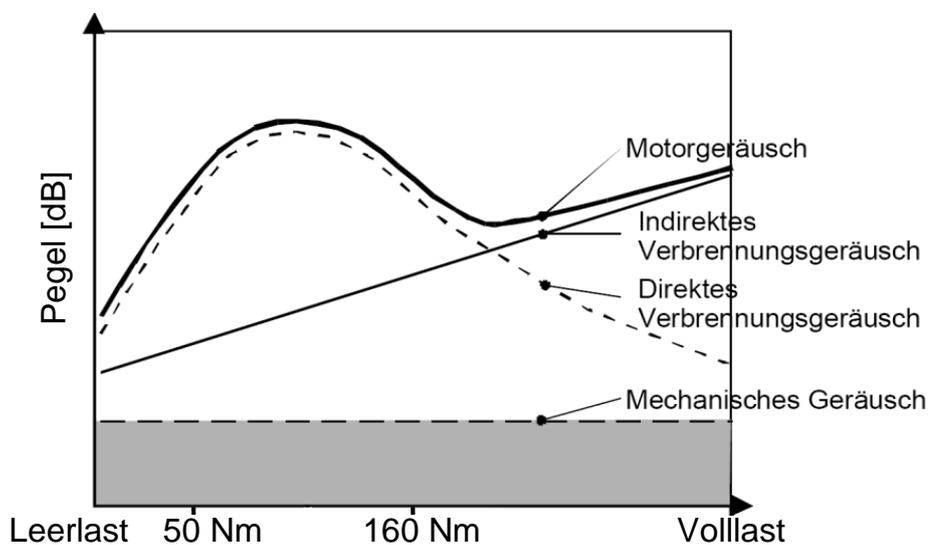
ausgewertete Messzeit  
**12 s** ( $\hat{=} 400$  ASP)



**Abbildung 5-7:** Übertragungsfunktion und einfache Kohärenz aus energetisch gemitteltem Zylinderdruck und einem Beschleunigungsaufnehmer; Variation der Arbeitsspiellanzahl bei  $4.000 \text{ min}^{-1}$

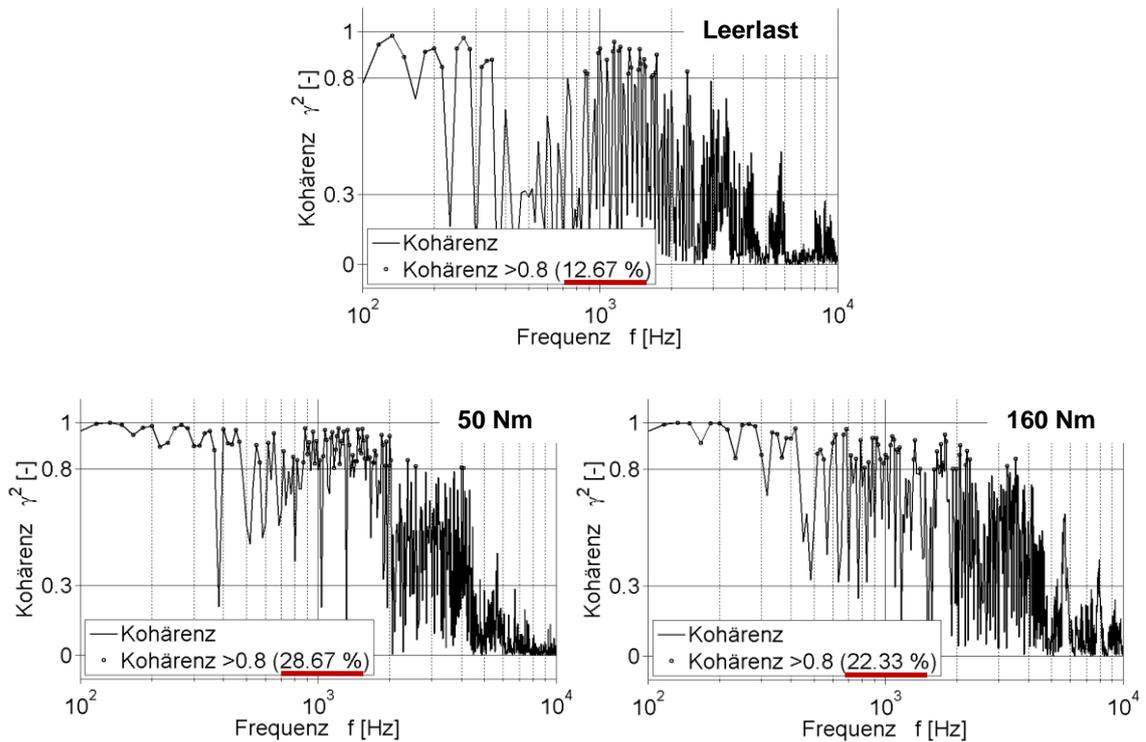
Die Unterscheidung zwischen direktem und indirektem Verbrennungsgeräusch kann mittels Kohärenzanalyse abgeschätzt werden. Grundlage hierfür ist das unterschiedliche Übertragungsverhalten der beiden Geräuschanteile. Nach HEUER [30] nimmt der Geräuschanteil des linearen direkten Verbrennungsgeräusches im niedrigen Lastbereich zunächst zu und wird ab dem mittleren Lastbereich mit zunehmender Last wieder geringer. Das nichtlineare indirekte Verbrennungsgeräusch nimmt mit der Last stetig zu, da es zu immer stärkeren Stoßvorgängen zwischen den spielbehafteten Teilen kommt. Die Lastabhängigkeiten der jeweiligen Motorgeräuschanteile sind unter Berücksichtigung der untersuchten Lastpunkte in Abbildung 5-8 dargestellt. Mithilfe dieser grafischen Motorgeräuschaufteilung lässt sich das Verbrennungsgeräusch im

Verhältnis zum mechanischen Geräusch abschätzen und mittels Kohärenzfunktion in einen direkten und indirekten Anteil unterscheiden. Der Verlauf des Motorgeräusches aus Abbildung 5-8 kann direkt bei einem Lasthochlauf gemessen werden. Das über der Last konstante mechanische Geräusch erhält man durch eine Messung im Schleppbetrieb des Motors. Damit bleiben noch zwei unbekannte Größen übrig – die beiden Anteile des Verbrennungsgeräusches. Diese Anteile lassen sich nur qualitativ über die Kohärenz bewerten und quantitativ durch energetische Pegeladdition des mechanischen Geräusches und der beiden Verbrennungsgeräuschanteile zum Gesamtmotorgeräusch überschlagsmäßig berechnen.



**Abbildung 5-8:** Lastabhängigkeit der einzelnen Motorgeräuschanteile nach HEUER [30]

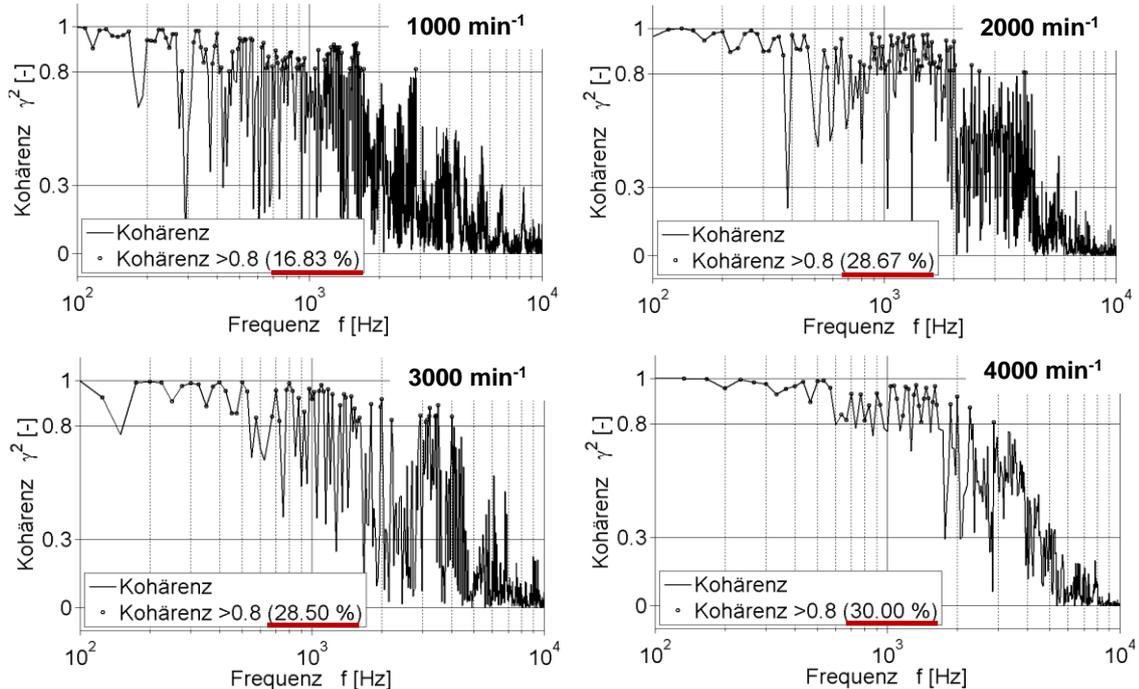
Die Lastabhängigkeit des Verbrennungsgeräusches lässt sich aus den vorliegenden Messdaten bei der Betrachtung der Kohärenz im Folgenden ebenfalls erkennen. In Abbildung 5-9 sind am Beispiel des inneren Körperschallleitweges die Kohärenzverläufe für drei verschiedene Lastzustände (Leerlast, 50 Nm und 160 Nm) bei konstanter Drehzahl ( $2.000 \text{ min}^{-1}$ ) dargestellt. Berechnungsgrundlage waren der im Zeitbereich energetisch gemittelte Zylinderdruck und die Mittelung der Beschleunigungen an der Schürze des Zylinderkurbelgehäuses.



**Abbildung 5-9:** Kohärenzvergleich bei drei unterschiedlichen Lastzuständen für den inneren Körperschallleitweg bei  $2.000 \text{ min}^{-1}$  (Kohärenz  $> 0,8$  bis  $5.000 \text{ Hz}$  berechnet)

Die Kohärenzen aus Abbildung 5-9 belegen den erläuterten Lasteinfluss. Die linearen Anteile ( $\gamma > 0,8$ ) des Verbrennungsgeräusches nehmen im Teillastbereich (hier bis  $50 \text{ Nm}$  auf circa 29%) zu. Das direkte Motorgeräusch ist bei Dieselmotoren bei niedrigen und mittleren Lasten aufgrund des relativ hohen Zündverzugs überhöht (HEUER [30]). Bei weiter zunehmenden Lasten treten die nichtlinearen Anteile aufgrund der stärker werdenden Stoßvorgänge zwischen den spielbehafteten Teilen im Kurbeltrieb deutlicher hervor. Bei  $160 \text{ Nm}$  ist die Kohärenz auf circa 22% abgefallen. Hier spielt zusätzlich der Drehschwingungseinfluss eine Rolle. Die Drehschwingungen der Kurbel- und Ausgleichswellen steigen bei hohen Lasten sehr stark an und werden auch als Körperschall auf das Zylinderkurbelgehäuse übertragen. Dies führt auch zu größeren Nichtlinearitäten im betrachteten Transferpfad (innerer Körperschallleitweg vom Zylinderdruck zur Oberflächenbeschleunigung an der Schürze), da diese Drehschwingungen nur indirekt im Zylinderdruckverlauf ihre Ursache haben. Die Motormessungen zeigten über  $5.000 \text{ Hz}$  betriebspunktunabhängig keine linearen Anteile mehr.

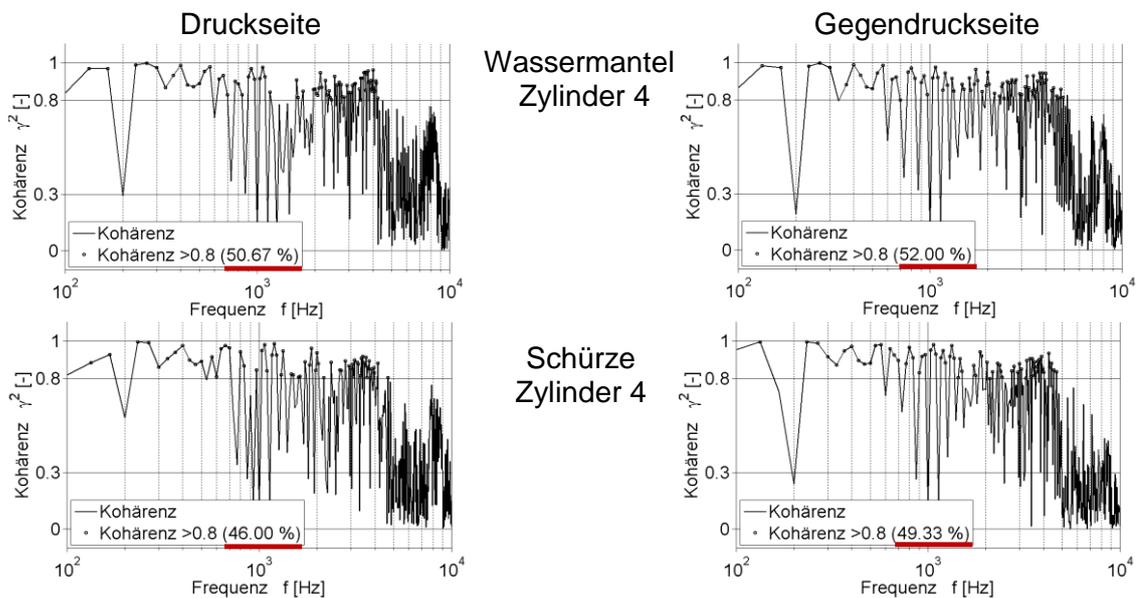
Die drehzahlabhängige Unterteilung des Verbrennungsgeräusches mittels der Kohärenzbetrachtung ist wesentlich komplexer und genaue Aussagen sind nur bedingt möglich. Abbildung 5-10 zeigt die Kohärenzverläufe für den inneren Körperschalleitweg bei einer konstanten Last von 50 Nm und einer Drehzahlvariation zwischen  $1.000 \text{ min}^{-1}$  und  $4.000 \text{ min}^{-1}$ .



**Abbildung 5-10:** Kohärenzvergleich bei vier verschiedenen Drehzahlen für den inneren Körperschalleitweg bei 50 Nm Last (Kohärenz > 0,8 bis 5.000 Hz berechnet)

Deutlich erkennbar ist der sprunghafte Zuwachs der Kohärenzwerte um circa 12% zwischen  $1.000 \text{ min}^{-1}$  und  $2.000 \text{ min}^{-1}$ . Dies kann mehrere Gründe haben. Der Schmierfilm zwischen den bewegten Teilen wird mit steigender Drehzahl aufgrund eines sich bildenden und größer werdenden Tragdruckes bei Vollschröpfung steifer. Zudem kommt es bei der Drehzahlerhöhung zu einem Temperaturanstieg der Bauteile, wodurch die spielbehafteten Verbundbauteile geringeren Stößen ausgesetzt sind, was das linearere Übertragungsverhalten des Verbrennungsgeräusches verbessert. Im mittleren und hohen Drehzahlbereich ( $3.000 \text{ min}^{-1}$  und  $4.000 \text{ min}^{-1}$ ) ist der prozentuale Anteil der Kohärenzwerte über 0,8 annähernd konstant. Generell dominiert, wie bekannt ist, das Verbrennungsgeräusch im unteren und mittleren Drehzahlbereich und das mechanische Geräusch im hohen Drehzahlbereich.

Bei dem Vergleich der Kohärenzverläufe der beiden Gehäuseseiten zeigen sich geringe Unterschiede (Abbildung 5-11). Sowohl auf der Druckseite als auch auf der Gegendruckseite zeigt der äußere Körperschalleitweg zum Wassermantel ein etwas höheres Linearitätsmaß als der innere Körperschalleitweg zur Schürze des Zylinderkurbelgehäuses. Das geringere Linearitätsmaß an der Schürzenebene ist mit dem längeren Übertragungsweg dieses Transferpfades zu erklären. Der höhere nichtlineare Anteil bei Messungen an der Druckseite ist auf den Anlagewechsel des Kolbens und dem daraus resultierenden Kolbensschlag zurückzuführen.



**Abbildung 5-11:** Kohärenzvergleich zwischen den Gehäuseseiten bei  $4.000 \text{ min}^{-1}$  und  $160 \text{ Nm}$  Last (Kohärenz  $> 0,8$  bis  $5.000 \text{ Hz}$  berechnet)

#### 5.4 Modellbildung mittels künstlicher neuronaler Netze

Die Analyse diverser Motortransferpfade hat gezeigt, dass beim untersuchten Dieselmotor größtenteils nichtlineares Übertragungsverhalten im Frequenzbereich bis 10 kHz vorliegt. Um diese Übertragungspfade zu simulieren, bieten sich neuronale Netze an, da diese aufgrund ihrer eigenen Nichtlinearität, nichtlineare Übertragungsfunktionen besser modellieren können.

Künstliche neuronale Netze (SCHERER [79] und REY ET AL. [68]) sind als mathematische Modelle der biologischen Nervensysteme entstanden. Sie bestehen wie ihr natürliches Vorbild aus einer Menge von einfachen, in der Regel in Schichten angeordneten Berechnungseinheiten, den Neuronen, die über gewichtete, veränderliche Verbindungen miteinander vernetzt sind und gemeinsam komplexe Aufgaben lösen können. Abbildung 5-12 zeigt die Eingaben  $x_i$ , die über mit  $w_i$  gewichteten Verbindungen ins Neuron gelangen. Die gewichtete Summe  $\Sigma$  ist die Eingabe der Aktivierungsfunktion  $F_A$ , welche die Ausgabe  $y$  des Neurons berechnet. Gleichung (5-5) beschreibt in vektorieller Form diesen Zusammenhang,

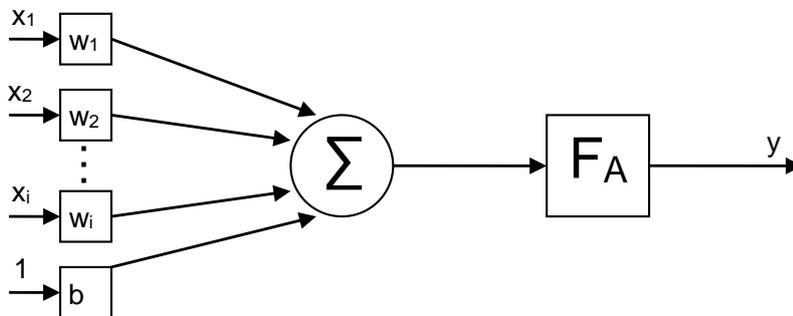
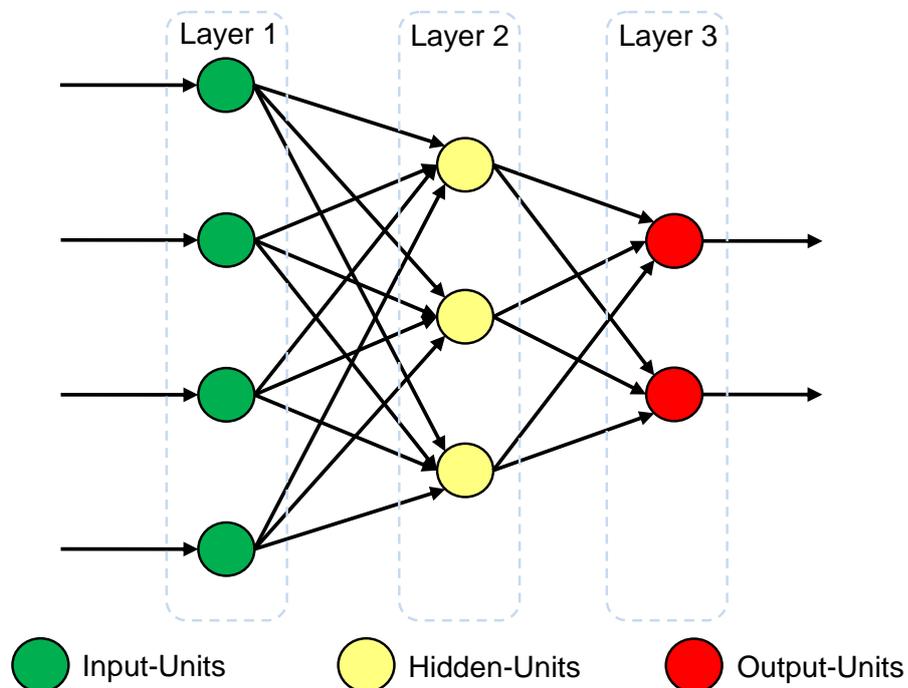


Abbildung 5-12: Aufbau eines künstlichen Neurons

$$\vec{y} = F_A(\vec{w} \cdot \vec{x} + \vec{b}) \quad (5-5)$$

Als Aktivierungsfunktion können zwischen der linearen Aktivierungsfunktion mit und ohne Schwelle, der binären und der sigmoiden Aktivierungsfunktion unterschieden werden (SCHERER [79]). In Abbildung A-3 (Anhang) sind die unterschiedlichen Aktivierungsfunktionen dargestellt.

Die Neuronen können in drei verschiedene Arten unterteilt werden - die Input Units, die Hidden Units und die Output Units. Die Input Units nehmen Informationen von außen auf, die Output Units geben Signale an die Umgebung ab. Die Hidden Units repräsentieren eine innere Schicht der „Außenwelt“ und befinden sich zwischen den Input Units und Output Units. Die Units werden je nach Größe und Komplexität des Netzes in mehreren Schichten, den sogenannten Layern, verknüpft. Die Abbildung 5-13 zeigt die grundsätzliche Struktur eines neuronalen Netzes. Die Verknüpfungen zwischen den einzelnen Units werden als Kanten bezeichnet. Wie stark zwei Neuronen miteinander verknüpft sind, wird mit Gewichten beschrieben. Die Gewichte können positiv, negativ oder null sein. Positive Gewichte verstärken den Informationsgehalt des vorangegangenen Neurons, negative Gewichte schwächen beziehungsweise hemmen das Signal und Null-Gewichte markieren, dass keine Verbindung zwischen den beiden Neuronen besteht. Der Informationsgehalt eines künstlichen neuronalen Netzes ist in diesen Gewichten gespeichert. Das Lernen eines Netzes bedeutet immer eine Konfiguration der Gewichte. Der Input in ein Neuron hängt von zwei Dingen ab - vom Aktivitätslevel des vorangegangenen Neurons und von der Größe des Gewichtes zwischen den beiden Neuronen.



**Abbildung 5-13:** Prinzipieller Aufbau künstlicher neuronaler Netze

In der Regel werden neuronale Netze nach ihrer Struktur, die durch die Anzahl und Art der Neuronen und deren Verbindungen untereinander bestimmt ist, klassifiziert. Dabei

wird unterschieden, ob die Netze geschichtet beziehungsweise ungeschichtet oder vorwärtsgerichtet beziehungsweise rekurrent sind. Zur Festlegung einer geeigneten Struktur gehört die Auszeichnung trainierbarer Parameter, die meist durch die Gewichte identifiziert werden. Durch Schätzung oder Zufallsinitialisierung erhält man initiale Belegungen der trainierbaren Parameter, die dann in einem Lernverfahren so adaptiert werden, dass das neuronale Netz lernt, eine bestimmte Aufgabe zu lösen.

Es gibt eine Vielzahl verschiedener Lernverfahren, die die Vorgehensweise bei der Parameteradaption definieren. Das Training eines neuronalen Netzes ist ein iterativer Vorgang, bei dem die trainierbaren Parameter ausgewählt und mit logischen Anfangswerten versehen werden müssen. Ebenso muss eine Fehlerfunktion in diesen Parametern festgelegt sein, um die Performance des Netzes zu bewerten. Aufgabe des Lernverfahrens ist es, die Fehlerfunktion durch Optimierung der Gewichte zu minimieren. Dazu sind Messungen der Eingänge  $x_i$  und der Ausgänge  $y_i$  für das Netz nötig. Die Lernverfahren für differenzierbare Modelle sind gradientenbasiert und werden als Gradientenabstiegsverfahren bezeichnet. Diese nutzen die erste Ableitung der Fehlerfunktion nach den Gewichten für die Minimierung. Wird der Fehler über dem Parameterraum aufgetragen, so ergibt sich anschaulich ein Fehlergebirge und der Gradient gibt die Richtung und den Betrag der größten Steigung an. Der Nachteil dieser Methode ist es, dass fälschlicherweise ein lokales Minimum als globales erkannt werden kann. Abbildung 5-14 stellt eine Lernregel dar, die dem überwachten Lernen zugeordnet ist und als Fehlerfunktion den quadratischen Fehler  $\varepsilon$  wie folgt nutzt

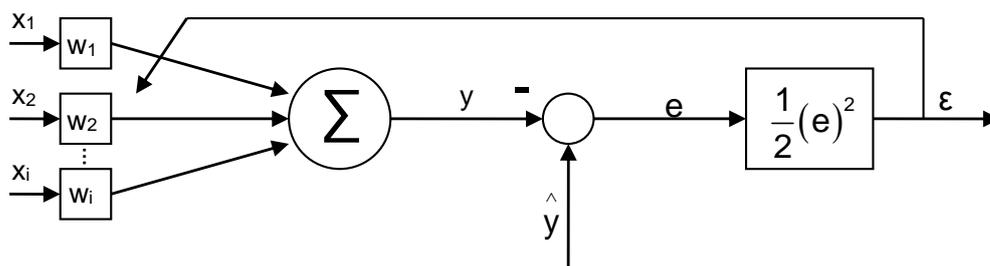


Abbildung 5-14: Supervised Learning – Delta-Regel

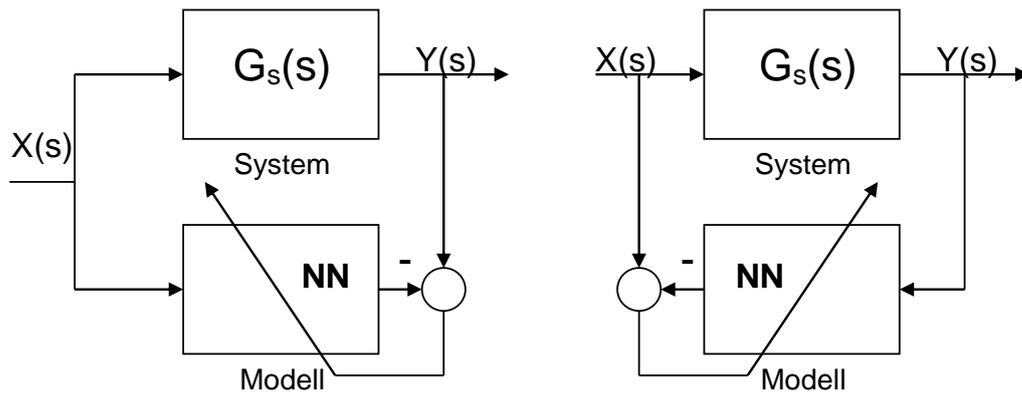
$$\varepsilon = \frac{1}{2}(\hat{y} - y)^2 = \frac{1}{2}\left(\hat{y} - \sum_{i=1}^i (w_i \cdot x_i)\right)^2 \quad (5-6)$$

Diese Regel findet unter anderem im bekannten Backpropagations-Verfahren Anwendung, welches für mehrschichtige, vorwärtsgerichtete neuronale Netze die Ableitungen schnell berechnen kann. Im Vorwärtsschritt berechnet sich der Netzausgang. Im Rückpropagationsschritt wird der Fehler durch das Netz zurückpropagiert. Die Adaptionsformel für die Gewichte lautet

$$w_{i+1} = w_i - \mu \frac{\partial \varepsilon_i}{\partial w_i} \quad (5-7)$$

Der Parameter  $\mu$  bezeichnet dabei die Lernrate und steuert die Schrittweite des Verfahrens. Zudem bewirkt die Berücksichtigung des Gradientenbetrages eine automatische Schrittweitensteuerung, das heißt im Minimum strebt der Gradient gegen Null. In flachen Gebieten ist die Konvergenz daher sehr langsam. Abhilfe schaffen können dabei Verfahren, die sich hauptsächlich auf das Vorzeichen des Gradienten stützen und die Parameteranpassung unabhängig von der tatsächlichen Größenordnung des Gradienten vornehmen. Der bekannteste Vertreter solcher vorzeichenbasierten Verfahren ist der RPROP(Resilient Backpropagation)-Algorithmus (RIEDMILLER ET AL. [70]), der sich aus der Delta-Regel ableitet und auf den in Kapitel 6.2 („Regelstrategien“) noch genauer eingegangen wird.

Beim Einsatz neuronaler Netze (NN) zur Systemmodellierung werden die folgenden zwei Arten unterschieden. Abbildung 5-15 zeigt links die Methode der direkten Modellierung, bei der das neuronale Netz parallel zum zu modellierenden System geschaltet wird. Als Fehlersignal für die Adaption dient die Differenz zwischen Systemausgang und Netzausgang. Nach dem Lernen steht das Netz als Modell des Systems zur Verfügung. Auf der rechten Seite sieht man das Grundprinzip der inversen Modellierung, die als eigenständiger Ansatz in einer Regelung häufiger Verwendung findet.

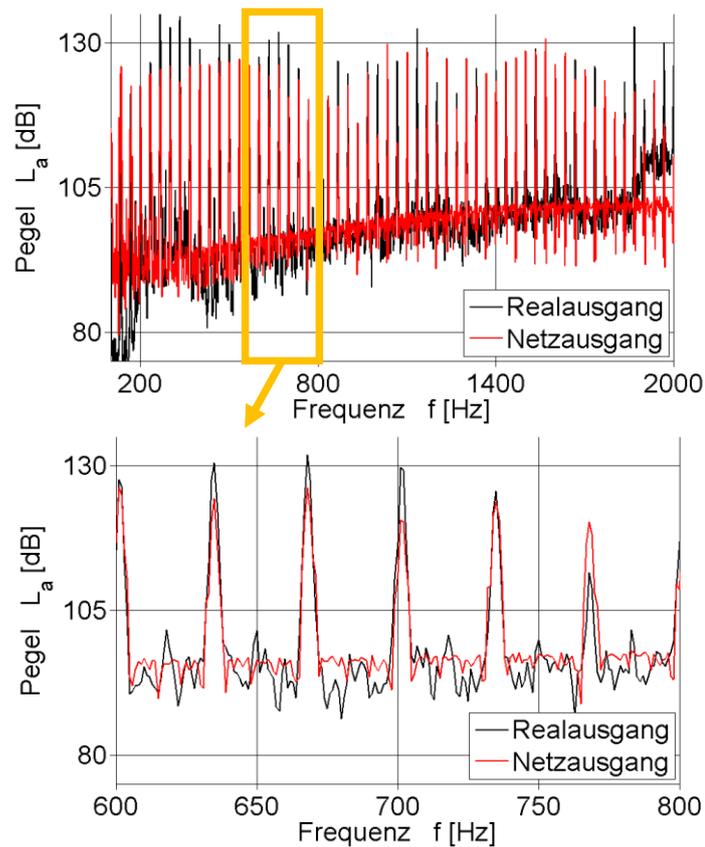


**Abbildung 5-15:** Direkte Modellierung eines Systems (links); Inverse Modellierung eines Systems (rechts)

### 5.4.1 Modellstruktur und Modelloptimierung

Abbildung A-6 (Anhang) gibt einen Überblick über die verwendeten Programmbausteine von MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup> und deren Anwendungen für die nachfolgenden Analysen. Bei den Untersuchungen wurden die neuronalen Netze einzelner Transferpfade im Frequenzbereich zunächst für einen Betriebspunkt trainiert (1. Verifikationsstufe) und anschließend bei anderen Betriebspunkten angewendet (2. Verifikationsstufe). Um die Güte der 1. und 2. Verifikationsstufe beurteilen zu können, wurde der vom Netz ermittelte Systemausgang mit dem gemessenen Realausgang des entsprechenden Betriebspunktes verglichen. Eine Simulation im Zeitbereich ist prinzipiell möglich, hat jedoch den Nachteil des hohen analytischen Aufwandes (HINTZ ET AL. [31]). Zusätzlich können entstehende Amplitudenfehler aufgrund der notwendigen Bandpass-Filterung der Signale nur sehr schwer ermittelt werden. Ein exemplarisches Ergebnis der Zeitbereichssimulation ohne Bandpass-Filterung zeigt Abbildung A-4 (Anhang) für den äußeren Körperschallleitweg. Auch wenn die Ergebnisse mit aufwändiger Signalfilterung und anschließender Umrechnung in den eigentlich interessierenden Frequenzbereich etwas besser werden, sollen sich die Analysen in diesem Kapitel auf die direkte Simulation im Frequenzbereich beschränken. Modellgrundlage im Frequenzbereich bildeten stets Schmalbanddaten ( $\Delta f = 1 \text{ Hz}$ ). Zur übersichtlicheren Auswertung können die gemessenen und simulierten Schmalbanddaten in Terzpegel umgerechnet werden. Bei den nachfolgenden Diagrammen entspricht der Realausgang den Messdaten (= Messung) und der Netzausgang den simulierten Daten (= Simulation). Die Modellgrundlage bilden Feedforward-Netze, bestehend aus einem Eingangs- und einem Ausgangs-layer, sowie

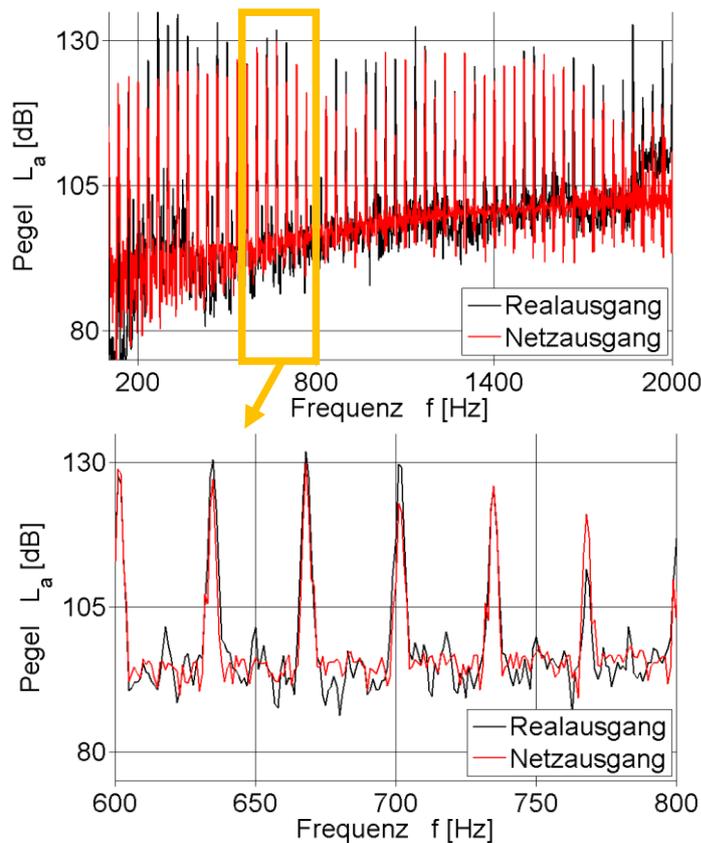
zwei Hidden-Layern mit jeweils 10 bis 100 Neuronen. Die Modifizierung der Gewichte erfolgt mit dem Backpropagation-Verfahren und dem Levenberg-Marquardt-Algorithmus (REY ET AL. [68]). Erste Versuche zeigten, dass eine Erhöhung der Neuronen- oder Layeranzahl im Rahmen dieser Untersuchungen keine signifikanten Verbesserungen bezüglich der erzielbaren Simulationsergebnisse lieferten. In Abbildung 5-16 wird der Lernerfolg mit 10 Neuronen und in Abbildung 5-17 mit 100 Neuronen dargestellt.



**Abbildung 5-16:** Darstellung des Lernerfolges mit 10 Neuronen beispielhaft für den inneren Körperschalleitweg an Zylinder 4 ( $4.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $160 \text{ Nm}$ )

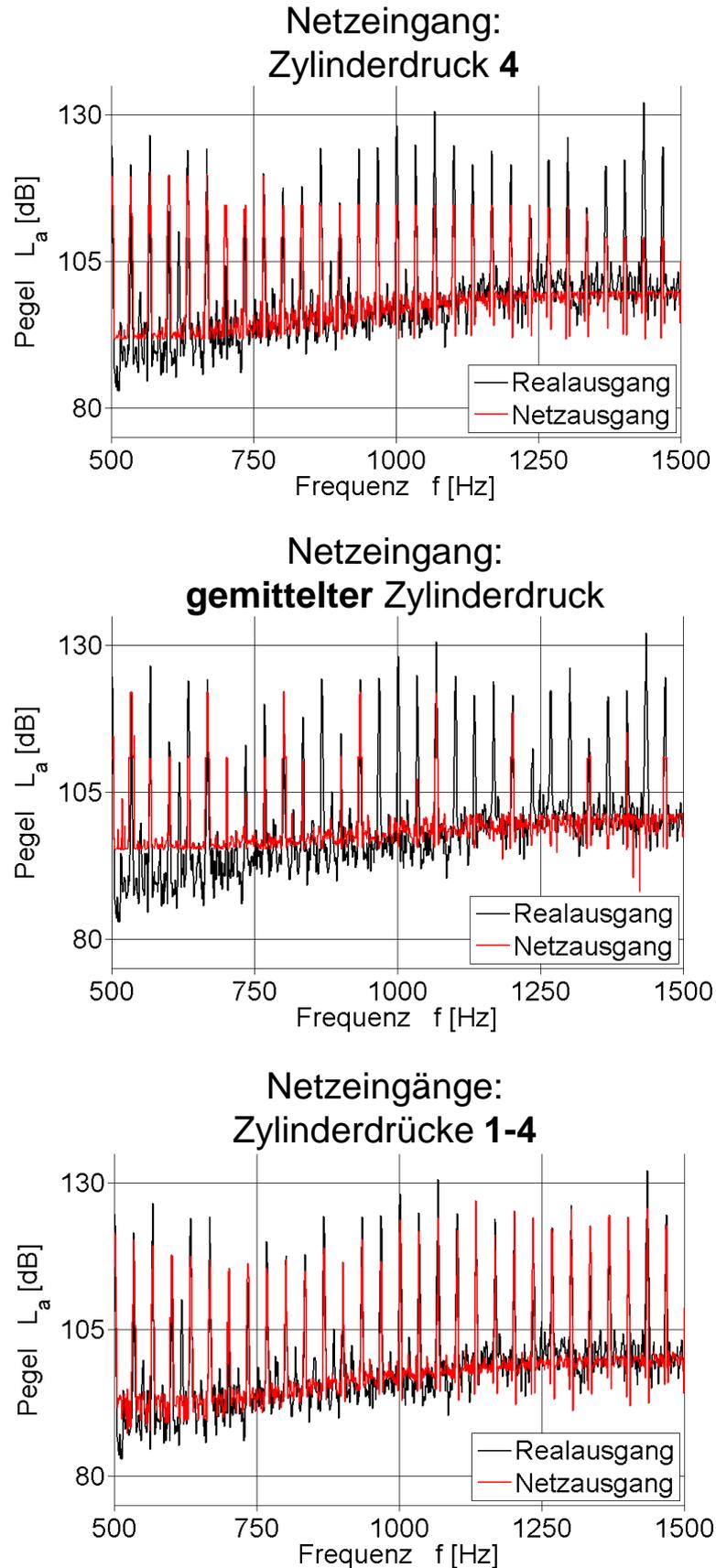
Beide Netzvarianten liefern einen guten Lernerfolg. Die Pegelspitzen, die eine jeweilige Differenz von  $33,33 \text{ Hz}$  (halbe Motorordnung, Zündfrequenz eines Zylinders) zueinander haben, werden bei beiden Simulationen im richtigen Frequenzabstand und ihre Amplituden über einen großen Teil des ausgewerteten Frequenzbereiches gut abgebildet. Erkennbar ist, dass keine relevanten Unterschiede zwischen den mit unterschiedlicher Neuronenanzahl erstellten Netzen existieren. Für die nachfolgenden Untersuchungen wurde somit wegen der kürzeren Rechenzeit die Neuronenanzahl auf 10 festgelegt. Bei der Nutzung von weniger als 8 Neuronen gab es in erster Linie zu

große Amplitudenfehler und bei Verwendung von weniger als 4 Neuronen wurden die Zündfrequenzen nicht mehr exakt modelliert.



**Abbildung 5-17:** Darstellung des Lernerfolges mit 100 Neuronen beispielhaft für den inneren Körperschalleitweg an Zylinder 4 ( $4.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $160 \text{ Nm}$ )

Wichtige Parameter bei der Erstellung eines neuronalen Netzes sind auch die Art und Anzahl der Netzeingänge. Für die vorliegenden Untersuchungen wurden drei unterschiedliche Modellierungsvarianten betrachtet. Das Netz kann mit nur einem Eingang oder mit vier unabhängigen Eingängen erstellt werden. Bei der Wahl eines Eingangs wird das Netz mit einem, dem jeweiligen Ausgang entsprechenden, Zylinderdruck trainiert. Eine zweite Möglichkeit besteht darin, den energetisch gemittelten Zylinderdruck als Eingang zu definieren. Für ein Netz mit vier Eingängen werden die vier einzelnen Zylinderdrücke verwendet. In Abbildung 5-18 werden die Lernerfolge (1. Verifikationsstufe) für diese drei Varianten dargestellt. Der untersuchte Betriebspunkt lag in allen drei Fällen bei  $4.000 \text{ min}^{-1}$  und  $160 \text{ Nm}$  Last. Als Netzausgang wurde der Beschleunigungsaufnehmer am Wassermantel der Druckseite des vierten Zylinders verwendet.

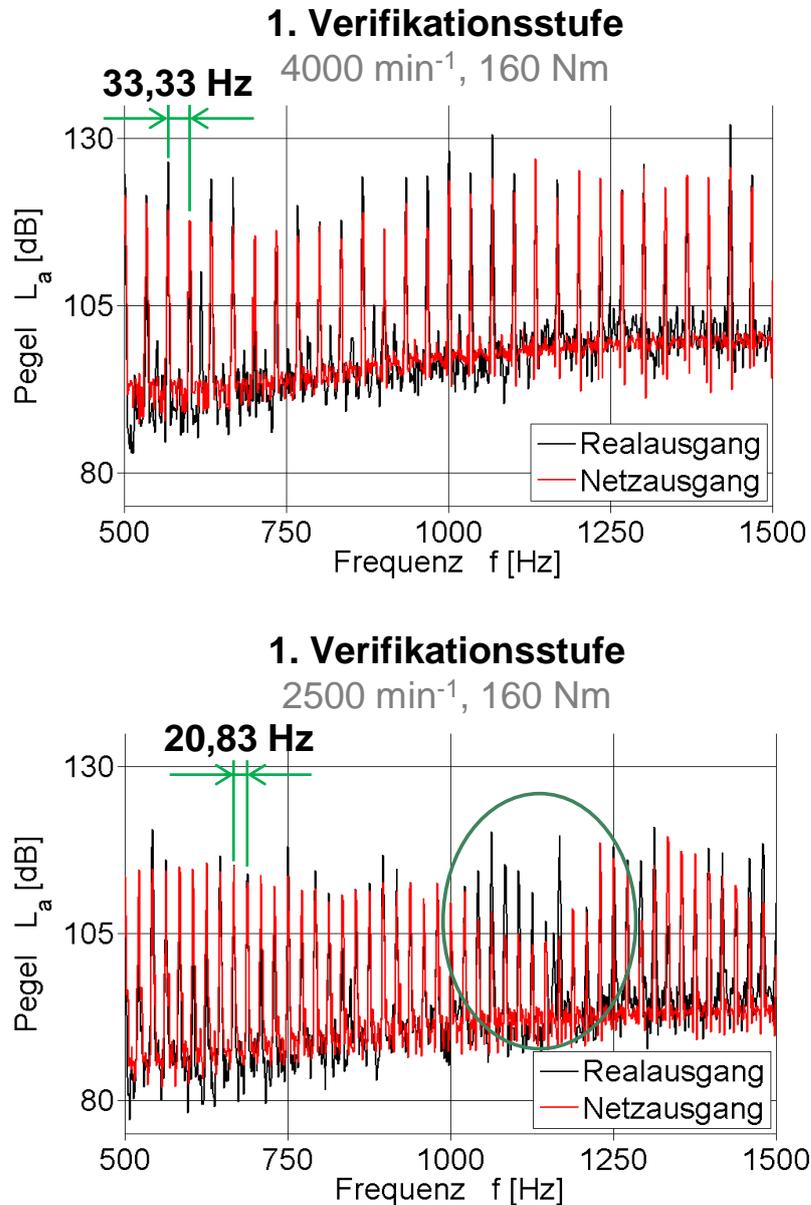


**Abbildung 5-18:** 1. Verifikationsstufe des äußeren Körperschallleitweges beispielhaft für die Druckseite an Zylinder 4 bei Variation der Netzeingänge ( $4.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $160 \text{ Nm}$ )

Die dargestellten Diagramme in Abbildung 5-18 zeigen, dass das Netz mit vier getrennten Eingängen (den vier Zylinderdrücken) das beste Trainingsergebnis liefert. Dies war auch zu vermuten, da in der Regel der Einfluss aller Zylinderdrücke separat berücksichtigt werden sollte (siehe Abbildung 5-5). Alle Pegelspitzen wurden vom Netz gut simuliert und ihre Amplituden über den gesamten gelernten Frequenzbereich gut abgebildet. Die Verwendung des energetisch gemittelten Zylinderdruckes als Netzeingang lieferte bei diesem Betriebspunkt das schlechteste Simulationsergebnis. Bei den Kohärenzanalysen war die Betrachtung des gemittelten Druckes noch ausreichend. Hier stellte sich heraus, dass es dem Netz schwer fällt, aus dem gemittelten Signal den komplexen funktionalen Schwingungsverlauf gut abzubilden. Bei der Nutzung nur eines Eingangs erhält man auch noch zu große Amplitudenfehler (oberstes Diagramm in Abbildung 5-18). Aufgrund dessen wurden die Netze für alle weiteren Untersuchungen der Transferpfade vom Zylinderdruck zu einem Systemausgang mit den vier jeweiligen Zylinderdrücken als Netzeingänge erstellt.

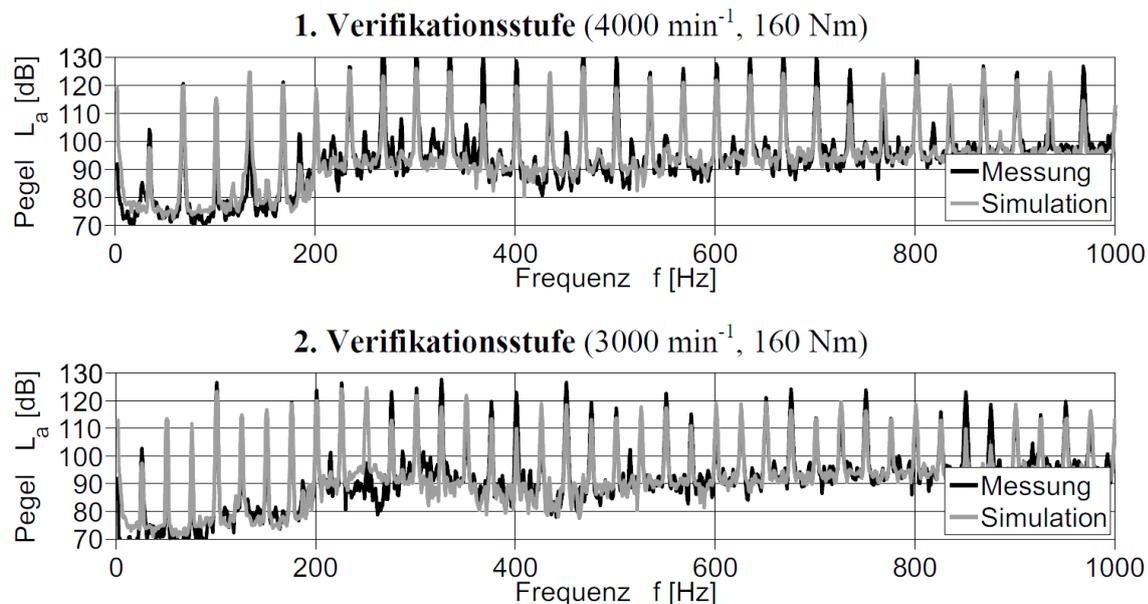
Bei den anschließenden Analysen stellte sich heraus, dass die Simulation im hohen Drehzahlbereich bessere Ergebnisse liefert, als bei niedriger Drehzahl (Abbildung 5-19). Gründe hierfür sind vor allem in dem unterschiedlichen Frequenzabstand der halben Motorordnung (Zündfrequenz eines Zylinders) zu suchen. Diese Zündfrequenzabstände von 33,33 Hz bei  $4.000 \text{ min}^{-1}$  und von 20,83 Hz bei  $2.500 \text{ min}^{-1}$  sind in den Diagrammen von Abbildung 5-19 kenntlich gemacht worden. Bei niedriger Drehzahl ist dieser Abstand deutlich kleiner. Im unteren Frequenzbereich sind die Pegelspitzen der Vielfachen der halben Motorordnung im Vergleich zu den Motorunterordnungen dominierend. Im oberen Frequenzbereich lässt diese Dominanz etwas nach. Bei dem Vergleich unterschiedlicher Drehzahlen ist erkennbar, dass der Einfluss der Motorunterordnungen bei niedriger Drehzahl höher ist. Im Frequenzspektrum besitzen die Ausprägungen der Motorunterordnungen keinen direkten Zusammenhang zum Zylinderdruckspektrum und treten bezogen auf ihre Amplituden eher stochastisch auf. Diese stochastischen Anteile im Frequenzspektrum können durch das Netz nur sehr schwer simuliert werden. Das ist auch nicht notwendig, da diese Bereiche energetisch betrachtet keine wesentliche Rolle spielen. Die Motorunterordnungen liegen im Durchschnitt um 25 dB unter den Amplituden der Zündfrequenzen. Es erwies sich somit als vorteilhaft, das neuronale Netz mit Messdaten

von hohen Drehzahlen zu trainieren und anschließend das erhaltene Modell auf niedrigere Drehzahlen anzuwenden.



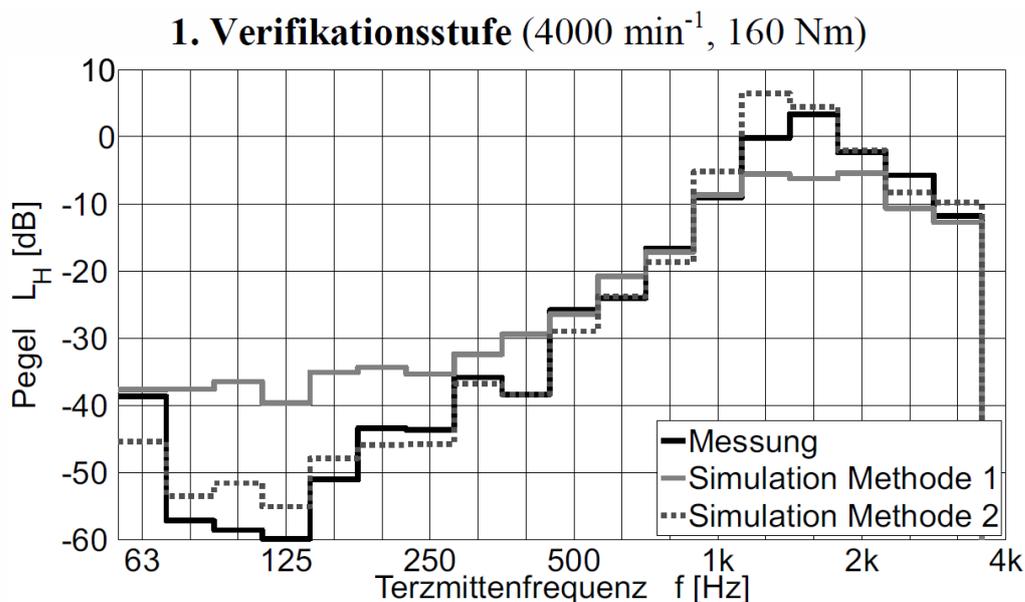
**Abbildung 5-19:** 1. Verifikationsstufe des äußeren Körperschallleitweges beispielhaft für die Druckseite an Zylinder 4 bei Variation der Drehzahl

Abbildung 5-20 zeigt exemplarisch die Simulationsergebnisse des Transferpfades vom Kurbelwellenhauptlager zur Schürzenoberfläche (Ausschnitt aus innerem Körperschallleitweg, Abbildung 5-3) für die 1. Verifikationsstufe (Trainingsphase) bei 4.000 min<sup>-1</sup>, 160 Nm und die 2. Verifikationsstufe bei 3.000 min<sup>-1</sup>, 160 Nm. Trotz des großen Drehzahlsprungs von 1.000 min<sup>-1</sup> und somit der Verschiebung der Zündfrequenz um 8,3 Hz wurde eine sehr gute Übereinstimmung bis 1.000 Hz erzielt.



**Abbildung 5-20:** Frequenzspektren der gemessenen und simulierten Beschleunigungen (Ausschnitt aus innerem Körperschallleitweg)

Bei der Simulation größerer Frequenzbereiche wird das Simulationsergebnis zunehmend ungenauer. Wie bereits untersucht, bringt eine weitere Vergrößerung der Netzstruktur durch Erhöhungen der Neuronen- und Layeranzahl keine signifikanten Verbesserungen. Es konnten nur deutlich bessere Simulationserfolge mit der Unterteilung des zu simulierenden Frequenzbereiches in mehrere Teilbereiche erreicht werden. Jeder Frequenzbereich wurde dabei mit einem neuen Netz simuliert.



**Abbildung 5-21:** Übertragungsfunktionen des äußeren Körperschallleitweges aus gemessener beziehungsweise simulierter Beschleunigung und gemitteltem Zylinderdruck bei verschiedenen Simulationsmethoden

Abbildung 5-21 zeigt beispielhaft die Simulationsergebnisse des äußeren Körperschallleitweges als Übertragungsfunktionen vom energetisch gemittelten Zylinderdruck zur Oberflächenbeschleunigung für die 1. Verifikationsstufe (Trainingsphase). Für das Training dienten wieder die vier einzelnen Zylinderdrücke als Netzeingänge. Zunächst wurde der komplette Frequenzbereich von 0 bis 4.000 Hz im Schmalband ( $\Delta f = 1$  Hz) mit einem Netz gelernt (Methode 1). Anschließend wurde für jeweils 500 Hz ( $\Delta f = 1$  Hz) ein einzelnes Netz verwendet (Methode 2). Um die gemessenen und simulierten Übertragungsfunktionen im größeren Frequenzbereich übersichtlicher auswerten und vergleichen zu können, wurden die Schmalbanddaten in Terzpegel umgerechnet und in Abbildung 5-21 dargestellt. Im Ergebnis zeigte sich, dass Methode 2 deutlich besser für die Simulation geeignet ist als Methode 1. Die Sinnhaftigkeit der acht Netze bis 4.000 Hz (Methode 2) wird in Abbildung A-5 (Anhang) für mehrere Verifikationsstufen im Vergleich zu Methode 1 ergänzend dargestellt.

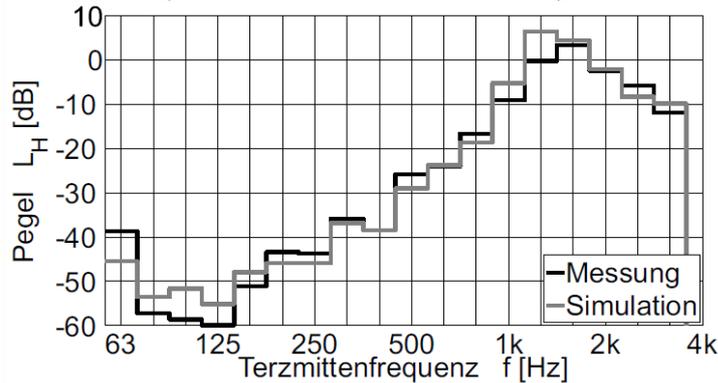
Der zuvor beschriebene Netzaufbau, die Vorgehensweise und die Frequenzbereichs-Simulation gemäß Methode 2 wurden anschließend auf die Simulation verschiedener Schalltransferpfade angewendet.

### 5.4.2 Simulation von Körperschalltransferpfaden

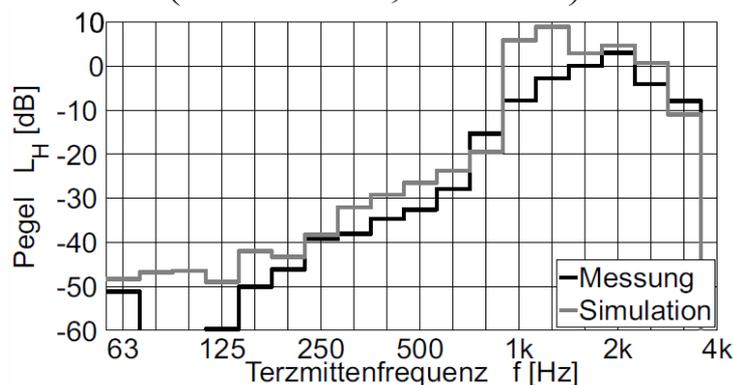
Bei der Simulation des äußeren Körperschallleitweges wurden die vier Zylinderdrucksignale als einzelne Netzeingänge und ein Beschleunigungssignal am Wassermantel als Netzausgang definiert. Für die Berechnung der Übertragungsfunktion wurde anschließend wie zuvor der im Zeitbereich energetisch gemittelte Zylinderdruck aus den vier einzelnen Zylinderdrucksignalen verwendet. Das obere Diagramm in Abbildung 5-22 zeigt für diesen Fall ein gutes Trainingsergebnis (1. Verifikationsstufe). Die Anwendung des Netzes auf eine nicht gelernte Drehzahl (2. Verifikationsstufe) zeigt um die 1.000 Hz deutliche störende Pegelabweichungen (Abbildung 5-22, unten). Die Abweichungen bei den niedrigen Frequenzen bis zu der 200 Hz-Mittelfrequenz resultieren aus der geringeren Anzahl von Zündharmonischen (Vielfachen der Zündfrequenz) pro Terz im Vergleich zu höheren Frequenzen bei der Darstellung über Frequenzmaßintervalle. Vereinzelt Modellierungsfehler bei den Amplituden der Zündfrequenzen beeinflussen die Terzpegel bei niedrigeren Frequenzen dadurch stärker. Diese Abweichungen der Simulationsergebnisse von den Messungen bis zur

200 Hz-Terz sind jedoch nicht so relevant, da der durch die Simulation überbewertete Einfluss in diesem Frequenzbereich bei einer A-Bewertung (Filter, das den Frequenzgang des menschlichen Ohres berücksichtigt) der Übertragungsfunktion im Vergleich zu den anderen Terzpegeln vernachlässigbar wäre.

### 1. Verifikationsstufe (4000 min<sup>-1</sup>, 160 Nm)



### 2. Verifikationsstufe (3500 min<sup>-1</sup>, 160 Nm)

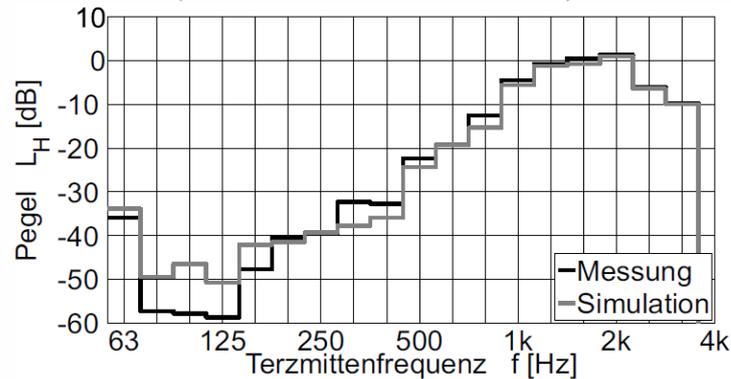


**Abbildung 5-22:** Übertragungsfunktionen des äußeren Körperschalleitweges aus gemessener beziehungsweise simulierter Beschleunigung und gemitteltem Zylinderdruck bei beiden Verifikationsstufen

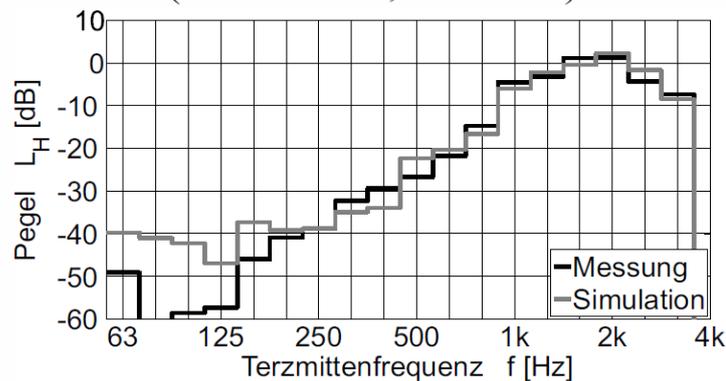
Wird anstelle eines einzelnen Beschleunigungssignals die arithmetische Mittelung der Beschleunigungsspektren aller Sensoren einer Motorseite als Netzausgang definiert, kann das Simulationsergebnis verbessert werden. Die Diagramme in Abbildung 5-23 zeigen diese Ergebnisse. Die Pegelabweichungen um die 1.000 Hz fallen aufgrund der Berücksichtigung und Mittelung der Beschleunigungssignale einer kompletten Motorseite (Druckseite) bei beiden Verifikationsstufen deutlich geringer aus. Aufgrund des geglätteten Verlaufs des gemittelten Beschleunigungsspektrums konnten bei der Simulation bessere Ergebnisse erzielt werden als bei der Berücksichtigung eines

einzelnen Beschleunigungssignals. Das neuronale Netz musste somit einen einfacheren funktionalen Verlauf lernen. Durch die gemittelte Oberflächenbeschleunigung erhält man auch eine bessere Korrelation zum Abstrahlverhalten.

### 1. Verifikationsstufe (4000 min<sup>-1</sup>, 160 Nm)



### 2. Verifikationsstufe (3500 min<sup>-1</sup>, 160 Nm)



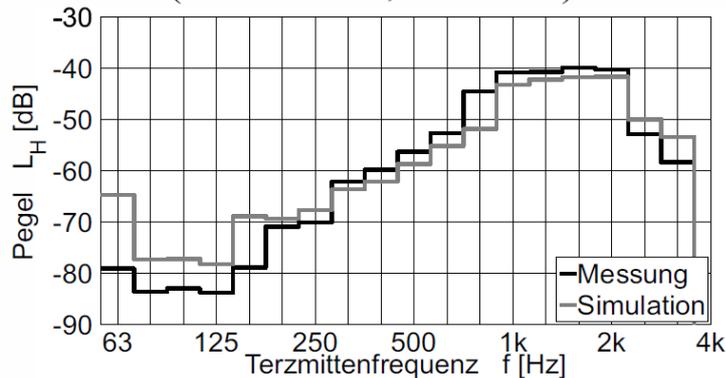
**Abbildung 5-23:** Übertragungsfunktionen aus gemessener beziehungsweise simulierter gemittelter Beschleunigung der kompletten Druckseite und gemitteltem Zylinderdruck bei beiden Verifikationsstufen

#### 5.4.3 Simulation von Luftschalltransferpfaden

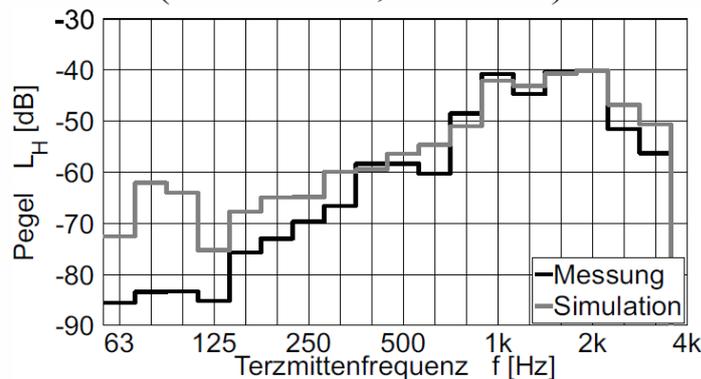
Für die Untersuchung des kompletten Transferpfades vom Zylinderdruck (vier einzelne Zylinderdrücke als Netzeingänge) zum Luftschall wurde auf die Messungen mittels Grid-Array in 110 mm Abstand (Messebene 2, Abbildung 4-1) zurückgegriffen. Der Schalldruck, der den Netzausgang darstellt, wurde über eine arithmetische Mittelung der einzelnen Schalldruckspektren der Mikrofone des Arrays errechnet. Abbildung 5-24 zeigt einen guten Trainingserfolg (1. Verifikationsstufe) bei 4.000 min<sup>-1</sup>. Bei dem nicht trainierten Motorbetriebspunkt (2. Verifikationsstufe) wurde der Frequenzbereich über

400 Hz etwas schlechter simuliert. Der Hauptgrund hierfür liegt in der Weglänge und Komplexität des kombinierten Körper- und Luftschalltransferpfades. Für Frequenzen unter 400 Hz zeigen sich teilweise größere Abweichungen aufgrund der geringeren Anzahl von Zündharmonischen pro Terz.

### 1. Verifikationsstufe (4000 min<sup>-1</sup>, 160 Nm)



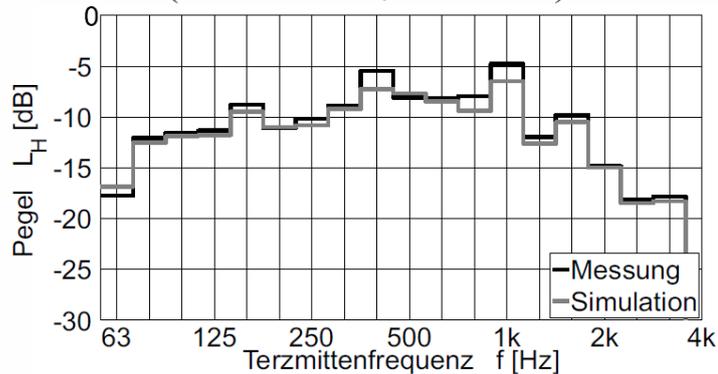
### 2. Verifikationsstufe (3500 min<sup>-1</sup>, 160 Nm)



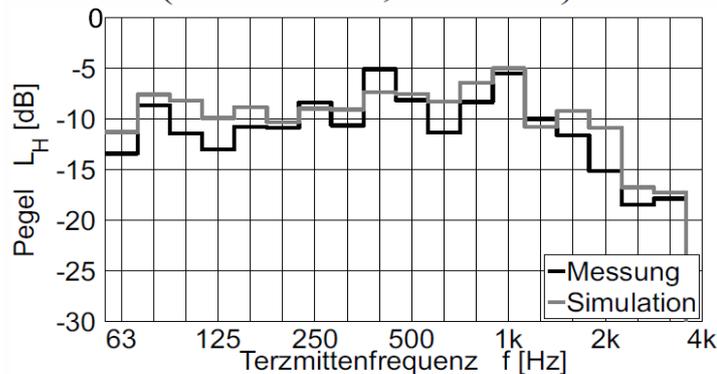
**Abbildung 5-24:** Übertragungsfunktionen aus gemessenem beziehungsweise simuliertem gemitteltem Schalldruck vor der Druckseite und gemitteltem Zylinderdruck bei beiden Verifikationsstufen

Zum Vergleich wurde der Transferpfad von der Oberflächenbeschleunigung zum Luftschall mithilfe von acht Netzeingängen (Beschleunigungsspektren) simuliert. Für die Berechnung der Übertragungsfunktion wurden die Beschleunigungssignale im Frequenzbereich arithmetisch gemittelt. Abbildung 5-25 zeigt die Ergebnisse für die Trainingsphase und für einen nicht für das Training des Netzes genutzten Betriebspunkt. Aufgrund des kürzeren Transferpfades und der höheren Informationsdichte in den Beschleunigungssignalen ist das Simulationsergebnis speziell bei der 1. Verifikationsstufe etwas besser als bei der Simulation ausgehend vom Zylinderdruck.

## 1. Verifikationsstufe (4000 min<sup>-1</sup>, 160 Nm)



## 2. Verifikationsstufe (3500 min<sup>-1</sup>, 160 Nm)

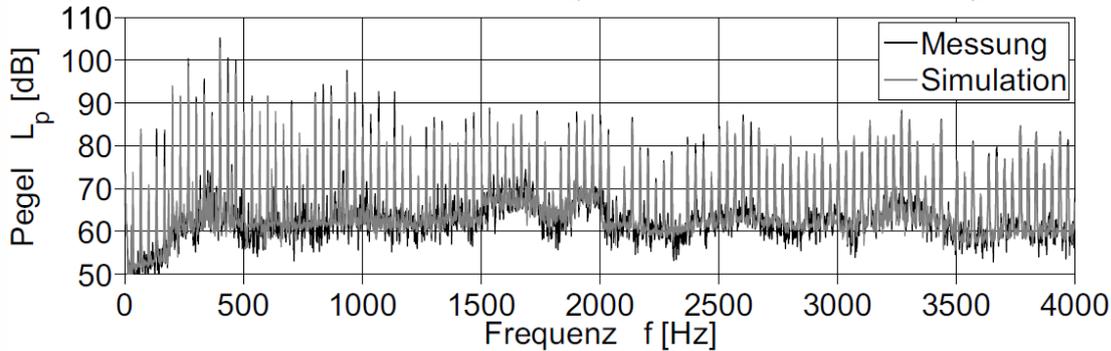


**Abbildung 5-25:** Übertragungsfunktionen aus gemessenem beziehungsweise simuliertem gemitteltem Schalldruck vor der Druckseite und gemittelter Oberflächenbeschleunigung der Druckseite bei beiden Verifikationsstufen

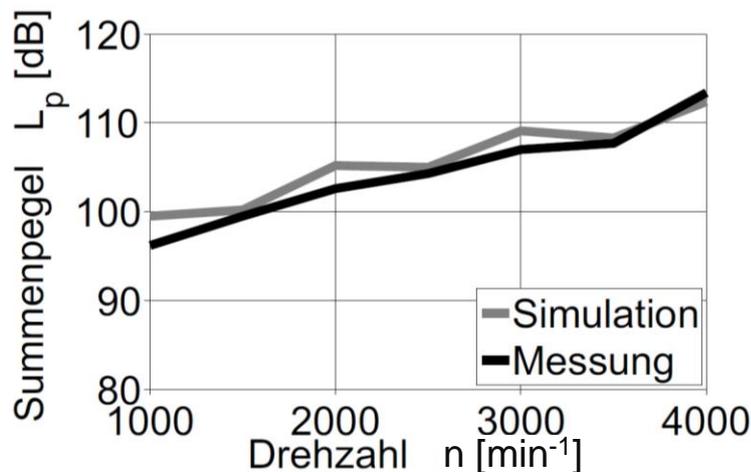
Die Schalldruckspektren in Abbildung 5-26 verdeutlichen das sehr gute Trainingsergebnis für die Simulation des Transferpfades von der Oberflächenbeschleunigung zum gemittelten Schalldruck bei 4.000 min<sup>-1</sup> im Schmalband bei der 1. Verifikationsstufe. Als Netzeingänge dienten wieder die acht Beschleunigungsspektren der Druckseite und als Netzausgang die arithmetische Mittelung der Schalldruckspektren der Array-Mikrofone. Mithilfe dieses Netzes wurden die Drehzahlen von 1.000 bis 3.500 min<sup>-1</sup> in 500 min<sup>-1</sup>-Schritten simuliert und anschließend die Summenpegel des simulierten Spektrums mit dem gemessenen verglichen (siehe Abbildung 5-27). Die Summenpegel wurden aus den Schmalbanddaten ( $\Delta f = 1$  Hz) im Frequenzbereich von 0 Hz bis 6.000 Hz mithilfe der energetischen Pegeladdition berechnet. Die Schalldruck-Summenpegelverläufe in Abbildung 5-27 weisen zwischen Messung und Simulation nur bei 1.000 min<sup>-1</sup>, 2.000 min<sup>-1</sup> und 3.000 min<sup>-1</sup> Unterschiede auf. Bei den weiteren vier simulierten

Drehzahlen gibt es nur sehr geringe Abweichungen. Die Ergebnisse zeigen, dass es möglich ist die Schalldruck-Summenpegel verschiedener Betriebspunkte über fast den kompletten Drehzahlbereich bei Anwendung der Frequenzbereichs-Simulation bei nur einer Drehzahl gemäß Methode 2 (siehe Abbildung 5-21) zu simulieren.

### 1. Verifikationsstufe ( $4000 \text{ min}^{-1}$ , $160 \text{ Nm}$ )



**Abbildung 5-26:** Frequenzspektren der gemessenen beziehungsweise simulierten gemittelten Schalldruckpegel vor der Druckseite



**Abbildung 5-27:** Gemessener beziehungsweise simulierter gemittelter Schalldruck-Summenpegelverlauf vor der Druckseite bei  $160 \text{ Nm}$  Last (sechs Stützstellen aus der 2. Verifikationsstufe, eine Stützstelle aus der 1. Verifikationsstufe bei  $4.000 \text{ min}^{-1}$ )

Da bei der vibroakustischen Istzustandsanalyse eines Motors zeitaufwändige Kennfeldvermessungen notwendig sind, können zukünftig die in dieser Arbeit vorgestellten neuronalen Simulationsmodelle zur Vorhersage des akustischen Verhaltens von nicht gemessenen stationären Motorbetriebspunkten dienen. Es lassen sich damit im Rahmen einer Istzustandsanalyse Schalldrucküberhöhungen im Frequenzbereich (Resonanzbereiche) eingrenzen und daraus die Notwendigkeit und die Machbarkeit

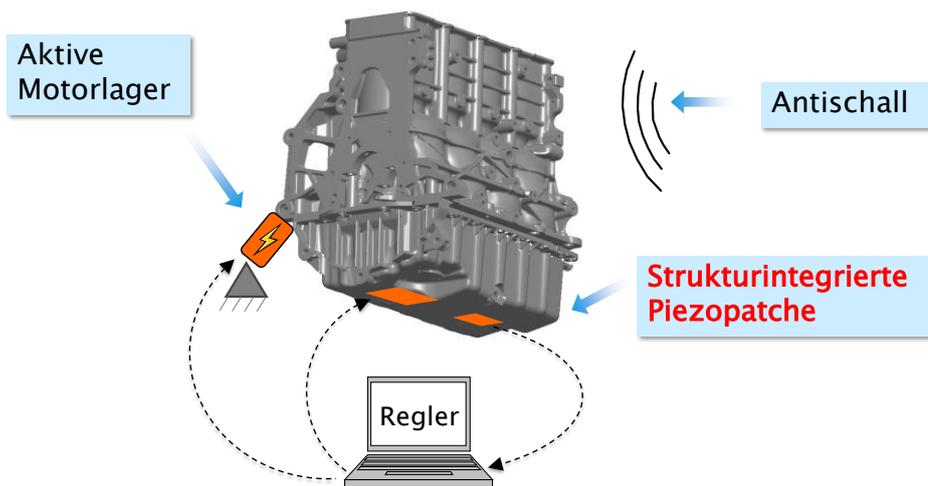
diverser aktiver oder passiver Schallminderungsmaßnahmen ableiten. Beim hier untersuchten Vierzylinder-Dieselmotor ergaben sich strukturelle Pegelüberhöhungen im Körperschall des Zylinderkurbelgehäuses zwischen 1 kHz und 2 kHz (siehe Abbildung 5-23). Die Diagramme aus Abbildung 5-24 und Abbildung 5-26 zeigen Pegelüberhöhungen im Luftschall vor einer Motorseite zwischen 800 Hz und 2 kHz und auch vereinzelte Auffälligkeiten unter 800 Hz. Zur Reduktion der Pegel in den aufgeführten Frequenzbereichen bieten sich sowohl aktive Schallminderungsmaßnahmen (geeignet für Frequenzen unterhalb von 1 kHz) als auch passive Schallminderungsmaßnahmen (geeignet für Frequenzen oberhalb von 1 kHz) an. Dieses Schallreduktionspotential soll im Folgenden an ausgewählten Bauteilen sowie am Vollmotor erprobt werden.

## 6. Aktive Schwingungs- und Schallreduktion am Beispiel der Ölwanne

Wie bereits in Kapitel 2.2.2 andiskutiert, soll im Folgenden die aktive Schwingungsdämpfung mittels piezoelektrischen Patchaktoren an der Motorölwanne untersucht werden, da diese unter den Einzelbauteilen des Dieselmotors der dominierende akustische Strahler noch vor dem Zylinderkurbelgehäuse ist.

Abbildung 6-1 stellt diese Maßnahme weiteren Möglichkeiten gegenüber, wie dem Antischall als eine Maßnahme bei dem die Luftschallschwingungen mittels gegenphasigen Schallwellen direkt reduziert werden und einem aktiven Motorlager. Aktive Maßnahmen eignen sich häufig nur bis zu einer Frequenz von circa 1.000 Hz. Dies liegt daran, dass die Modendichte und mit ihr die Ordnungszahl der Moden bei höheren Frequenzen signifikant zunimmt und man dann zum Beispiel bei der Maßnahme mit den strukturintegrierten Piezopatches eine große Anzahl von Aktoren benötigen würde, die sich letztendlich auch noch gegenseitig negativ beeinflussen würden.

- **Aktive Maßnahmen (< 1000 Hz)**
  - Bereich der ersten Biegemoden
  - Diverse Ansätze nutzbar (ANC, ASAC, AVC, ...)



**Abbildung 6-1:** Maßnahmen zur aktiven Schwingungsdämpfung am Beispiel eines Verbrennungsmotors (rot: untersuchte Variante)

Nach dem Aufbau des strukturmechanischen Simulationsmodells, aus welchem sich das Schwingungsverhalten ableiten lässt, folgt die Festlegung und Berechnung der

Aktorpositionen durch Auswertung der multiplikativ überlagerten modalen Dehnungen der Schwingungseigenformen. Der Simulationsabschnitt des Kapitels 6.1 schließt mit der Berechnung der Schalldruckverteilung. Diese Simulationsergebnisse stammen aus den Arbeiten von RINGWELSKI [75] und RINGWELSKI ET AL. [74].

Auf den Simulationsergebnissen aufbauend, wurden eine klassische modellbasierte Regelung und eine adaptive Regelung entwickelt. Die Wirksamkeit dieser Regelungen sowie die Umsetzbarkeit in die Praxis werden an zwei verschiedenen Labordemonstratoren und an einem Vollmotor diskutiert.

### 6.1 Numerische Simulation

Für die Modellierung einer aktiv gedämpften Ölwanne bedarf es leistungsfähiger Simulationsverfahren, die in der Lage sind, das Verhalten der mechanischen Struktur und des umgebenden akustischen Mediums vorherzusagen. Dabei ist zu beachten, dass die zu modellierenden Teilsysteme nicht getrennt voneinander untersucht werden können, da ein aktives Struktur-Akustik-System ein gekoppeltes Mehrfeldproblem darstellt. Um die Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen zu erfassen, müssen gekoppelte Berechnungsansätze zugrunde gelegt werden, welche die physikalischen Vorgänge aus den Gebieten der Strukturmechanik, der Elektrodynamik und der Akustik verknüpfen.

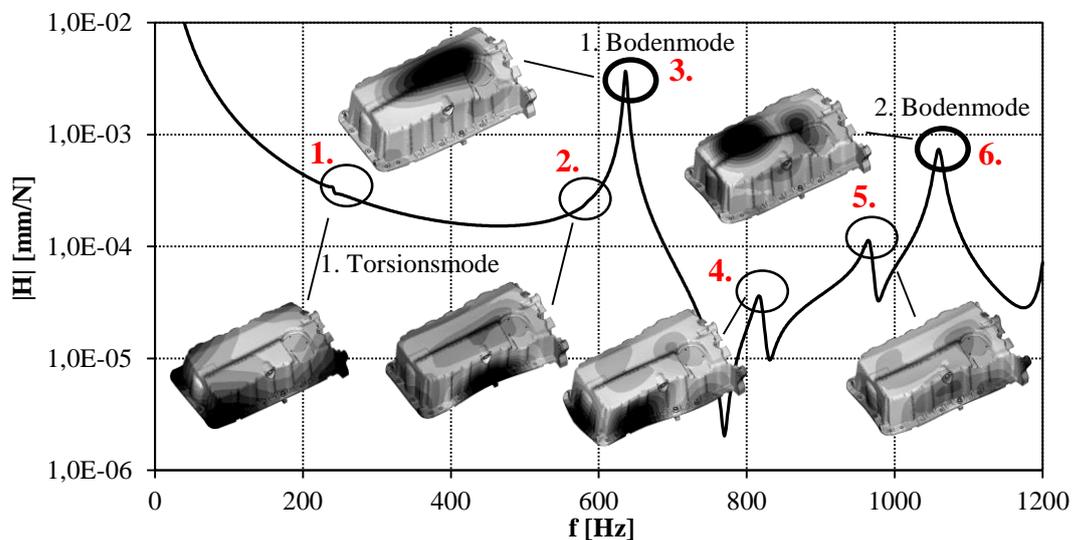
Die Motorölwanne hat eine verhältnismäßig dickwandige Struktur, sodass das wechselwirkende Verhalten zwischen Struktur und Fluid vernachlässigt werden kann. Geht man zudem davon aus, dass die implementierte Regelung nur strukturmechanische Eingangsgrößen verwendet, ist es möglich, das akustische Feld vom Gesamtsystem zu entkoppeln. Es entstehen zwei Teilmodelle, die sich getrennt voneinander in zwei aufeinanderfolgenden Schritten lösen lassen.

Den Ausgangspunkt für die Simulationen bildet ein strukturmechanisches Modell der Ölwanne. In dieses Modell werden die piezoelektrischen Patches integriert und dabei die elektromechanische Kopplung berücksichtigt. In einer anschließenden Simulation kann ausgehend von den ermittelten Strukturschwingungen das umgebende Schallfeld ermittelt werden.

### 6.1.1 Strukturmechanische Modelle

Bei der Lösung der strukturdynamischen Problemstellung kommt die FEM als Berechnungsverfahren zum Einsatz. Für die FE-Analysen werden 10-Knoten-Tetraederelementen genutzt, weil damit einfach beliebige Geometrien automatisch vernetzt werden können. Um sicherzustellen, dass das Simulationsmodell das dynamische Verhalten der Ölwanne in einem Frequenzbereich von 0 bis 1.200 Hz abbildet, erfolgte eine Validierung mithilfe von experimentell bestimmten Frequenzgängen.

Frequenzgänge beschreiben das frequenzabhängige Verhältnis zwischen einer Systemausgangsgröße und einer Systemeingangsgröße. Als Eingangsgröße wird ein Strukturpunkt für die harmonische Kraftanregung dort gewählt, wo am Vollmotor auch die Krafteinleitung vom Zylinderkurbelgehäuse aus stattfindet. Dies ist am Ölwanneflansch, der direkt mit dem einteiligen Zylinderkurbelgehäuse verschraubt wird. Als Ausgangsgröße dient der Schwingweg eines repräsentativen Oberflächenpunktes am Ölwanneboden.



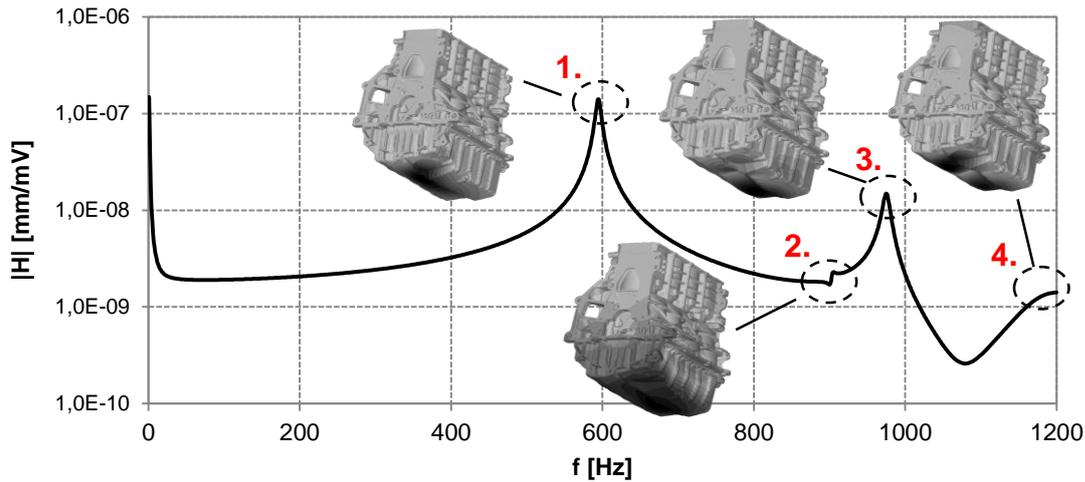
**Abbildung 6-2:** Numerisch simulierter Frequenzgang der frei-frei aufgehängten Ölwanne

In Abbildung 6-2 ist ein numerisch ermittelter Frequenzgang abgebildet, der das stationäre Schwingverhalten der Ölwanne charakterisiert und die dominierenden Eigenmoden grafisch darstellt. Dabei wurde die Position einer punktförmigen Kraftanregung  $F$  am Flansch der Ölwanne so festgelegt, dass alle Eigenmoden bis

1.200 Hz angeregt werden. Als Strukturpunkt zur Auswertung des Schwingweges dient das Zentrum des Wannenbodens. Wie abgebildet, ist der erste Mode ein reiner Torsionsmode. Der zweite, vierte und fünfte Mode dagegen sind Biegemoden der Seitenwände und der dritte und sechste Mode sind Biegemoden des Wannenbodens (Bodenmoden). Da die Ölwanne im verbauten Zustand am Zylinderkurbelgehäuse angeflanscht ist, verursachen hauptsächlich die Bodenmoden die Schallabstrahlung der Ölwanne.

Um sich dem Vollmotor anzunähern, wurde im Folgenden die Ölwanne im Verbund mit dem Zylinderkurbelgehäuse (Rumpfmotor) modelliert. Die Grundlage dafür bildet ein FE-Modell des Rumpfmotors. Für die Generierung des FE-Modells ist es erforderlich, die komplizierten Geometrien des Zylinderkurbelgehäuses und der Ölwanne mit finiten Elementen zu diskretisieren. Aufgrund der vielen geometrischen Details ist es sinnvoll, die FE-Modelle der beiden Motorkomponenten auf der Grundlage von CAD-Modellen zu erstellen. Im Anschluss an die Diskretisierung müssen die FE-Modelle des Zylinderkurbelgehäuses und der Ölwanne miteinander verbunden werden. In der Praxis erfolgt das Zusammenfügen beider Motorkomponenten durch eine Schraubverbindung. In der Simulation werden die benachbarten FE-Modelle mithilfe von RBE-Elementen (engl. Rigid Body Element - Starrkörperelement) zusammengesetzt. Die RBE-Elemente besitzen die Eigenschaft, dass sie einen Referenzknoten starr mit einem oder auch mehreren Knoten koppeln.

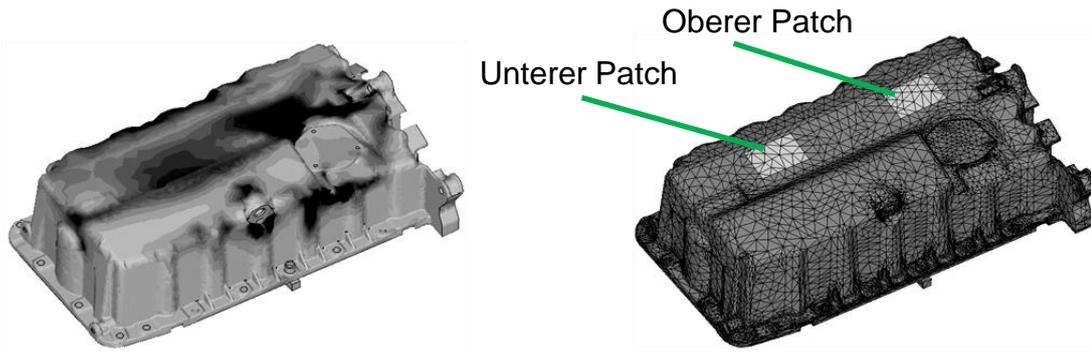
Die harmonische Krafteinleitung erfolgt über einen Anregungspunkt auf der Innenseite einer Ölwannenseitenwand. Er befindet sich an einer Position, die eine Anregung aller Eigenformen des Rumpfmotors ermöglicht, die im betrachteten Frequenzbereich liegen. Für die Bestimmung der Frequenzgänge wurde das Antwortverhalten des Systems wieder exemplarisch an einem repräsentativen Oberflächenpunkt des Wannenbodens ausgewertet. In Abbildung 6-3 sind zwei dominierende Eigenfrequenzen bei circa 580 Hz und 960 Hz zu erkennen, deren Verformungen am Ölwannenboden lokalisiert und als Hauptabstrahlmoden identifiziert werden konnten. Der zweite Mode ist ein zu vernachlässigender Ganzkörpermode. Der erste, dritte und vierte Mode sind Biegemoden des Wannenbodens (Bodenmoden), wobei der vierte Mode bei 1.200 Hz aufgrund der geringeren Amplitude für die Schallabstrahlung irrelevant ist, solange er nicht gezielt mit höherer Energie angeregt wird. Dies ist in diesem Frequenzbereich beim späteren Vollmotorbetrieb relativ unwahrscheinlich.



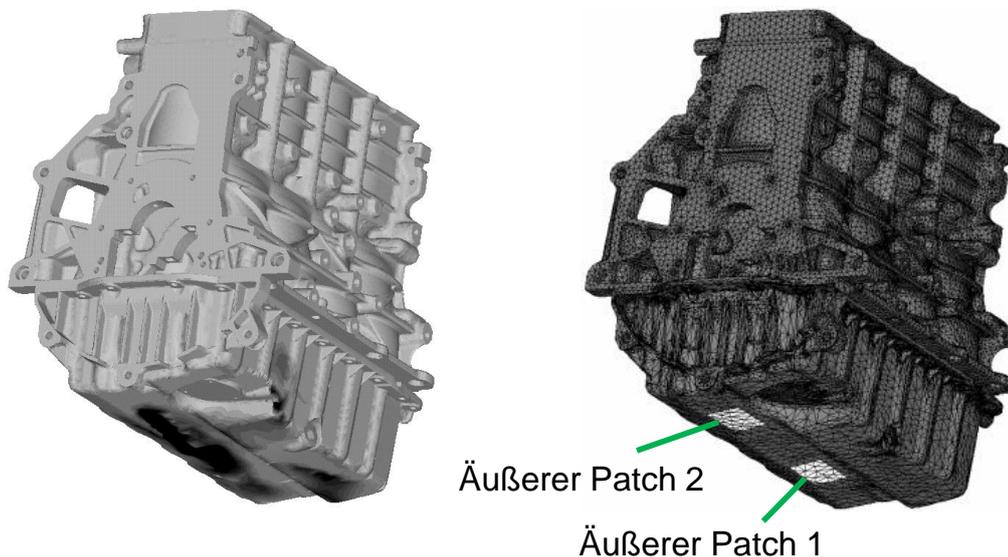
**Abbildung 6-3:** Numerisch simulierter Frequenzgang des frei-frei gelagerten Rumpfmotors

### 6.1.2 Positionierung der piezoelektrischen Aktoren

Nach dem Aufbau des strukturmechanischen Modells folgt die Festlegung der Positionen der Aktoren. Bei der Wahl einer günstigen Platzierung muss das Schwingverhalten der Struktur berücksichtigt werden. Eine weit verbreitete Methode zur Platzierung von flächenförmigen Aktoren, die sich für viele Regelstrategien eignet, basiert auf der Annahme, dass ein Aktor dann gut positioniert ist, wenn er in der Lage ist, große Dehnungen zu erzeugen. Das bedeutet, ein flächenförmiger Aktor wird am besten an einer Stelle auf der Oberfläche einer Struktur appliziert, wo die Dehnungen am größten sind (SEGER [83]). Im Fall der Ölwanne und des Rumpfmotors beziehen sich die Untersuchungen auf einen Frequenzbereich von 0 bis 1.200 Hz. In diesen Bereich fallen die relevanten Biegemoden des Wannensbodens. Durch die multiplikative Überlagerung der modalen Dehnungen der Eigenmoden des Wannensbodens gelangt man zu einem zusammengesetzten Dehnungsbild, welches anzeigt, an welchen Stellen alle Moden der Ölwanne und des Rumpfmotors im gewählten Frequenzbereich durch Aktoren beeinflusst werden können. Die multiplikative Überlagerung gewährleistet, dass die Aktoren nicht auf Knotenlinien aufgebracht werden. Auf der linken Seite von Abbildung 6-4 und Abbildung 6-5 zeigen die schwarzen Flächen der modalen Dehnungsbilder die Bereiche an, an denen das Aufbringen der Aktoren zweckmäßig ist. Auf der rechten Seite der beiden Abbildungen wurden jeweils die gewählten Aktopositionen als hellere Rechteckflächen gekennzeichnet und mit den später in den Kapiteln 6.2 und 6.3 verwendeten Bezeichnungen versehen.



**Abbildung 6-4:** Modales Dehnungsbild (links) und gewählte Patchpositionen der Aktoren (rechts) der separaten Ölwanne



**Abbildung 6-5:** Modales Dehnungsbild (links) und gewählte Patchpositionen der Aktoren (rechts) des Rumpfmotors

Durch die Hinzunahme der piezoelektrischen Aktoren geht aus dem strukturmechanischen Modell ein elektromechanisches Modell hervor. Die flächigen Aktoren weisen ein transversal isotropes Verhalten auf und bestehen aus dem piezokeramischen Material Sonox P53. Auf der Ober- und Unterseite besitzen die Aktoren Oberflächenelektroden, auf denen sich eine homogene Spannungsverteilung einstellt. Die Aktoren sind in Dickenrichtung polarisiert. Ein elektrisches Feld in Dickenrichtung führt aufgrund der Querkontraktion des Patches auch zu Dehnungen in tangentialer Richtung, die über die Klebeschicht in die Struktur einkoppeln. Bei der Modellierung der flächigen Aktoren kommen 8-Knoten Schalenelemente zum Einsatz, die über einen zusätzlichen piezoelektrischen Freiheitsgrad verfügen.

### 6.1.3 Luftschallberechnung

Prinzipiell gilt, dass aus einer Schwingungsreduktion eine Verminderung der Schallabstrahlung resultiert. Es ist aber auch möglich, dass eine modifizierte Schwingform mit größeren Amplituden eine verminderte Schallabstrahlung hervorruft, wenn sich die abgestrahlten Schallwellen überlagern und auslöschen. Die Auswertung des resultierenden Schallfeldes spielt daher bei der Beurteilung der akustischen Eigenschaften eines Produktes eine wichtige Rolle. Für die Berechnung des Schallfeldes stehen unterschiedliche analytische und numerische Methoden zur Verfügung. Hier wurde für die Berechnung des akustischen Feldes die BEM genutzt. Die BEM erfüllt die Sommerfeldsche Abstrahlbedingung exakt und eignet sich deshalb besonders gut für die Berechnung von Abstrahlproblemen im Freifeld (JUHL ET AL. [40]). Ein weiterer Vorteil der BEM besteht darin, dass nur der Rand des betrachteten Gebiets zu diskretisieren ist (Oberflächendiskretisierung). Die resultierende Anzahl an Freiheitsgraden ist somit deutlich geringer als bei einer vergleichbaren FE-Analyse. Bei dem verwendeten BE-Netz handelt es sich um ein Oberflächennetz, das aus dem FE-Netz der Struktur gewonnen wurde. Der Ablauf der BE-Analyse gliedert sich in zwei Teilschritte. Zunächst wird der Schalldruck auf der Oberfläche berechnet. Dabei gehen die Strukturschwingungen, die vorab mittels der FEM ermittelt wurden, als Randbedingungen in die Simulation ein. Ist die Schalldruckverteilung auf dem Rand bekannt, kann im Rahmen einer Nachlaufrechnung der Schalldruck an einem beliebigen Punkt im Raum ermittelt werden. Die Ergebnisse der berechneten Schalldruckverteilungen finden sich in Kapitel 6.3. Dort werden die simulierten Schalldrücke denen mithilfe von Mikrofonarrays gemessenen beziehungsweise berechneten gegenübergestellt.

### 6.2 Regelstrategien

In dieser Arbeit werden ausschließlich zeitbereichsbasierte Regler vorgestellt und miteinander verglichen. Dies hat den Vorteil, dass die Eingangs- und Ausgangsgrößen nicht transformiert werden müssen. Eine detaillierte und vollständige Übersicht über diese und weitere Regelungskonzepte findet man in der Literatur von LUTZ ET AL. [58] und LUNZE [56], [57].

Die aktive Schwingungsdämpfung erfolgt hier durch Verwendung von piezoelektrischen Aktoren (Patchen) und Sensoren (Beschleunigungsaufnehmern (BA) oder piezoelektrischen Patchsensoren), die durch Rückkopplung in einem geschlossenen Regelkreis über einen Regler miteinander verbunden sind. Diese Feedback-Regelung besitzt einige Vorteile gegenüber einer Feedforward-Steuerung. Eine Feedforward-Steuerung zeichnet sich durch ihren offenen Regelkreis aus und nutzt keine rückgeführten Systemgrößen als Eingangssignale sondern externe Störgrößen. Aufgrund der fehlenden Rückführung arbeitet sie zwar schneller als die Regelung, jedoch setzt eine Feedforward-Steuerung zwingend voraus, dass das exakte Übertragungsverhalten der Regelstrecke bekannt ist. Ist dies nicht der Fall, reagiert sie sehr empfindlich auf zeitliche Änderungen des Regelstreckensystemverhaltens und auf unbekannte Störgrößen. Deswegen wurden für die aktive Schwingungsdämpfung an der Ölwanne Feedback-Regelungen verwendet. Durch die ständige Rückkopplung werden die Auswirkungen breitbandiger Störungen vermindert, und man benötigt kein Referenzsignal (DIAZ [16]).

Zur Auswahl und Realisierung eines spezifischen Regelkonzeptes müssen zunächst die Regelziele definiert werden. Wesentliche Ziele sind die Reduzierung der Strukturschwingungen an der Ölwanneoberfläche und damit die Verringerung der Schallabstrahlung. Als wichtigste Nebenbedingungen sind die Stabilität und das Störverhalten, die robust auf Parameterschwankungen reagieren sollten, zu nennen. Die Anwendung kollozierter Aktoren und Sensoren (Ort der Sensorsignalmessung identisch mit dem Ort der Einwirkung der Aktorkräfte) bewirkt, dass sich die Pole eines aktiv gedämpften Systems in der linken Halbebene des Pol-Nullstellen-Diagrammes befinden (LUTZ ET AL. [58]). Damit wird eine theoretisch garantierte Systemstabilität gewährleistet, die allerdings noch keine Garantie für eine hohe Regelgüte darstellt (ROSHDI [77]). Um die Regelgüte zu optimieren, können bei der Verwendung stabiler,

lokaler Regler diese zusätzlich mit einem adaptiven Regelalgorithmus versehen werden. Dadurch kann die Wirksamkeit der Regelung bei instationärem Motorbetrieb verbessert werden, da sich bei einem Verbrennungsmotor neben der Drehzahl und der Last noch zahlreiche weitere Parameter über der Zeit ändern.

Somit werden im Folgenden zwei Regelstrategien entwickelt und untersucht. Auf der einen Seite das Regelgesetz der direkten Geschwindigkeitsrückführung mit statischen Reglerparametern und einem Systemeingang und auf der anderen Seite eine adaptive Neuro-Fuzzy-Regelung, aufbauend auf der direkten Geschwindigkeitsrückführung, jedoch mit dynamischen Reglerparametern und zwei Systemeingängen.

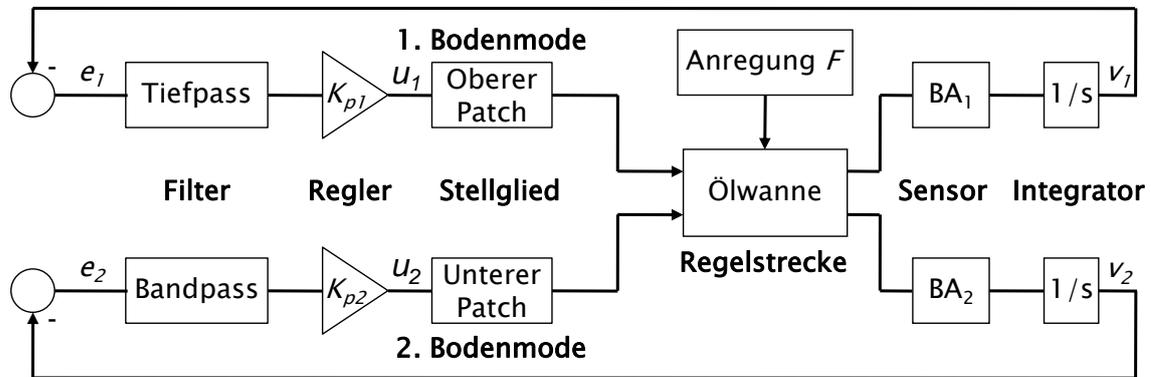
### 6.2.1 Direkte Geschwindigkeitsrückführung

Das Regelkonzept der direkten Geschwindigkeitsrückführung wurde von BALAS [4] entwickelt, um das Verhalten von Tragwerken aktiv zu beeinflussen. Das Regelgesetz der direkten Geschwindigkeitsrückführung lautet für die vorliegende Konfiguration unter Verwendung des konstanten Verstärkungsfaktors  $K_p$

$$u = -K_p \cdot v, \quad (6-1)$$

wobei  $v$  als Regelgröße die gefilterte Schwinggeschwindigkeit des Strukturpunktes in der Nähe eines Patches repräsentiert.  $u$  ist die elektrische Spannung, die dem Aktor zugeführt wird und mit der dieser entsprechende geschwindigkeitsproportionale Stellkräfte in die Struktur einleitet, die einen dämpfenden Einfluss ausüben. Der Aktor und der Sensor sollten folglich möglichst am gleichen Strukturpunkt positioniert sein. In der Praxis kann die Umsetzung der Aktor- und Sensorpositionen nur so funktionieren, dass sich beide nahe beieinander oder an gleicher Stelle auf sich gegenüberliegenden Seiten eines Bauteils bei geringer Materialdicke befinden. Die Dämpfung wird durch die Integration des Beschleunigungssignals (vom Beschleunigungsaufnehmer) oder die Differentiation des Wegsignals (vom Patchsensor), welche jeweils ein um  $90^\circ$  phasenverschobenes Geschwindigkeitsgegenseignal erzeugen, aktiv erhöht. Die Größe der aktiven Beeinflussung lässt sich mithilfe von Verstärkungsfaktoren steuern. RINGWELSKI [75] erläutert die schwingungsdämpfende Wirkung vergleichend am Beispiel eines Einmassenschwingers. Wenn man das Regelgesetz der direkten

Geschwindigkeitsrückführung in die Differentialgleichung eines Einmassenschwingers einsetzt, geht nach Umstellung der Gleichung aus der Stellkraft ein zusätzlicher Dämpfungsterm hervor, der die Dämpfung des Einfreiheitsgradsystems künstlich erhöht.



**Abbildung 6-6:** Feedback-Regelung (direkte Geschwindigkeitsrückführung) von zwei unabhängigen Patchaktoren am Beispiel der frei-frei aufgehängten Ölwanne

Das Blockschaltbild in Abbildung 6-6 zeigt die Umsetzung der direkten Geschwindigkeitsrückführung am Beispiel der separat betrachteten Ölwanne. Das System, in dem die beiden Regler jeweils nur einen Eingang besitzen, stellt eine stabile Regelung mit zwei Aktor-Sensor-Paaren dar. Als Sensoren wurden Beschleunigungsaufnehmer (siehe Abbildung 6-12) jeweils direkt neben den oberen und unteren Patchaktoren (siehe Abbildung 6-4) eingesetzt (kollokale Anordnung). Der obere Patch ist in erster Linie für die Dämpfung des ersten Bodenmodes und der untere Patch für die Dämpfung des zweiten Bodenmodes gedacht (siehe Abbildung 6-4 und Abbildung 6-2). Um das phasenverschobene Gegensignal zu erzeugen, kommen Integratoren zum Einsatz. Für einen möglichst großen Dämpfungseffekt wurden entsprechende Frequenzfilter implementiert. Bei der Wahl der jeweiligen Grenzfrequenzen wurde darauf geachtet, den gesamten betrachteten Frequenzbereich bis 1.200 Hz abzudecken, um auch den Einfluss auf andere Eigenmoden untersuchen zu können. Für den oberen Patch fand ein Tiefpass mit einer Grenzfrequenz von 700 Hz und für den unteren Patch ein Bandpass (700 Hz - 1.200 Hz) Anwendung.

Die Grundstruktur der direkten Geschwindigkeitsrückführung aus Abbildung 6-6 wurde auch für die Rumpfmotor-Konfiguration genutzt (siehe Abbildung 6-5 und Abbildung 6-17). Die einzigen Änderungen betreffen die Sensoren, die Filterung und die Anregung. Als Sensoren wurden piezoelektrische Wegsensoren (Patchsensoren)

verwendet. Diese befinden sich an der gleichen Stelle wie die Aktoren, nur auf der jeweils gegenüberliegenden Seite des Ölwannebodens (siehe Abbildung 6-18). Für die Erzeugung der geschwindigkeitsproportionalen Stellkräfte musste das Sensorausgangssignal nicht integriert, sondern differenziert werden. Dies hebt das Problem des Wegdriftens beim Integrieren des Beschleunigungssignals, welches in der Praxis im Zeitbereich selten mittelwertfrei ist, auf. Bei den Filtern wurden digitale IIR-Butterworth-Filter niedriger Ordnung verwendet. Die niedrige Ordnung dieser Filter wirkt sich positiv auf die nutzbare Abtastzeit aus und man erzeugt nur geringe zusätzliche unerwünschte Phasenverschiebungen (ERIKSSON ET AL. [19]). Mithilfe dieser rekursiven digitalen Filter lassen sich die zwei Aktoren unterschiedlich und gezielt ansteuern. Die Kraftanregung erfolgte am Rumpfmotor durch einen piezoelektrischen Patchaktor an der Innenseite einer Ölwanneseitenwand.

### **6.2.2 Adaptiver Regelungsansatz**

#### **6.2.2.1 Struktur adaptiver Regelungen**

Eine adaptive Regelung ist meist ein spezieller Typ der Regelung mit nichtlinearer Rückführung. Die Strukturen adaptiver Regler können grob in drei Klassen eingeteilt werden.

Die erste Klasse ist ein Regelungskonzept mit gesteuerter Adaption. Dieses Verfahren kann dann eingesetzt werden, wenn das Verhalten des Regelungssystems für unterschiedliche Parameteränderungen der Regelstrecke und Störungen bekannt ist. Hierbei gibt es keine Rückkopplung zur Korrektur der Parametereinstellungen, wodurch es sich genau genommen um eine Steuerung handelt. Da die Reglerparameter jedoch in Abhängigkeit von Störungen nach einer festen Zuordnungsvorschrift angepasst werden, spricht man trotzdem von einem adaptiven Regelungssystem.

Zur zweiten Klasse zählen Verfahren der geregelten Adaption ohne Vergleichsmodell. Es sind sich selbsteinstellende Regler, die die schwankenden Parameter der Regelstrecke aus der Messung ihrer Ein- und Ausgangsgrößen ermitteln. Dabei sollte ein exaktes Modell der Regelstrecke vorhanden sein. In der Regel werden die Identifikation der Streckenparameter und die Anpassung des Reglers voneinander getrennt vorgenommen. Der Nachteil dieses Verfahrens ist das benötigte Modell der Regelstrecke. Nur damit lässt sich eine hohe Regelgüte erreichen.

Die dritte Klasse betrachtet eine Struktur, die die geregelte Adaption mithilfe eines parallelen Referenzmodells ausführt. Hier wird ein paralleles mathematisches Modell für das gewünschte Verhalten des geschlossenen Regelkreises vorgegeben. Aus der Abweichung des Referenzmodellausganges vom Regelstreckenausgang wird die Änderung der Reglerparameter so berechnet, dass der entsprechende Fehler minimal ist. Den Einstellmechanismus so festzulegen, dass ein stabiles System entsteht, welches den Fehler gegen Null führt, ist nicht trivial. Dennoch bietet sich dieses Verfahren besonders bei nichtlinearen Regelstrecken an, da meist nur ein lineares und damit ungenaues Modell der Strecke vorliegt oder sogar kein Modell der Regelstrecke existiert.

In der vorliegenden Arbeit wird die zuletzt beschriebene dritte Klasse genutzt. Dabei kann die Adaption wahlweise in jedem oder in jedem n-ten Abtastschritt online durchgeführt werden. Es ist aber auch möglich, die Adaptionsschleife nur zum Einstellen („tunen“) des Reglers einzusetzen. Die Adaption endet, sobald das Regelverhalten des Gesamtsystems die Anforderungen erfüllt. Dann wird die Adaptionsschleife vom Regler abgetrennt und der Regler mit konstanten Parametern weiterbetrieben. Gegebenenfalls kann bei Verschlechterung des Regelverhaltens der Adaptionsmechanismus wieder zugeschaltet und der Regler nachgestellt werden. Hierzu ist eine übergeordnete Überwachungsstruktur erforderlich, die das Regelverhalten beurteilt und die Adaption zu- beziehungsweise abschaltet. Wenn der Istwert beispielsweise nach einer bestimmten Zeitdauer eine bestimmte Schwelle bei der Abweichung zum Sollwert überschreitet, könnte die Adaption wieder aktiviert werden. Wenn die Adaption hingegen nur genutzt wird, um für verschiedene Arbeitspunkte optimale Reglereinstellungen zu ermitteln, könnte dies dann auch für eine gesteuerte Adaption verwendet werden.

An dieser Stelle muss bedacht werden, dass wegen der Komplexität eines adaptiven Reglers immer erst geprüft werden sollte, ob das regelungstechnische Problem nicht auch mit einem zeitinvarianten Regler gelöst werden kann.

### **6.2.2.2 Neuro-Fuzzy-Systeme**

Neuronale Netze (bereits beschrieben, siehe Kapitel 5.4) und Fuzzy-Systeme kann man als eigenständige Ansätze betrachten und anwenden. Als Regelung wird in dieser Arbeit eine Kombination dieser beiden Methoden zum Einsatz kommen.

Vor der Einführung der Neuro-Fuzzy-Systeme soll hier zuerst auf ein reines Fuzzy-System eingegangen werden. Unscharfe Mengen bilden die mathematische Grundlage der Fuzzy-Logik und erweitern die klassische Mengenlehre. Diese erlaubt es nur, dass ein Element der Grundmenge, entweder vollständig einer Teilmenge angehört oder einer Teilmenge vollständig nicht angehört. Bei unscharfen Mengen hingegen ist es erlaubt, dass ein Element der Grundmenge einer Teilmenge auch nur teilweise angehört. Ein sogenannter Zugehörigkeitsgrad charakterisiert inwieweit ein Element dann dieser Menge angehört. Eine weitere Möglichkeit der Darstellung einer unscharfen Menge besteht darin, den Zugehörigkeitsgrad als Funktion von Basisvariablen anzugeben. Diesen funktionalen Zusammenhang nennt man Zugehörigkeitsfunktion. Die vollständige und eindeutige Darstellung über eine Zugehörigkeitsfunktion, die unter anderem eine Dreiecks-, Trapez- oder Gaußform (Gleichung (6-2)) aufweisen kann, benötigt einige Parameter, um die Repräsentation zu erleichtern. In der Fuzzy-Logik ist eine Eigenschaft beliebig zwischen wahr (1) und falsch (0) wählbar, und es existieren mehrere Logikoperatoren, welche sich aus den korrespondierenden Mengenoperatoren ableiten lassen.

Die Regelung von mathematisch einfach beschreibbaren linearen Regelstrecken ist die Domäne der klassischen Regelungstechnik. Bei realen Prozessen, die meist nichtlinear, mit Totzeiten versehen oder zeitvariant sind, stoßen altbewährte Verfahren oft an ihre Grenzen. Hierfür eignet sich ein Fuzzy-Logik-Regler, welcher selbst ein nichtlineares System darstellt und daher eine nichtlineare Strecke leichter regeln kann. Bei der Konstruktion eines solchen Reglers ist kein analytisches Prozessmodell erforderlich. Bei seiner Entwicklung auf Basis der unscharfen Logik ist das Ergebnis aufgrund sprachlicher Ausdrücke und Regeln ein statisches Übertragungsglied, das deterministisch den Eingangsgrößen eine Ausgangsgröße zuordnet. In einem Fuzzy-Logik-System werden die theoretischen Grundlagen der unscharfen Mengen zu einem Algorithmus verknüpft. Sowohl Eingangsgrößen als auch die Ausgangsgröße des Systems verlangen hingegen scharfe Messwerte. Der Regler wird entlang linguistischer Pfade entwickelt. Die linguistischen Variablen ergeben sich aus der Fuzzifizierung der scharfen Eingangsgrößen über die jeweiligen Zugehörigkeitsfunktionen. Mithilfe der Regelmatrix wird dann das gewünschte Verhalten des Fuzzy-Reglers erzeugt und unter Nutzung von Operatoren qualitativ bestimmt. Die abschließende Defuzzifizierung erfolgt nach der Schwerpunkt- oder Höhenmethode (MICHELS ET AL. [61]).

Neuro-Fuzzy-Systeme (NF-Systeme) stammen aus dem Bereich des Soft Computing und modellieren Expertenverhalten zur Lösung komplexer Probleme. Ein Anwendungsbeispiel ist die Regelung dynamischer Systeme. In Tabelle 6-1 sind Vor- und Nachteile der zwei Methoden zusammengefasst. Die manuelle Anpassung eines Fuzzy-Systems an seine Aufgabe ist komplexer. Kleine Veränderungen können große Auswirkungen auf das Systemverhalten haben und eine Optimierung kann mehr als einem Kriterium beziehungsweise Regelziel gleichzeitig unterworfen sein. Ein automatischer Adaptionsprozess, der den Lernverfahren neuronaler Netze gleicht und die Optimierung von Fuzzy-Systemen unterstützt, wäre vorteilhaft. Ein Neuro-Fuzzy-System muss demzufolge mindestens in der Lage sein, linguistische Regeln, Zugehörigkeitsfunktionen oder Gewichte zu erlernen oder zu optimieren. Dies funktioniert auf der Grundlage von Beispieldaten (Messdaten), die eine feste oder freie Lernaufgabe bilden können. Ein Lernerfolg kann jedoch nicht garantiert werden. Notfalls müssen neue Beispieldaten unter angepassten Systembedingungen aufgezeichnet und dem Lernalgorithmus zugeführt werden (BORGELT ET AL. [10]).

Um die Vorteile von neuronalen Netzen und Fuzzy-Systemen in einem System nutzen zu können, ist ein Modell notwendig, welches die unscharfen Zugehörigkeitsfunktionen und das Regelwerk des Fuzzy-Modells verarbeiten und mittels lernfähigen Neuronen Wissen aus Beispieldaten ermitteln kann. Dieses Problem kann durch den Einsatz eines Neuro-Fuzzy-Netzes gelöst werden. Es besteht aus drei neuronalen Teilnetzen, welche die vom Fuzzy-System her bekannten Teilaufgaben – Fuzzifizierung, Inferenz und Defuzzifizierung – nachbilden.

Das ANFIS-Modell ist eines der frühesten hybriden Neuro-Fuzzy-Systeme, das seit dem Jahr 1993 zur Funktionsapproximation eingesetzt wird. Es repräsentiert ein Fuzzy-System vom Sugeno-Typ (MICHELS ET AL. [61]) in einem speziellen vorwärtsbetriebenen fünfschichtigen neuronalen Netz. Das Netz besitzt nur ungewichtete Verbindungen und weist in allen Schichten unterschiedliche spezielle Aktivierungsfunktionen auf. Der Lernvorgang wirkt sich auf die Fuzzy-Mengen der Antezedenzen und die Parameter der Konsequenzen aus. Die Fuzzy-Regeln müssen bekannt sein. Für die spätere Nutzung dieses Modells in einer Regelung braucht das ANFIS-System nur mit einer Ausgangsgröße betrachtet werden. Dadurch fällt die eigentliche Ausgangsschicht weg.

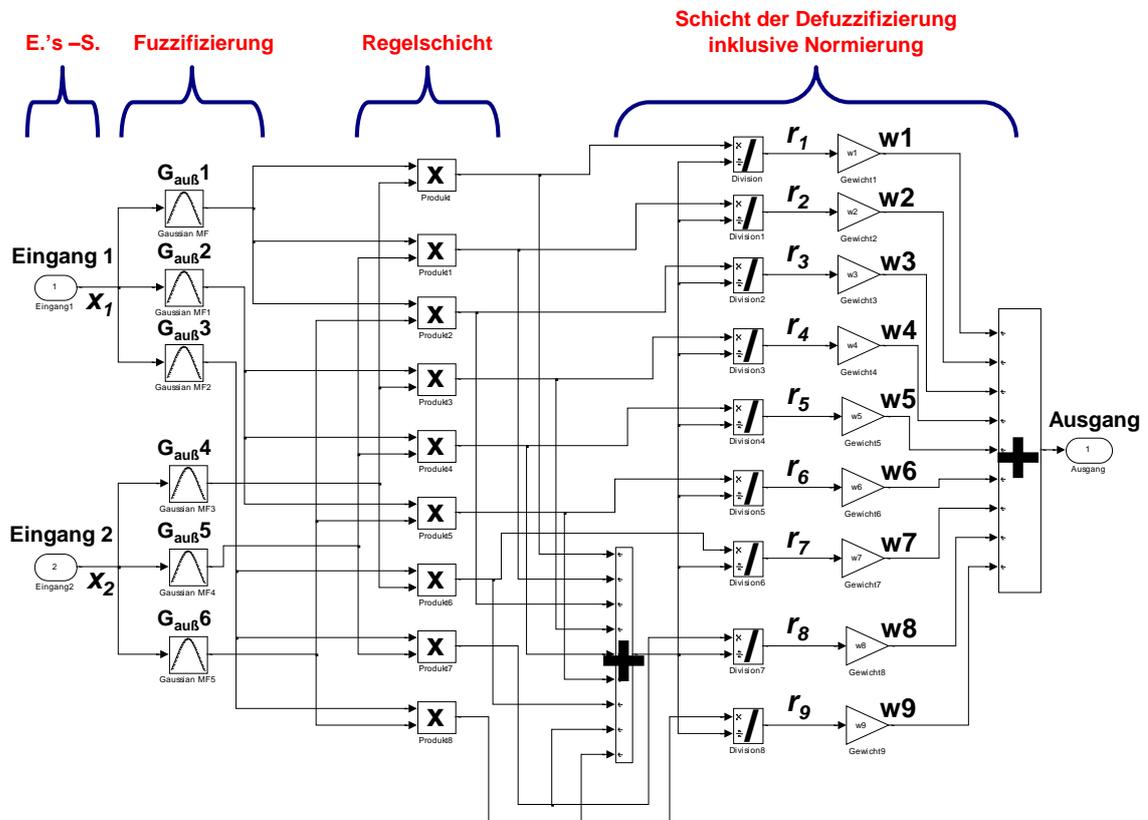
**Tabelle 6-1:** Gegenüberstellung neuronale Regelung und Fuzzy-Regelung (BORGELT ET AL. [10])

| Neuronales Netz  | Fuzzy-System  |
|--|---|
| <b>Vorteile</b>  |   |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>→ Kein mathematisches Prozessmodell erforderlich</li> <li>→ Kein Regelwissen notwendig</li> <li>→ Verschiedene Lernalgorithmen</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>→ Kein mathematisches Prozessmodell erforderlich</li> <li>→ A-priori (Regel-) Wissen nutzbar</li> <li>→ Einfache Interpretation und Implementation</li> </ul>  |
| <b>Nachteile</b>   |   |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>→ Black-Box- Verhalten</li> <li>→ Kein Regelwissen extrahierbar</li> <li>→ Heuristische Wahl der Netzparameter</li> <li>→ Anpassung an veränderte Parameter schwierig und kann Wiederholung des Lernvorganges erfordern</li> <li>→ Kein a-priori Wissen verwendbar</li> <li>→ Konvergenz des Lernvorgangs nicht garantiert</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>→ Regelwissen muss verfügbar sein</li> <li>→ Nicht lernfähig</li> <li>→ Keine formalen Methoden für „Tuning“</li> <li>→ Semantische Probleme bei Systeminterpretation</li> <li>→ Anpassung an veränderte Parameter schwierig</li> <li>→ Ein „Tuning“-Versuch kann erfolglos bleiben</li> </ul> |

In der vorliegenden Arbeit wird somit eine leicht abgewandelte ANFIS-Modellform verwendet. Diese besteht, wie in Abbildung 6-7 dargestellt, aus nur vier Schichten. Die erste Schicht heißt Eingangsschicht. In ihr wird die Anzahl der scharfen Eingangsgrößen festgelegt. In der Fuzzifizierungsschicht sieht man, wie viele Zugehörigkeitsfunktionen (Gaußfunktionen, Abbildung 6-7) je Eingang verwendet werden. Jede dieser Funktionen muss mit genau einem Eingang verbunden sein und speichert drei Parameter zur eigenen eindeutigen Beschreibung, wobei  $x_i$  eine der Eingangsgrößen ( $x_1$  oder  $x_2$ ) ist. Die beiden anderen Parameter bestimmen das Zentrum  $c$  und die Ausdehnung  $s$  der symmetrischen Gaußfunktionen (MICHELS ET AL. [61]) in folgender Form

$$G_{\text{au\ss}}(x) = \exp\left(\frac{-0,5 \cdot (x_i - c)^2}{s^2}\right) \quad (6-2)$$

Durch die Symmetrie verringert sich der Rechenaufwand. Die Wahl der Gauß-Funktion bietet sich an, da diese stetig differenzierbar ist.



**Abbildung 6-7:** ANFIS-Struktur mit zwei Eingängen und vier Schichten (Eingangsschicht, Fuzzifizierungsschicht, Regelschicht und Defuzzifizierungsschicht)

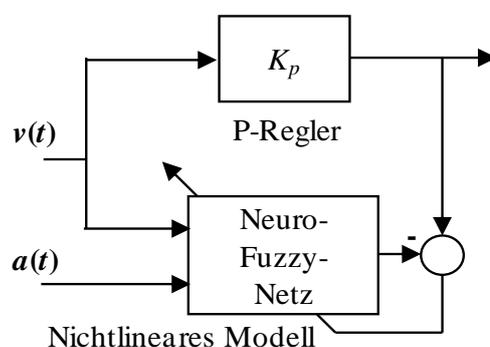
In der Regelschicht ist für jede Regel eine Einheit angelegt. Die eingehenden Werte entsprechen Zugehörigkeitsgraden und werden aufmultipliziert und so mit UND verknüpft, um den Erfüllungsgrad der Regel zu bestimmen. Die letzte Schicht übernimmt die Defuzzifizierung nach der Höhenmethode (MICHELS ET AL. [61]), in der auch die Normierung über die Divisionsblöcke durchgeführt wird. Über die neun Gewichte ( $w_1$  bis  $w_9$ , Abbildung 6-7) berechnet sich die gewichtete Ausgabe des entsprechenden Regelsignals  $r$ . Am Ende ergibt die Summe der Gewichtsausträge das Ausgangssignal. Da ANFIS lediglich differenzierbare Funktionen verwendet, lassen sich leicht Standardlernverfahren aus dem Bereich neuronaler Netze anwenden. ANFIS verwendet eine Kombination von Backpropagation (Gradientenabstieg) und der Methode kleinster Quadrate LSE (Least Squares Estimation). Die Parameter der Zugehörigkeitsfunktionen werden mithilfe von Backpropagation erlernt. Die Koeffizienten der Linearkombinationen in den Regelkonsequenzen, die entsprechenden Gewichte, werden mittels LSE bestimmt. Ein Lernschritt besteht aus zwei Teilen.

Zunächst werden die Eingabevektoren propagiert, und die optimalen Konsequenzparameter werden durch eine iterative LSE-Prozedur geschätzt. Dabei lassen sich die Parameter der Zugehörigkeitsfunktionen in den Regelantezedenzen festhalten. Im zweiten Schritt werden die Eingaben erneut propagiert und die Zugehörigkeitsfunktionen mittels Backpropagation einmal modifiziert, wobei die Konsequenzparameter festgehalten werden. Diese beiden Schritte wiederholen sich dann so lange, bis der Fehler des Systems hinreichend klein oder eine maximale Zahl von Iterationen erreicht ist.

Die Vorteile dieses Verfahrens sind die ausgeprägte Lernschnelligkeit sowie der Fakt, dass Vorwissen berücksichtigt werden kann. Aus diesen Gründen soll das ANFIS-Modell im Weiteren die Grundlage für die Realisierung einer online adaptiven Neuro-Fuzzy-Regelung für die aktive Schwingungsdämpfung bilden.

### 6.2.2.3 Adaptiver Neuro-Fuzzy-Regler

Für die Überführung der beiden proportionalen P-Regler der zwei Patchaktoren aus Abbildung 6-6 in zeitvariante Reglersysteme wird das eben beschriebene ANFIS-Modell verwendet. Die Regler werden, wie in Abbildung 6-8 veranschaulicht, mithilfe dieses Neuro-Fuzzy-Netzes modelliert. Für dieses Offline-Training der Netze kam die MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup>- Toolbox „anfisedit“ zur Anwendung. In diesem Programm wurden dann unter anderem pro Eingang drei Gauß-Zugehörigkeitsfunktionen (siehe Abbildung 6-7) nach Gleichung (6-2) festgelegt und in der Defuzzifizierungsschicht konstante Gewichte eingestellt. Es muss darauf geachtet werden, dass mindestens solange gelernt wird, bis der Fehler annehmbar klein ist und sich eine Konvergenz abzeichnet.

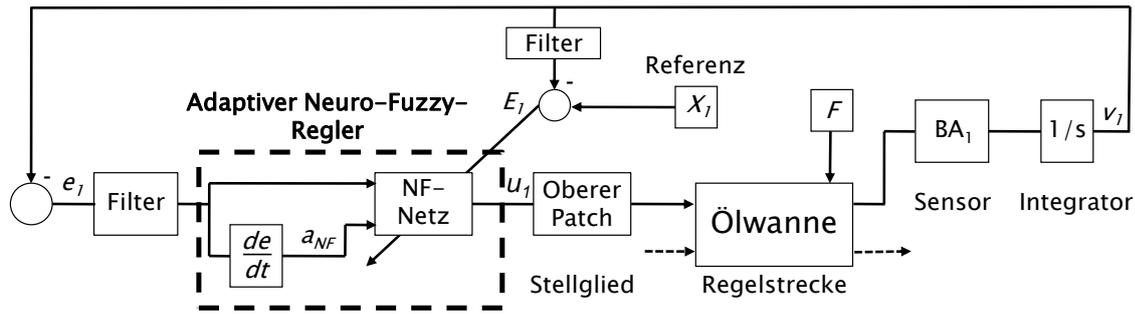


**Abbildung 6-8:** Direkte Modellierung mit Zeitrohdaten eines proportionalen Reglers

Am Ende lassen sich die zwei Neuro-Fuzzy-Netze der beiden proportionalen P-Regler als Sugeno-Fuzzy-Controller, die über Simulink<sup>®</sup> genutzt werden können, unter „anfisedit“ abspeichern. Bei diesen nichtlinearen Reglermodellen wurden die Parameter der drei Gauß-Zugehörigkeitsfunktionen je Eingang mit Backpropagation und die neun Gewichte mittels LSE unter Nutzung experimenteller Daten erlernt. Die gelernten Größen konnten anschließend aus der Toolbox „anfisedit“ exportiert werden. Die experimentellen Daten wurden aus Versuchen mit den zeitinvarianten P-Reglern der klassischen direkten Geschwindigkeitsrückführung gewonnen. Durch die hybride Lernmethode (Backpropagation und LSE) wird das Lernziel (Reglerausgang; elektrische Spannung  $u$ , die dem Aktor zugeführt wird) über den zwei scharfen Eingangsgrößen  $v$  und  $a$  (Geschwindigkeit und Beschleunigung; in Abbildung 6-7:  $x_1$  und  $x_2$ ) abgebildet und damit eine Voreinstellung der Regler durchgeführt. Mithilfe des zusätzlichen Beschleunigungseingangs des NF-Modells konnte der zeitinvariante Regler mit weniger Iterationsschritten gelernt werden.

Um aus den erzeugten zwei NF-Reglern zeitvariante Systeme zu erzeugen, werden die einzelnen Gewichtsblöcke jeweils durch ein dynamisches Simulink<sup>®</sup>-Modell (Abbildung 6-10) ersetzt. Dadurch sind die insgesamt 18 Gewichtswerte der beiden Regler in jedem Abtastschritt anpassbar und gewährleisten eine adaptive Grundfunktion. Da durch die Voreinstellung die Parameter der Zugehörigkeitsfunktionen den jeweiligen Eingangsgrößenbereich gut abdecken, bleiben diese Parameter ( $c$  und  $s$  aus Gleichung (6-2)) konstant, wodurch sich die Echtzeitfähigkeit des adaptiven Systems verbessert. Damit lassen sich bei gegebenem dSpace-System höhere Abtastraten einstellen, um den Reglerfolg zu erhöhen (siehe Kapitel 4.4).

Abbildung 6-9 zeigt die Regelungsstruktur des zeitvarianten Regelungssystems für den oberen Patchaktor (siehe Abbildung 6-4) mit zwei Systemeingängen, der Geschwindigkeit und der Beschleunigung. Die Struktur für den unteren Patchaktor wurde analog aufgebaut. Die zusätzliche Beschleunigungsrückführung  $a_{NF}$  kann bewirken, dass bei höheren Frequenzen oberhalb von 800 Hz die Schwingungsamplituden stärker gedämpft werden (DIAZ [16]). Die prinzipielle Funktionsweise entspricht der in Kapitel 6.2.1 beschriebenen aktiven Schwingungsdämpfung, jedoch sind die Reglerparameter bei der Anordnung in Abbildung 6-9 nicht konstant.



**Abbildung 6-9:** Adaptive Regulationsstruktur am Beispiel eines Aktors für die frei-frei aufgehängte Ölwanne

Der Fehler

$$E = X - v \quad (6-3)$$

muss mithilfe eines geeigneten Adaptionsalgorithmus minimiert werden. Das Referenzsignal  $X$  wird in diesem Fall Null gesetzt. In der Fehlerfunktion mit dem quadratischen Fehler

$$\varepsilon = \frac{1}{2}(X - v)^2 = \frac{1}{2}\left(X - \sum_{i=1}^9 (w_i \cdot r_i)\right)^2 \quad (6-4)$$

wird die Geschwindigkeit durch das Produkt von aktuellem Gewichtswert  $w$  und dem internen Regelsignal  $r$  (siehe Abbildung 6-7) ersetzt. Als Adaptionsformel für die Gewichte findet die folgende erweiterte Deltaregel Anwendung

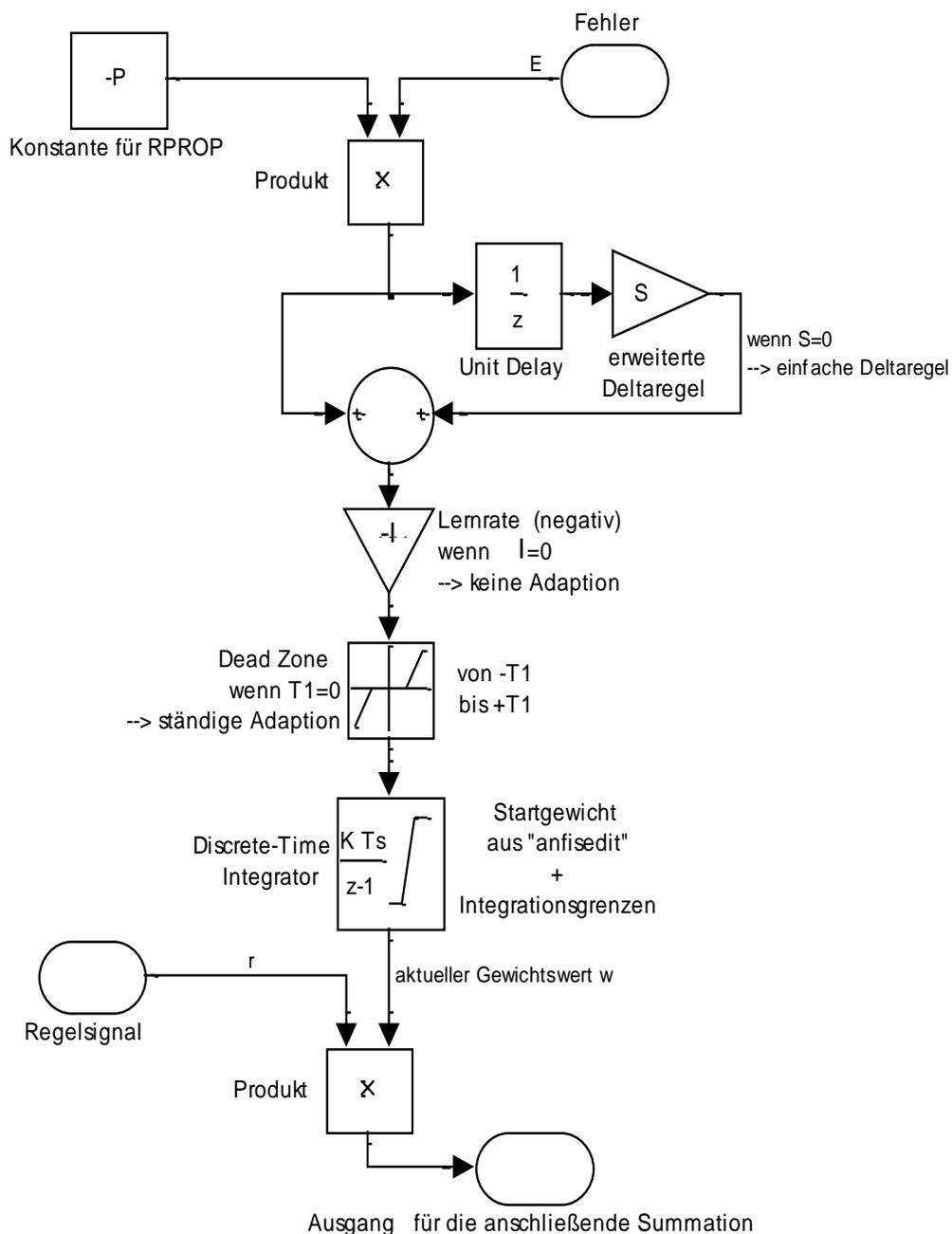
$$w_{i+1} = w_i - l \cdot \left( \frac{\partial \varepsilon_i}{\partial w_i} + \frac{\partial \varepsilon_{i-1}}{\partial w_{i-1}} \right), \quad (6-5)$$

wobei die Variable  $l$  die Lernrate definiert. Nach der Berechnung der Ableitungen wird ein angepasster Rprop-Algorithmus in der Form

$$w_{i+1} = w_i - l \cdot (-r_i \cdot E_i + S \cdot (-r_{i-1}) \cdot E_{i-1}) = w_i - l \cdot (-P \cdot E_i + S \cdot (-P) \cdot E_{i-1}) \quad (6-6)$$

angewandt. Dabei wird das interne Regelsignal  $r$  durch den konstanten Koeffizienten  $P$  ersetzt. In Gleichung (6-6) ist  $S$  ein konstanter Faktor, der den Einfluss des um einen

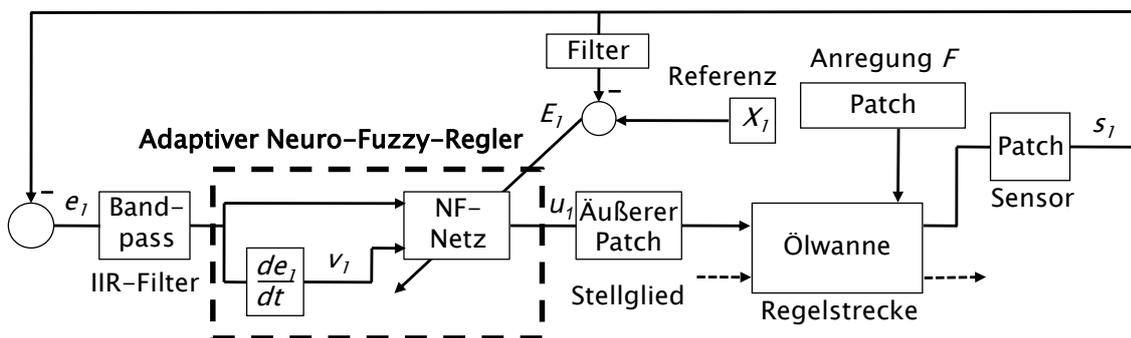
Abtastschritt zurückliegenden quadratischen Fehlers beschreibt; mithilfe des Koeffizienten  $P$  lässt sich die Geschwindigkeit der Adaption unabhängig vom Regelsignal steuern. Dieser Rprop-Algorithmus weist gerade in flachen Fehlergebieten (kleine Anstiege in Gebieten lokaler und globaler Minima) eine schnellere Konvergenz im Vergleich zu anderen Gradientenabstiegsverfahren wie beispielsweise der erweiterten Deltaregel auf. Das Rprop-Verfahren stützt sich hauptsächlich auf das Vorzeichen des Gradienten und nimmt die Gewichtswertanpassung unabhängig von der tatsächlichen Größenordnung des Gradienten vor (RIEDMILLER [69]).



**Abbildung 6-10:** Dynamisches Simulink<sup>®</sup>-Modell eines Gewichtsblockes (Rprop-Algorithmus; rechter Term aus Gleichung (6-6))

In Anlehnung an die Adaptionformel aus Gleichung (6-6) wurde ein dynamisches Simulink<sup>®</sup>-Modell (siehe Abbildung 6-10) entwickelt, welches anstelle der jeweiligen Gewichtsblöcke aus Abbildung 6-7 eingesetzt wurde, um aus den zwei NF-Reglern zeitvariante Systeme zu erzeugen. In dem Simulink<sup>®</sup>-Modell aus Abbildung 6-10 ist unter anderem ein digitaler Integrator, in dem das Startgewicht aus „anfisedit“ als Initialwert eingetragen wird, enthalten. Auch lassen sich hier geeignete Integrationsgrenzen festlegen. Dadurch ist es möglich, dass der Gewichtswert zu keiner Zeit zu stark in eine Richtung driftet beziehungsweise in einem solchen Fall auch schnell wieder in seinen Ausgangsbereich zurückkehren kann. Die sich vor dem Integrator befindende „Dead Zone“ erlaubt es, die Adaption in gewissen Grenzen abzustellen. Nach mehreren experimentellen Tests konnten quasi optimale Adaptionparameter bei einer Abtastrate von 20 kHz empirisch eingestellt werden:  $P=10$ ;  $l=0,5$ ;  $S=0,3$  und  $TI=0$ . In Abbildung A-7 (Anhang) ist ergänzend das dynamische Simulink<sup>®</sup>-Modell der erweiterten Deltaregel dargestellt.

Abbildung 6-11 zeigt im Vergleich zu Abbildung 6-9 eine leicht angepasste Regelungsstruktur für den Rumpfmotor. Wie bereits in Kapitel 6.2.1 erläutert, betreffen die wesentlichen Änderungen die verwendeten Sensoren, die Filterung und die Anregung. In Abbildung 6-18 und Abbildung 6-5 sind die Aktor- und Sensorpositionen dargestellt. Die Kraftanregung  $F$  erfolgte am Rumpfmotor durch einen piezoelektrischen Patchaktor an der Innenseite einer Ölwannenseitenwand und nicht wie bei der frei-frei aufgehängten Ölwanne am Ölwanneflansch.



**Abbildung 6-11:** Adaptive Regelungsstruktur am Beispiel eines Aktors für den elastisch gelagerten Rumpfmotor

Die Experimente zeigten, dass die erläuterte adaptive Regelung stabil arbeitet, obwohl das Fehlersignal ständig oszilliert. Infolge der permanenten Suche nach dem globalen Fehlerminimum oszillieren die Gewichtswerte im Adaptionfall um an- oder

absteigende Geraden und im Konvergenzfall um einen konstanten Wert. Dieser Adaptionsprozess bewirkt, dass sich das System ständig an der Stabilitätsgrenze bewegt. Dadurch steigern die Regler, die aufgrund der eigenen Nichtlinearität reale nichtlineare Prozesse besser regeln können, die Wirksamkeit der Dämpfung im Vergleich zur einfachen klassischen direkten Geschwindigkeitsrückführung.

Die entwickelte adaptive Regelung arbeitet quasi wie die direkte Geschwindigkeitsrückführung (siehe Abbildung 6-6) mit sich adaptiv einstellenden Verstärkungsfaktoren.

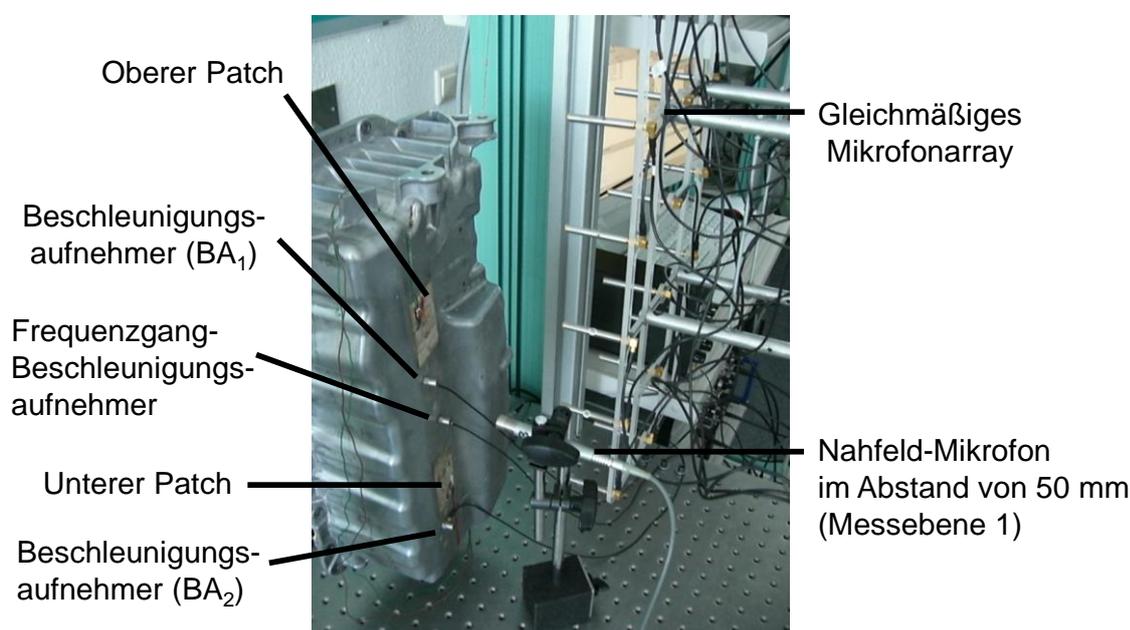
Bei den sich anschließenden experimentellen Erprobungen der beschriebenen aktiven Methoden zur Reduktion der Geräuschabstrahlung mithilfe von flächenförmigen Aktoren an der Ölwanne musste zu Beginn ein Verstärkungsfaktor von Hand eingestellt werden. Der Verstärkungsfaktor ergibt sich aus dem Verhältnis des Spannungssignals  $u$ , mit dem die applizierten Aktoren angesteuert werden, und dem Eingangssignal, das die kolloziert angeordneten Sensoren aufnehmen. Der Verstärkungsfaktor sollte möglichst groß gewählt werden, damit die Feedback-Regelung eine große dämpfende Wirkung ausübt. Eine beliebige Erhöhung des Verstärkungsfaktors ist allerdings nicht möglich, weil das zu regelnde System ab einem bestimmten Wert trotz kollokaler Aktor-Sensor-Anordnung in der Praxis instabil wird. Das Auftreten von Instabilitäten resultiert aus der Verstärkung von hochfrequenten Störsignalen, die im rückgeführten Spannungssignal enthalten sind. In der Literatur wird dieser Effekt als Spillover-Effekt bezeichnet (PREUMONT [65]). Die Störsignale, welche durch das Grundrauschen und die Analog-Digital-Konvertierung entstehen, bringen das zu regelnde System aus dem Gleichgewicht, indem sie die hochfrequenten Eigenformen des Gesamtsystems anregen. In den experimentellen Untersuchungen wurde deshalb bei der klassischen direkten Geschwindigkeitsrückführung ein Verstärkungsfaktor gewählt, der einen Betriebspunkt der Regelung ermöglicht, der kurz vor Erreichen der Stabilitätsgrenze liegt. Durch die entwickelte adaptive Regelung, stellen sich, wie erläutert, stets quasi optimale Verstärkungsfaktoren automatisch ein.

### 6.3 Experimentelle Verifikation

Für Untersuchungen des unregelmäßigen und geregelten Systemverhaltens, wurden zwei Labordemonstratoren und ein Experiment auf dem Akustik-Motorprüfstand entwickelt und aufgebaut. Für die Umsetzung und Erprobung der aktiven Schwingungsdämpfungen wurden jeweils zwei Aktor-Sensor-Paare an das dSpace-System angekoppelt und nach den Blockschaltbildern der Abbildung 6-6 und der Abbildung 6-9 beziehungsweise der Abbildung 6-11 verbunden.

#### 6.3.1 Frei-frei aufgehängte Ölwanne

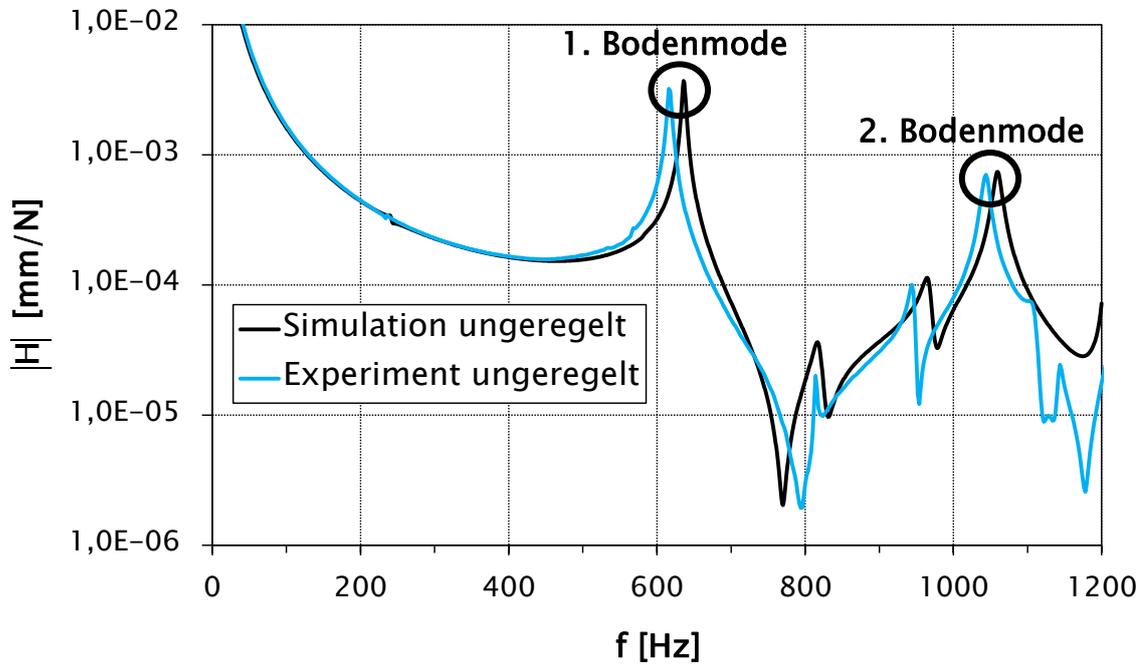
Beim ersten Messaufbau wurde die Ölwanne frei aufgehängt. Die Strukturschwingungen der Ölwanneoberfläche wurden mittels Beschleunigungsaufnehmern und das Schallfeld in Oberflächennähe mittels Mikrofonarray vermessen. In Abbildung 6-12 sind die bereits in Kapitel 6.2.1 diskutierten Aktor- und Sensorpositionen dargestellt.



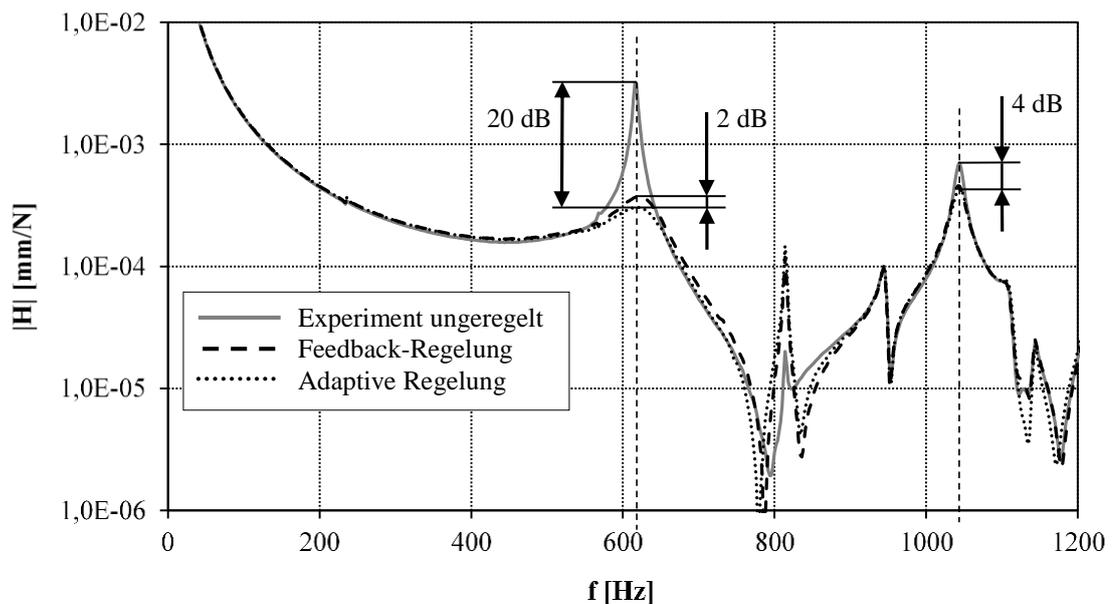
**Abbildung 6-12:** Labor-Versuchsaufbau der frei-frei aufgehängten Ölwanne

Im Folgenden sind die Ergebnisse in Form von Frequenzgängen angegeben, die aus einer harmonischen Kraftanregung am Ölwanneflansch resultieren. Die Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Frequenzgänge zeigt gute Übereinstimmungen (siehe Abbildung 6-13). Dies beweist die Anwendbarkeit des in Kapitel 6.1 vorgestellten Simulationsmodells. Die Simulationsergebnisse zeigen ein

etwas steiferes Verhalten der Ölwanne an, was eine Folge der FE-Diskretisierung sein kann, die zu einem steiferen Verhalten der Ölwanne führt. Die simulierten Frequenzen sind deshalb etwas größer als die gemessenen Frequenzen.



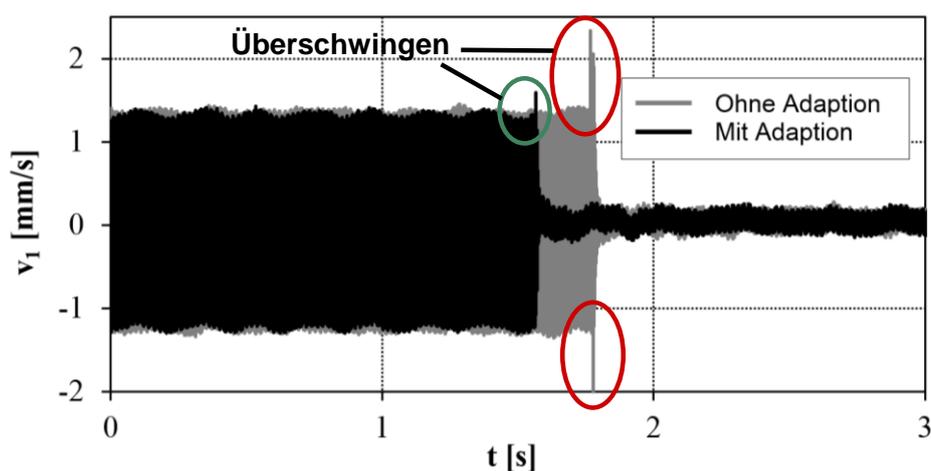
**Abbildung 6-13:** Vergleich des simulierten und gemessenen Frequenzganges der Ölwanne (ungeregelt)



**Abbildung 6-14:** Gemessene Frequenzgänge des unregulierten und geregelten Verhaltens der Ölwanne

Aus Abbildung 6-14 lässt sich entnehmen, dass die Amplituden bei den zwei relevanten Eigenmoden des Wannenbodens infolge der Regelungen deutlich gedämpft werden. Die anderen Eigenmoden sind mit den beiden applizierten Patchen nicht regelbar. Bei 810 Hz erkennt man sogar eine Anfachung. Wie bereits erläutert, ist das ein Biegemode der Seitenwände, der sich im realen eingespannten Zustand allerdings nicht ausbilden kann. Im Detail zeigt Abbildung 6-14 bezogen auf die Bodenmoden bei 616 Hz eine Amplitudenreduktion von 18 dB und bei 1.042 Hz eine Reduktion von 4 dB infolge einer klassischen direkten Geschwindigkeitsrückführung. Die Experimente konnten bestätigen, dass der obere Patch in erster Linie für die Dämpfung des ersten Bodenmodes und der untere Patch für die Dämpfung des zweiten Bodenmodes verantwortlich ist, wie aus Abbildung 6-4 und Abbildung 6-2 vermutet worden ist. Die adaptive Regelung bewirkt bei 616 Hz eine zusätzliche Dämpfung von 2 dB und im Bereich oberhalb der ersten Bodenmode eine Reduktion von 1 dB. Zusätzlich hat die adaptive Regelung den Vorteil, dass die Verstärkungsfaktoren nicht von Hand eingestellt werden müssen.

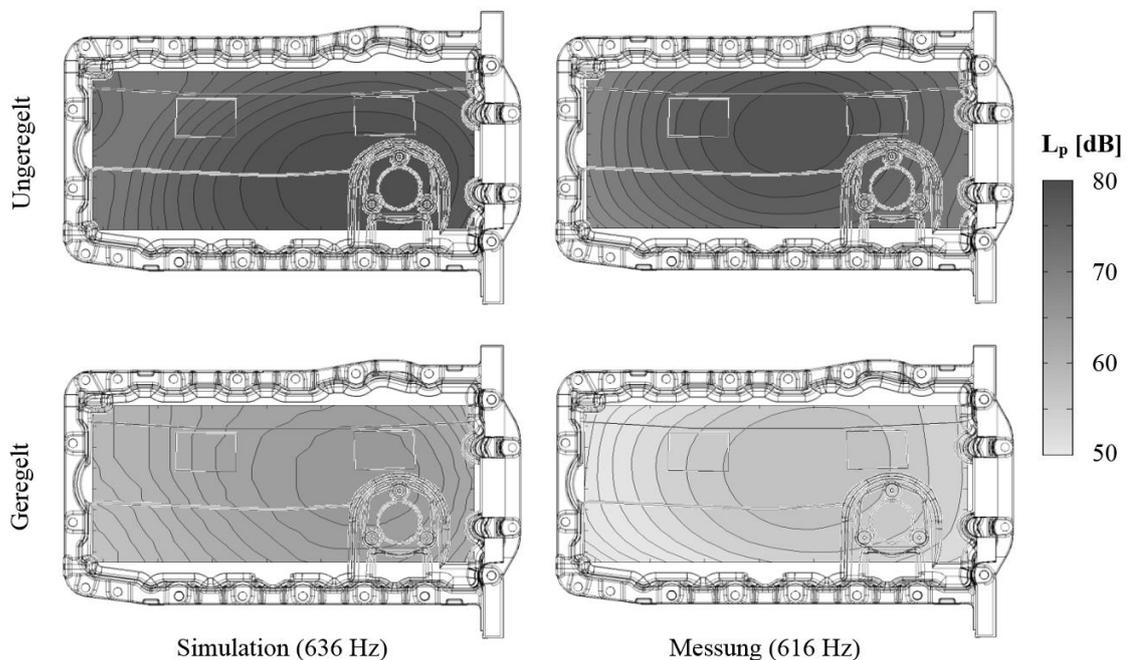
Des Weiteren zeigt sich, dass im Moment der Regelungszuschaltung durch die Adaption ein geringeres Geschwindigkeits-Überschwingen entsteht. Abbildung 6-15 veranschaulicht dies im entsprechenden Zeitbereich bei einer konstanten Anregung von 616 Hz. Auf die Akustik hat dies nur einen geringen Einfluss, da der Vorgang in sehr kurzer Zeit stattfindet.



**Abbildung 6-15:** Zuschalten der Regelung im Zeitbereich (616 Hz, 1. Bodenmode)

Anschließend wurde die Verminderung der Schallabstrahlung infolge der aktiven Maßnahmen untersucht. Mithilfe eines zentral positionierten Nahfeld-Mikrofons im

Abstand von 50 mm konnte nachgewiesen werden, dass analog zu Abbildung 6-14 auch der Schalldruckpegel  $L_p$  bei den beiden Bodenmoden deutlich reduziert wird. Bei der Simulation der Schallfelder kommt die in Kapitel 6.1.3 erläuterte BEM zum Einsatz. Für die messtechnische Verifikation wurde ein Grid-Array mit regelmäßiger Mikrofonanordnung (siehe Abbildung 4-1) genutzt. Abbildung 6-16 zeigt den Vergleich zwischen Simulation und Messung im unregelmäßig und geregelten Fall bei einer harmonischen Anregung mit einer Kraftamplitude von 1 N. Die betrachtete Schallfeldebene befindet sich parallel zum Ölwanneboden im Abstand von 50 mm (Messebene 1; siehe Kapitel 4.2).

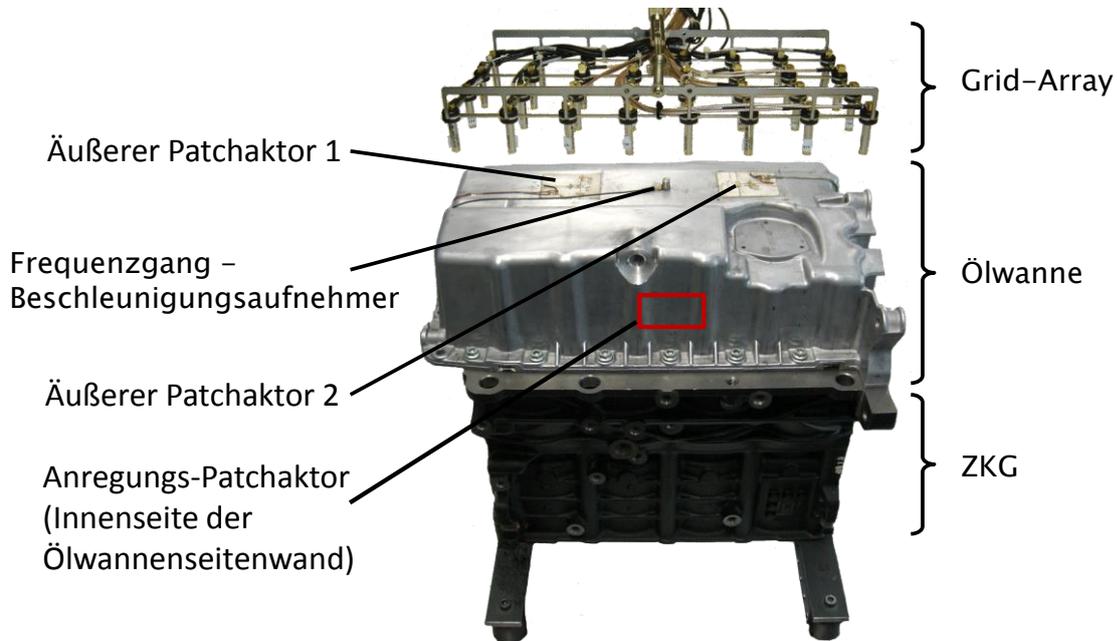


**Abbildung 6-16:** Schalldruckverteilungen der Ölwanne im Abstand von 50 mm im unregelmäßig und geregelten (zeitinvariante Feedback-Regelung) Zustand (1. Bodenmode der Ölwanne)

Bei den Abbildungen der Schalldruckverteilungen ist ersichtlich, dass die Simulationen und die Messungen gut miteinander korrelieren. Der Schalldruck kann durch den Einsatz der entworfenen Regelung abgesenkt werden. Für den Vergleich wurde in Abbildung 6-16 die klassische direkte Geschwindigkeitsrückführung (zeitinvariante Feedback-Regelung) verwendet, da nur diese Art der Regelung in der Simulation berücksichtigt werden kann. Für den ersten Bodenmode der Ölwanne ergibt sich eine Schalldruckpegelreduktion von 16 dB.

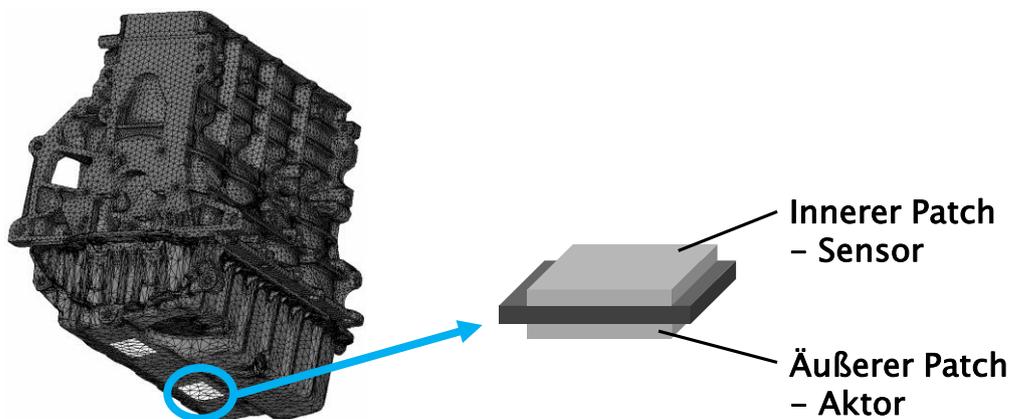
### 6.3.2 Elastisch gelagerter Rumpfmotor

Beim zweiten Messaufbau wurde die Ölwanne an ein Zylinderkurbelgehäuse montiert. Dieser Rumpfmotor wurde dann auf elastischen Gummifüßen aufgestellt, um eine frei-freie Lagerung zu erreichen (siehe Abbildung 6-17).



**Abbildung 6-17:** Labor-Versuchsaufbau des frei-frei gelagerten Rumpfmotors

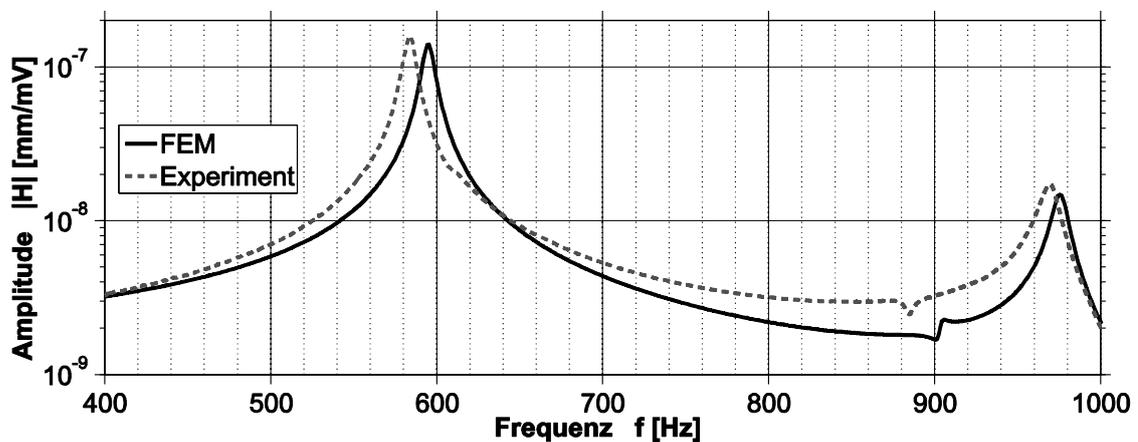
Die Anregung des Rumpfmotors erfolgte mithilfe eines piezoelektrischen Patchaktors an der Innenseite der Ölwannenseitenwand. Als Anregungssignal wurde ein weißes Rauschen verwendet. Für die Bestimmung der Frequenzgänge wurde das Antwortverhalten des Systems an einem repräsentativen Oberflächenpunkt des Ölwannebodens mittels eines Beschleunigungsaufnehmers ausgewertet.



**Abbildung 6-18:** Positionen der zwei Aktor-Sensor-Paare in kollokaler Anordnung

Die Abbildung 6-18 zeigt die kollokale Anordnung der Aktoren und Sensoren. Die Patchsensoren befinden sich auf der Innenseite des Ölwannebodens. Mithilfe der zwei Aktor-Sensor-Paare wurden zwei unabhängige lokale Feedback-Regelkreise mit adaptiven Neuro-Fuzzy-Reglern nach Abbildung 6-11 aufgebaut.

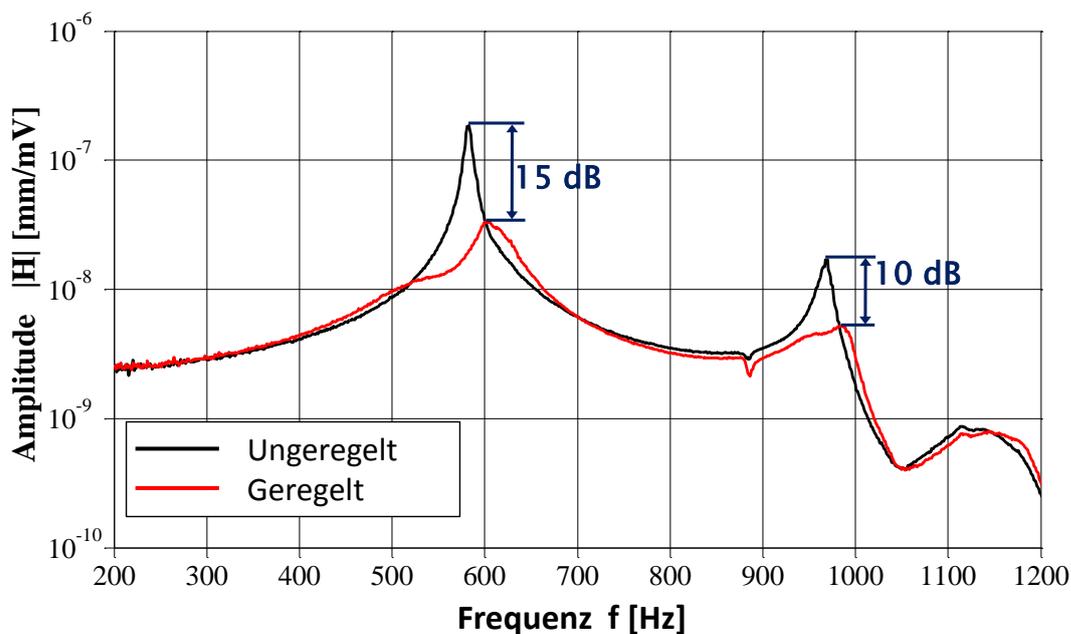
In Abbildung 6-19 sind beim experimentell ermittelten Frequenzgang zwei dominierende Eigenfrequenzen bei circa 580 Hz und 960 Hz zu erkennen, deren Verformungen am Ölwanneboden lokalisiert und als Hauptabstrahlmoden identifiziert wurden (siehe Abbildung 6-3). Es zeigen sich wieder sehr gute Übereinstimmungen zwischen Experiment und Simulation. Auch hier sind die simulierten Frequenzen aufgrund des steiferen Simulationsmodells geringfügig höher als im Experiment.



**Abbildung 6-19:** Frequenzgänge des unregulierten Rumpfmotors

In Abbildung 6-20 zeigt sich, dass der erste Bodenmode durch die implementierte adaptive Regelung um 15 dB und der zweite Bodenmode um 10 dB reduziert werden konnte.

Die Experimente konnten wieder bestätigen, dass die beiden Patchaktoren jeweils hauptsächlich die Amplituden eines Bodenmodes reduzieren. Der äußere Patchaktor 2 dämpft in erster Linie den ersten Bodenmode und der äußere Patchaktor 1 den zweiten Bodenmode, wie aus Abbildung 6-5 und Abbildung 6-3 vermutet wurde.

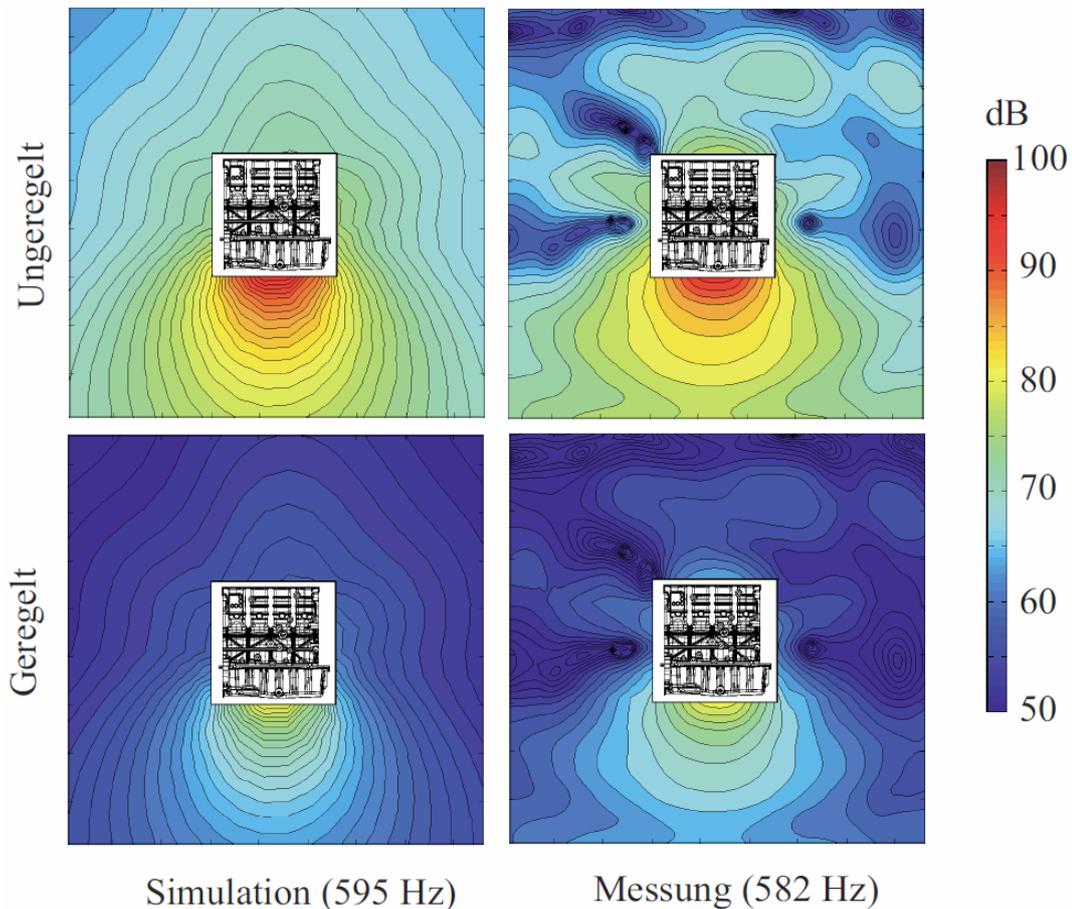


**Abbildung 6-20:** Gemessene Frequenzgänge des unregelmäßig und geregelt (adaptive Regelung) Verhaltens des Rumpfmotors

Abschließend wurde wieder die Verminderung der Schallabstrahlung infolge der aktiven Maßnahmen mithilfe des Grid-Arrays nachgewiesen und den Simulationsergebnissen gegenübergestellt. Die Abbildung 6-21 zeigt den Vergleich zwischen Messung und Simulation im unregelmäßig und geregelt Fall bei einer harmonischen Anregung des Wannenbodens. Für diese Ergebnisse musste das Grid-Array in der seitlichen mittleren Querschnittsebene um den Rumpfmotor herum bewegt werden. Die diversen Einzelmessungen wurden dann zusammengerechnet.

Die in Abbildung 6-21 aufgeführten Gegenüberstellungen der berechneten und gemessenen Schallfelder mit dem Rumpfmotor im Mittelpunkt offenbaren gute Übereinstimmungen mit geringfügigen Abweichungen. Die leichten Differenzen resultieren aus dem Versuchsaufbau, der nicht in der Lage ist, die Sommerfeld'sche Abstrahlbedingung exakt zu erfüllen, da von der Halterung des verwendeten Mikrofonarrays ein Teil der abgestrahlten Schallwellen reflektiert wird. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die abgestrahlten Schalldruckpegel deutlich gedämpft werden. Die Regelung bewirkt in der Simulation und im Experiment eine Absenkung des Schalldruckpegels beim ersten Bodenmode der Ölwanne am Rumpfmotor um 13 dB. Für den Vergleich wurde in Abbildung 6-21 wieder die klassische direkte Geschwindigkeitsrückführung (zeitinvariante Feedback-Regelung) verwendet, da die

adaptive Neuro-Fuzzy-Regelung in der Simulation keine Berücksichtigung finden konnte.

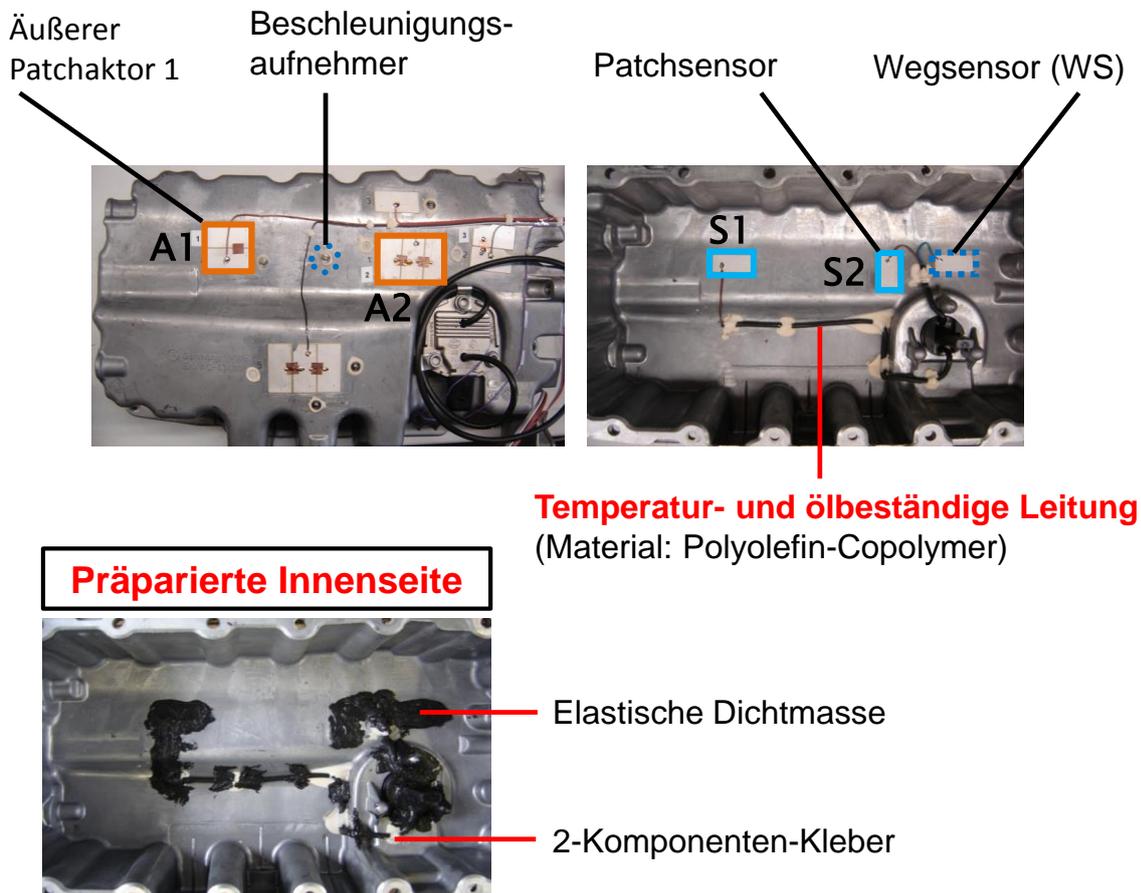


**Abbildung 6-21:** Schalldruckverteilungen in der mittleren Längsschnittebene um den dargestellten Rumpfmotor im unregulierten und geregelten (zeitinvariante Feedback-Regelung) Zustand (1. Bodenmode der Ölwanne)

Zur Vorbereitung auf die Vollmotor-Experimente wurde der Rumpfmotor auch mit energetisch gemittelten Zylinderdruckspektren verschiedener stationärer Motorbetriebspunkte angeregt. Die Anregungssignale dafür wurden nach Gleichung (5-1) berechnet. Alle Versuche verdeutlichten messbare Schwingungsreduktionen in den Frequenzbereichen der Hauptabstrahlmoden. Diese Schallreduktionen wurden von VERHEY ET AL. [86] auch unter psychoakustischen Gesichtspunkten ausgewertet. In den Experimenten konnten jedoch keine realen Amplituden bei der Anregung des Rumpfmotors mittels Piezoaktor erreicht werden. Die Kraftanregung war bei diesen Versuchen kleiner als beim Betrieb eines befeuerten Dieselmotors. Die Experimente zeigten aber auch eine starke Drehzahlabhängigkeit. Dies wird in Kapitel 6.3.4 genauer untersucht.

### 6.3.3 Fremdangeregter Vollmotor

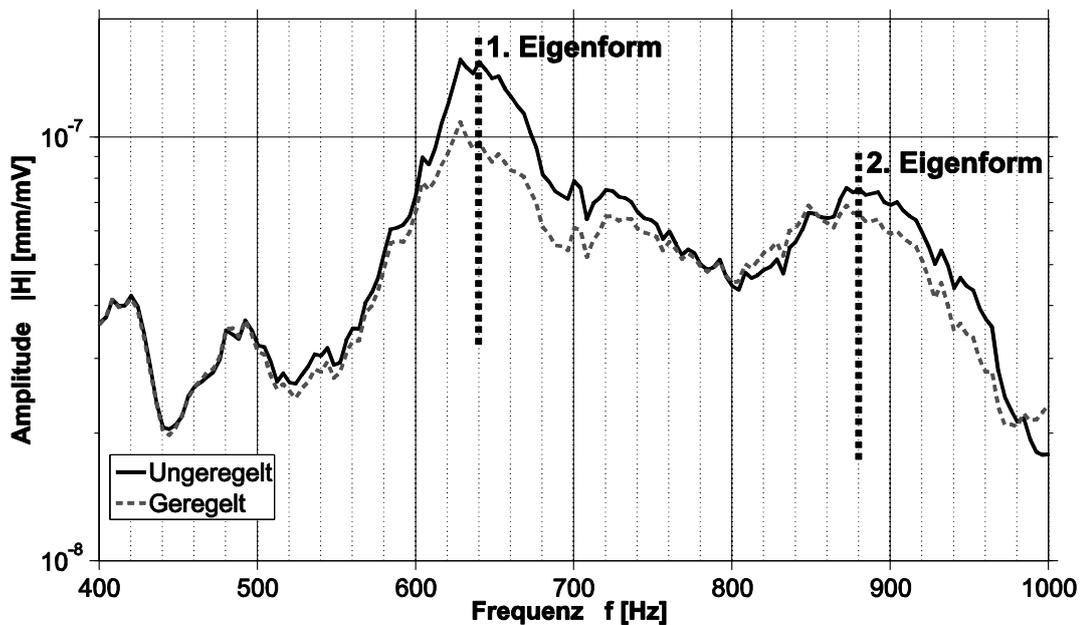
Ausgehend von den vorangegangenen Untersuchungen am Rumpfmotor erfolgte in einem weiteren Schritt der Übergang zum Vollmotor (Motor 1), um das Potential der entwickelten Maßnahmen unter realen Betriebsbedingungen analysieren und bewerten zu können. Für die Untersuchung der Wirksamkeit des entwickelten aktiven Systems am Vollmotor musste die Ölwanne präpariert werden. Der Außenmantel der Anschlussleitungen für die piezoelektrischen Patchsensoren besteht deshalb aus einer bis 145 °C temperatur- und ölbeständigen Polyolefin-Copolymer Zusammensetzung. Zusätzlich wurden die Leitungen mit Kleber fixiert und die Patchsensoren mit einer ölbeständigen elastischen Dichtmasse abgeschirmt. In Abbildung 6-22 ist die für die Vollmotorversuche vorbereitete Ölwanne in drei Ansichten dargestellt.



**Abbildung 6-22:** Ölwannenaußenseite des Ölwannebodens mit Piezoaktoren und Beschleunigungsaufnehmer (oben links); Gespiegelte Innenseite des Ölwannebodens mit kollokalen Patchsensoren und Wegsensor (oben rechts); Präparierte Ölwanneinnenseite des Ölwannebodens (unten)

Die Anregung des Vollmotors erfolgte wie beim Rumpfmotor über einen Patchfaktor auf der Innenseite einer Ölwanneseitenwand. In Abbildung 6-23 zeigt sich in den beiden

Eigenformen bei 640 Hz eine Amplitudenreduktion von 4 dB und bei 880 Hz eine Reduktion von 1,5 dB am Ölwanneboden infolge der adaptiven Regelung. Die Frequenzverschiebungen der Eigenformen im Vergleich zum Rumpfmotor (640 Hz statt 580 Hz und 880 Hz statt 960 Hz) ergeben sich aus den Masse- und Steifigkeitsunterschieden der beiden Versuchsobjekte Rumpfmotor und Vollmotor. Die niedrigeren Amplitudenreduktionen resultieren auch aus der geringeren Ausprägung der Eigenformen im Vergleich zum Rumpfmotor. LI ET AL. [47] kommt zu ähnlichen Ergebnissen, wobei in seiner Arbeit lediglich die einzelne Ölwanne mit und ohne Öl untersucht wurde. Wie in Abbildung 6-23 ersichtlich, hat das unregulierte schwingungsfähige Vollmotorsystem aufgrund der Ölfüllung und der Dichtung zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Ölwanne eine deutlich höhere Dämpfung als der Rumpfmotor in Abbildung 6-20.



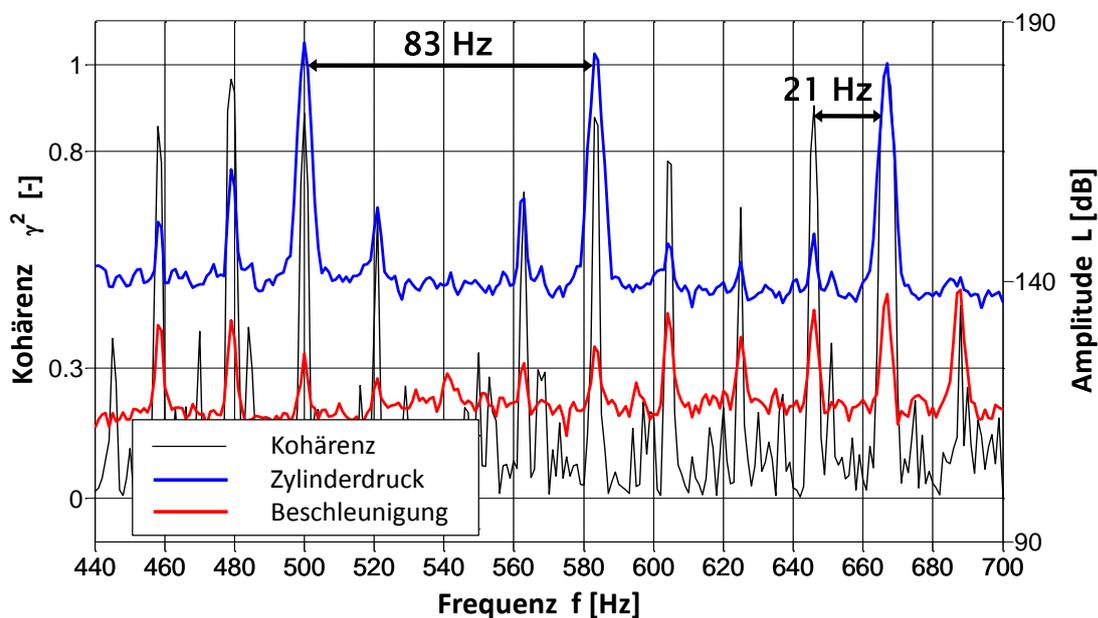
**Abbildung 6-23:** Gemessene Frequenzgänge des unregulierten und geregelten (adaptive Regelung) Verhaltens der Ölwanne am fremdangeregten Dieselmotor

### 6.3.4 Betriebsschwingungsanalyse – Befeuerter Motor

Für die Verifikation unter realen Bedingungen wurde der 4-Zylinder Dieselmotor (Motor 1) auf dem dynamischen Motorprüfstand (Abbildung 4-3, oben) bei stationären Betriebspunkten und bei Motorhochläufen ( $900\text{-}3.000\text{ min}^{-1}$ ; 20 Nm, 100 Nm und 150 Nm) untersucht. Die Schwingungen am Ölwanneboden wurden wieder exemplarisch mittels eines Beschleunigungsaufnehmers und zusätzlich mit einem

Patchsensor, der als repräsentativer Wegsensor fungiert, aufgenommen (siehe Abbildung 6-22). Die einzelnen Messsignale wurden als Zeitsignale über eine Messzeit von 10 s aufgezeichnet. Es wurde darauf geachtet, eine ausreichende Anzahl von Arbeitsspielen zu mitteln.

Die Kohärenzauswertungen zeigten (siehe Kapitel 5.3), dass im niedrigen Frequenzbereich unter  $3.000 \text{ min}^{-1}$  und bei niedrigen beziehungsweise mittleren Lasten das lineare direkte Verbrennungsgeräusch dominiert. Deshalb kann, wie auch in Abbildung 6-24 ersichtlich, der energetisch gemittelte Zylinderdruck verwendet werden, um reale Motoranregungsspektren bis  $1.500 \text{ Hz}$  zu simulieren.

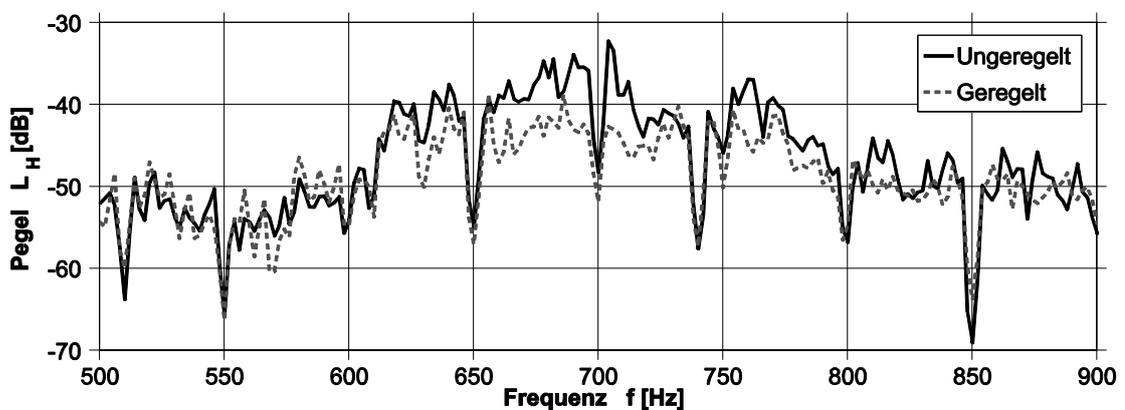


**Abbildung 6-24:** Korrelation zwischen dem energetisch gemitteltem Zylinderdruck bei  $2.500 \text{ min}^{-1}$  ( $160 \text{ Nm}$ ) und der Körperschallbeschleunigung im Zentrum des Ölwannebodens

Bei den Kohärenzbestimmungen konnte die Frequenzauflösung gemäß der drehzahlabhängigen Zündfrequenz eines Zylinders festgelegt werden. Dies entspricht beim Viertaktmotor der halben Motorordnung. Das wird in Abbildung 6-24 bei einer Frequenzauflösung von  $1 \text{ Hz}$  deutlich. Man erkennt die Reaktion des Ölwannebodens bei ganzzahligen Vielfachen der halben Motorordnung (Frequenzabstand =  $21 \text{ Hz}$ ). Der Frequenzabstand zwischen den zweiten Motorordnungen beträgt  $83 \text{ Hz}$  bei  $2.500 \text{ min}^{-1}$ . Es ist davon auszugehen, dass bei niedrigen Drehzahlen die beiden Bodenmoden stärker angeregt werden als bei hohen Drehzahlen, da die Zündfrequenz bei niedrigen Drehzahlen kleiner ist. In der Arbeit von SCHNEIDER [80] wurde dies an einem

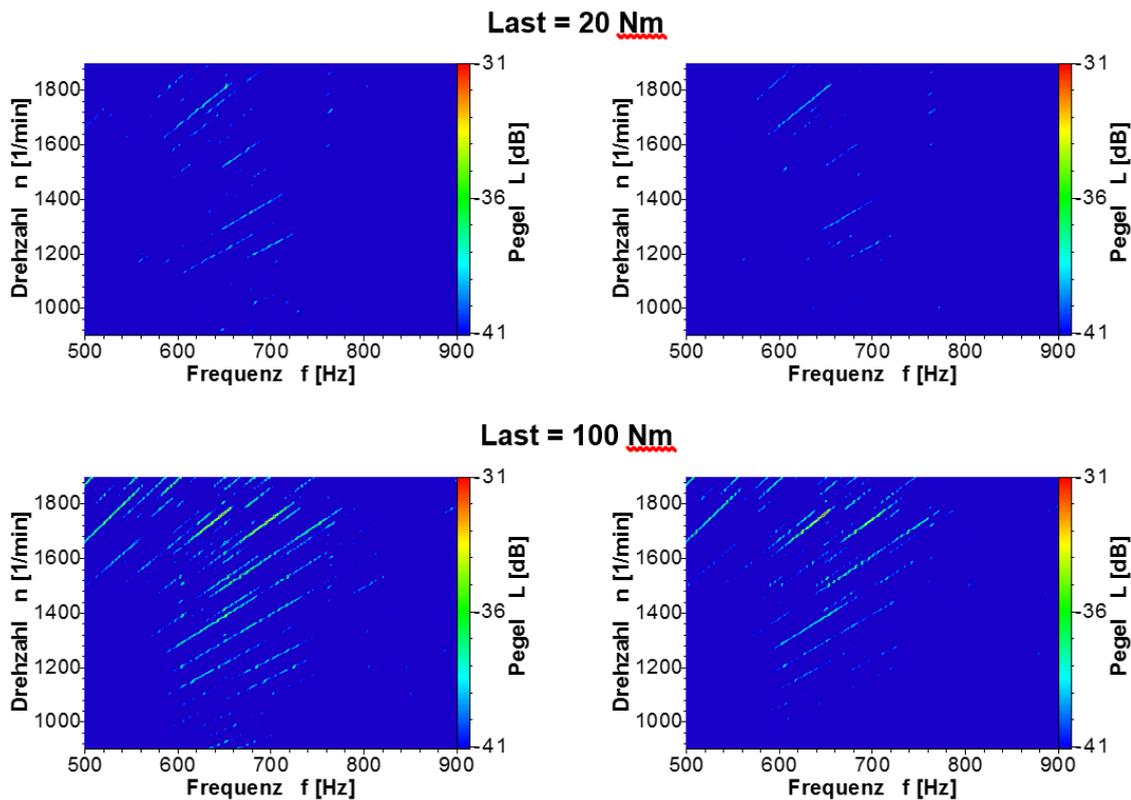
Dreizylinder-Dieselmotor umfassend untersucht und bestätigt. Es stellte sich heraus, dass zuvor identifizierte Torsions- und Biegemodenbereiche am einzelnen Zylinderkurbelgehäuse im Labor später vor allem im niedrigen Drehzahlbereich wiedergefunden werden konnten.

Deshalb wurde zu Beginn der Verifikation der aktiven Schwingungsdämpfung am befeuerten Motor ein Betriebspunkt mit niedriger Drehzahl gewählt, um die Bodenmoden der Ölwanne gut anzuregen. Zusätzlich wurde eine geringe Last eingestellt, um möglichst kleine Anregungsamplituden zu erzeugen. In Abbildung 6-25 wird das Ergebnis bei einer Drehzahl von  $900 \text{ min}^{-1}$  und geringer Last (20 Nm) dargestellt. Das Diagramm zeigt die Abhängigkeit der integrierten Beschleunigung am Ölwanneboden vom Zylinderdruck als unregelte und geregelte (adaptive Regelung) Übertragungsfunktionen. Im Frequenzbereich der zwei dominierenden Eigenformen zeigen sich im geregelten Verhalten Dämpfungen bis zu 8 dB. Der Dynamikbereich liegt bei 25 dB und ist damit vergleichbar mit der Dynamik der Frequenzgänge von Abbildung 6-23.



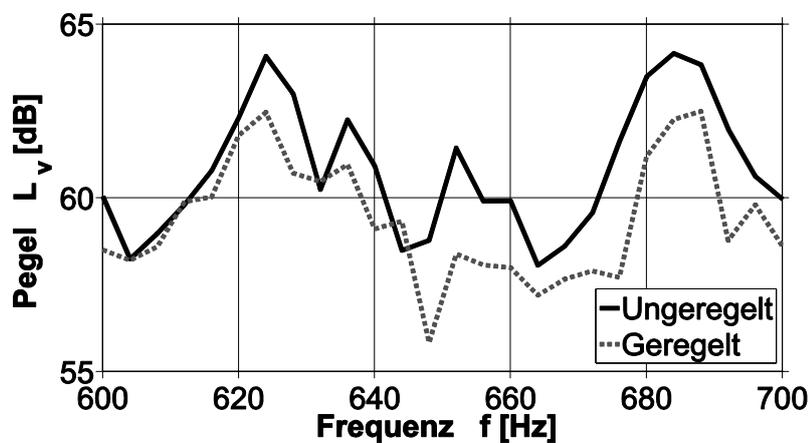
**Abbildung 6-25:** Übertragungsfunktion aus der Schallschnelle am Ölwanneboden und dem Zylinderdruck bei  $900 \text{ min}^{-1}$  und 20 Nm Last (adaptive Regelung)

Um das Potential des aktiven Systems bei höheren Drehzahlen und Lasten aufzuzeigen, wurden Motorhochläufe durchgeführt und die Ergebnisse als Campbell-Diagramme ausgewertet. In Abbildung 6-26 sind die Diagramme des unregulierten und geregelten Verhaltens bei zwei verschiedenen Motorlasten dargestellt. Der Wegpegel des strukturintegrierten Patchsensors bildet dabei das Gesamtschwingungsverhalten der Ölwanne gut ab. In Abbildung 6-26 zeigen sich zwischen 500 Hz und 900 Hz Reduktionen des Wegpegels beim dynamischen Motorbetrieb wie beim fremdangeregten Vollmotor von bis zu 4 dB.

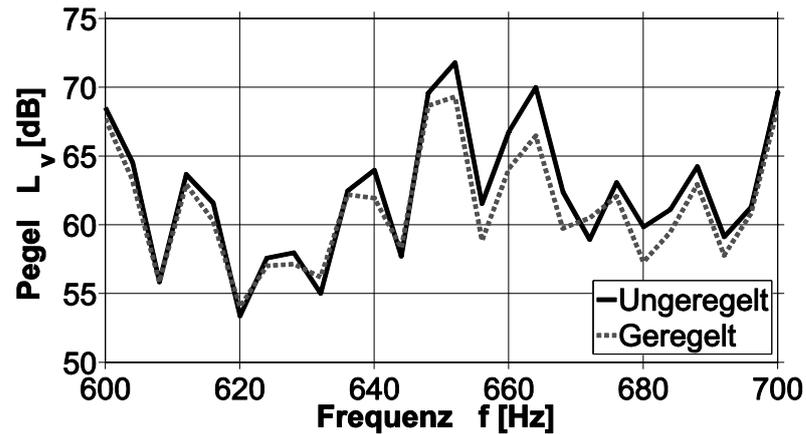


**Abbildung 6-26:** Campbell-Diagramme des unregulierten (links) und des regulierten (rechts; adaptive Regelung) Verhaltens der Ölwanne am Motor

Abschließend werden in Abbildung 6-27 und Abbildung 6-28 die aus der gemessenen unregulierten und regulierten Schallbeschleunigung berechnete Schallschnelle ausschnittsweise im Bereich der ersten Eigenform betrachtet. Aufgrund der geringeren Zündfrequenz bei  $900 \text{ min}^{-1}$  kann im Vergleich zu  $1.500 \text{ min}^{-1}$  eine um 1 dB höhere Dämpfung (4 dB statt 3 dB) erzielt werden.



**Abbildung 6-27:** Schallschnelle am Ölwanneboden im Bereich der 1. Eigenform bei  $900 \text{ min}^{-1}$  und 20 Nm (adaptive Regelung)



**Abbildung 6-28:** Schallschnelle am Ölwanneboden im Bereich der 1. Eigenform bei  $1.500 \text{ min}^{-1}$  und  $20 \text{ Nm}$  (adaptive Regelung)

Durch Betrachtungen weiterer stationärer Betriebspunkte konnte bestätigt werden, dass mit zunehmender Drehzahl die Wirksamkeit der aktiven Maßnahme sinkt, da der Eigenformeinfluss deutlich abnimmt. Die Eigenformen der Ölwanne werden auch im unregelmäßigten Zustand nicht mehr so stark angeregt. Abbildung A-8 (Anhang) zeigt die geregelten und unregelmäßigten Schallschnelleverläufe ausschnittsweise im Bereich der ersten Eigenform für die Drehzahlen  $2.000 \text{ min}^{-1}$  und  $3.000 \text{ min}^{-1}$ . Bei  $3.000 \text{ min}^{-1}$  erkennt man im Vergleich zu den Schnelleverläufen bei  $2.000 \text{ min}^{-1}$  keine Amplitudenreduktionen mehr durch die aktive Schwingungsdämpfung.

Die Messungen und Untersuchungen zeigten, dass die von den Piezoaktoren in die Struktur eingebrachten Gegenkräfte bis zu einer Drehzahl von circa  $2.500 \text{ min}^{-1}$  und einer Last von circa  $100 \text{ Nm}$  Dämpfungen bewirken können (LUFT ET AL. [53], [55]). Bei höheren Lasten werden die realen Schwingungsamplituden für die gewählten piezokeramischen Patche zu groß, um mithilfe dieser verwendeten Aktoren signifikante Reduktionen zu erreichen.

Die Ergebnisse des unregelmäßigten und geregelten Verhaltens bei befeuerten Motor zeigen die Wirksamkeit des entwickelten aktiven Gesamtsystems in dem Frequenzbereich, wo aktive Systeme erfolgreich angewendet werden können ( $< 1.000 \text{ Hz}$ ).

Um den Frequenzbereich auszuweiten, werden im Folgenden Kapitel passive Maßnahmen betrachtet und teilweise in Kombination mit den entwickelten aktiven Maßnahmen angewandt.

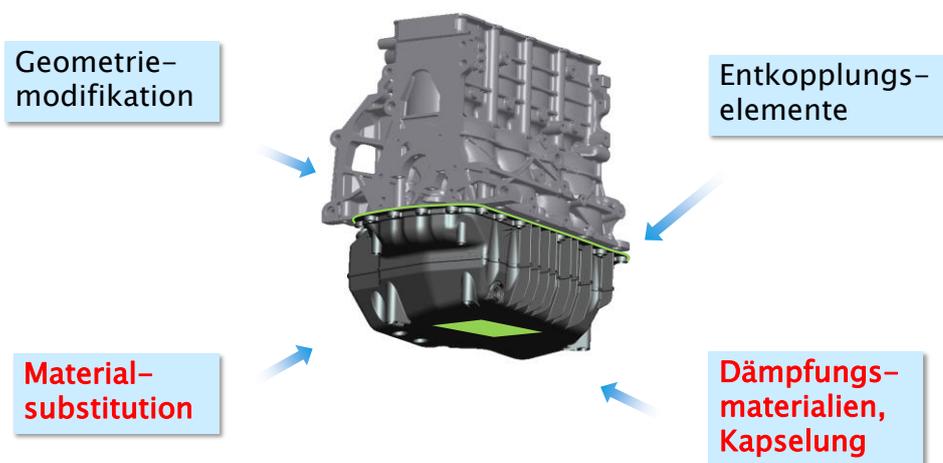
## 7. Passive und (aktive) Schalldämpfung und Schalldämmung

In diesem Kapitel wird zunächst der kombinierte Einsatz von passiven und aktiven Methoden zur Schallreduktion an einem realen Problem aus dem Automobilbau vorgestellt. Dabei werden als passive Maßnahme unterschiedliche Ölwanne verschiedener Materialien auch unter Berücksichtigung ihrer Massen betrachtet und als aktive Maßnahme wieder die entwickelte adaptive Regelung mit piezoelektrischen Patchaktoren aus Kapitel 6 genutzt. Dadurch kann der Einfluss unterschiedlicher Ölwanne Materialien auf die aktive Schwingungsdämpfung untersucht werden.

Abschließend (siehe Kapitel 7.2) soll eine rein passive Maßnahme erprobt werden. Dazu wurde eine Vollkapselung für einen Dieselmotor entwickelt, aufgebaut und experimentell untersucht.

Abbildung 7-1 zeigt, welche Möglichkeiten zur passiven Schwingungsreduktion am Motor bestehen. Passive Methoden eignen sich für einen Frequenzbereich über 1.000 Hz, da für Frequenzen kleiner 1.000 Hz unter anderem zu viel zusätzliches Material verwendet werden müsste. Damit würde sich die Masse des Gesamtsystems zu stark erhöhen.

- **Passive Maßnahmen (> 1000 Hz)**
  - Häufig Erhöhung der Masse des Gesamtsystems



**Abbildung 7-1:** Maßnahmen zur passiven Schwingungsdämpfung am Beispiel eines Verbrennungsmotors (rot: untersuchte Varianten)

### 7.1 Materialsubstitution

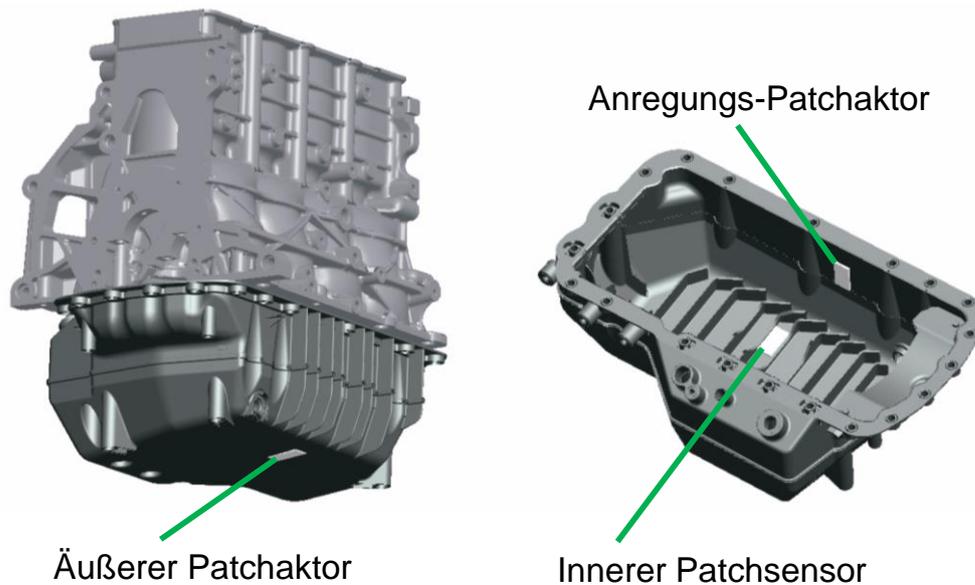
Beim Rumpfmotor aus Kapitel 6 wurde die Aluminiumölwanne durch eine Kunststoffölwanne (siehe Abbildung 7-4 und Tabelle 7-1) ersetzt. Das Ziel dieses passiven Eingriffs besteht darin, die ursprünglich verbaute Ölwanne durch eine leichtere glasfaserverstärkte Kunststoffölwanne zu ersetzen, um durch die Verwendung von Kunststoff die innere Dämpfung und die damit verbundene akustische Energiedissipation zu erhöhen. In Kombination mit den zuvor vorgestellten aktiven Maßnahmen aus Kapitel 6 sollte sich eine weitere Verbesserung des akustischen Verhaltens der Ölwanne ergeben. Die Kunststoffölwanne wird dafür auf der Außenseite des schallabstrahlenden Ölwannebodens mit einem flächenförmigen piezoelektrischen Patchaktor und auf der Innenseite mit einem Sensor ausgestattet. Damit kommt auch hier wieder das bereits bewährte kollokale Design zum Einsatz. Um die Ölwanne zu Schwingungen anregen zu können, wurde sie mit einem weiteren piezoelektrischen Patchaktor ausgestattet, der auf der Innenseite einer Ölwannenseitenwand angebracht worden ist.

Die Kunststoffölwanne besteht aus dem Polyamid PA6 und weist einen Glasfaseranteil von 35% auf. Gegenüber konventionellen Aluminiumdruckgussölwannen bietet die Kunststoffölwanne gute Dämpfungseigenschaften und besitzt einen deutlichen Gewichtsvorteil. Um die Festigkeitsnachteile von Kunststoff gegenüber metallischen Werkstoffen auszugleichen, besitzt die Kunststoffölwanne zur Versteifung Opferrippen, die das Bauteil vor Schäden durch Steinschläge und bei einem Aufsetzen schützen sollen.

Nach dem Aufbau des strukturmechanischen Modells folgte die Festlegung der optimalen Aktorpositionen durch Auswertung der multiplikativ überlagerten modalen Dehnungen der Eigenformen. Die Modellierung der Ölwanne erfolgte unter Nutzung der FEM, wie es bereits in Kapitel 6.1 beschrieben worden ist. Die Simulation ergab, dass sich im vorliegenden Fall nur ein Aktor-Sensor-Paar eignet. Die Identifikation der Ölwannebodenmoden sowie die Auswertung des modalen Dehnungsbildes ließen keine sinnvolle Anordnung zweier Aktoren wie bei der Aluminiumgussölwanne erkennen. Der erste Bodenmode bei 534 Hz liegt relativ zentral auf der Ölwannebodenoberfläche und ein Schwingungsbauch des zweiten Bodenmodes bei 669 Hz befindet sich ebenfalls zentral auf der Bodenoberfläche (siehe Abbildung 7-3).

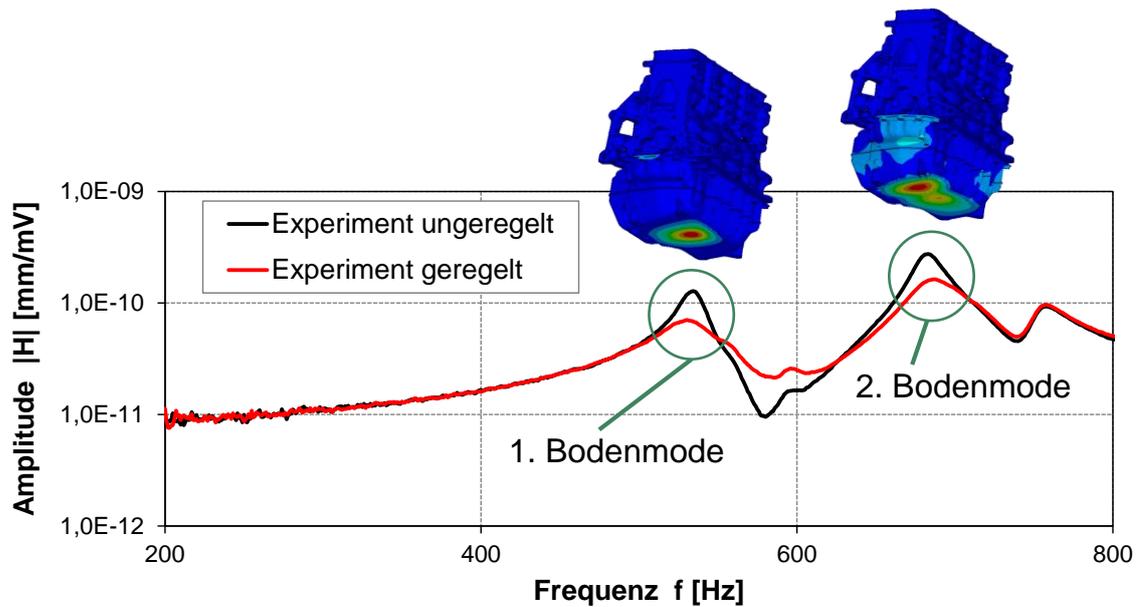
In RINGWELSKI ET AL. [73] sind die Modellierung des Rumpfmotors mit Kunststoffölwanne und in LUFT ET AL. [54] die Experimente dazu detailliert beschrieben und dargestellt.

In Abbildung 7-2 erkennt man links die gewählte Aktorposition für die Regelung und rechts den Patchsensor sowie einen weiteren Patchaktor zur Anregung des Rumpfmotors.



**Abbildung 7-2:** Zylinderkurbelgehäuse mit glasfaserverstärkter Kunststoffölwanne und piezoelektrischem Patchsensor sowie zwei piezoelektrischen Patchaktoren

Im betrachteten Frequenzbereich bis 1.000 Hz zeigten sich zwei dominierende Biegemoden des Wannenbodens bei 534 Hz (1. Bodenmode) und bei 669 Hz (2. Bodenmode). Deutlich erkennbar ist in Abbildung 7-3 auch die höhere passive Dämpfung der Ölwanne im unregelten Zustand. Des Weiteren zeigen die unregelten und geregelten Frequenzgänge aus Abbildung 7-3 die Wirksamkeit der adaptiven Regelung am Beispiel des Rumpfmotors mit Kunststoffölwanne. Die Regelung bewirkt bei 534 Hz und bei 669 Hz eine Amplitudenreduktion von jeweils circa 6 dB. Die Auswirkungen der Regelung auf den Luftschall sind in Abbildung A-9 (Anhang) dargestellt. Als Regelung kam hier wieder die klassische direkte Geschwindigkeitsrückführung (zeitinvariante Feedback-Regelung) zur Anwendung, da die adaptive Neuro-Fuzzy-Regelung in der Simulation keine Berücksichtigung finden konnte.



**Abbildung 7-3:** Gemessene Frequenzgänge des unregulierten und regulierten (adaptive Regelung) Verhaltens des Rumpfmotors mit Kunststoffölvanne

Im Vergleich zu den Untersuchungen an der Aluminiumölvanne (Abbildung 6-20), bei der Amplitudenreduktionen um bis zu 15 dB erzielt wurden, zeigt sich bei der Kunststoffölvanne ein deutlich geringerer Regelerfolg. Der verminderte Reglereinfluss resultiert aus der geringeren Steifigkeit von Kunststoff. Da Kunststoff elastischer ist als Aluminium, leitet der piezoelektrische Aktor auf einer Kunststoffoberfläche bei gleicher Dehnung geringere Stellkräfte ein. Ebenso erzeugt der applizierte Sensor kleinere Signale, da er von einer Kunststoffoberfläche infolge der höheren Elastizität nicht so stark gedehnt wird wie auf einer vergleichbaren Aluminiumoberfläche. Die kleineren Sensorsignale sind für den Regelerfolg zwar nicht entscheidend, da man lediglich den Verstärkungsfaktor erhöhen muss, dennoch verstärkt man damit auch mehr Signalrauschen wodurch die Filterung aufwändiger wird.

### 7.1.1 Vergleich von drei Ölwanne aus verschiedenen Werkstoffen

In Abbildung 7-4 sind die untersuchten Ölwanne dargestellt. Die Aluminiumgussölvanne ist die originale Ölwanne von Motor 1, und die Stahlblechölvanne ist die originale Ölwanne von Motor 2 (siehe Tabelle 4-2). Für den Motor 2 existiert eine passende Kunststoffölvanne als Prototyp. Diese konnte deswegen an Motor 2 montiert werden, wobei sowohl die Kunststoffölvanne als auch die Blechölvanne über entsprechende Leiterrahmen mit dem ZKG verbunden sind. Da diese beiden Leiterrahmen ungefähr die gleiche Masse besitzen, werden sie hier nicht

gesondert betrachtet und aufgeführt. Die aktive Schwingungsdämpfung mittels piezoelektrischer Patchaktoren wurde allerdings nur an der Aluminiumguss- und der Kunststoffölwanne umgesetzt.



**Abbildung 7-4:** Aluminiumguss-, Kunststoff- und Stahlblechölwanne (von links nach rechts)

**Tabelle 7-1:** Eigenschaften und Materialparameter der drei Ölwanne

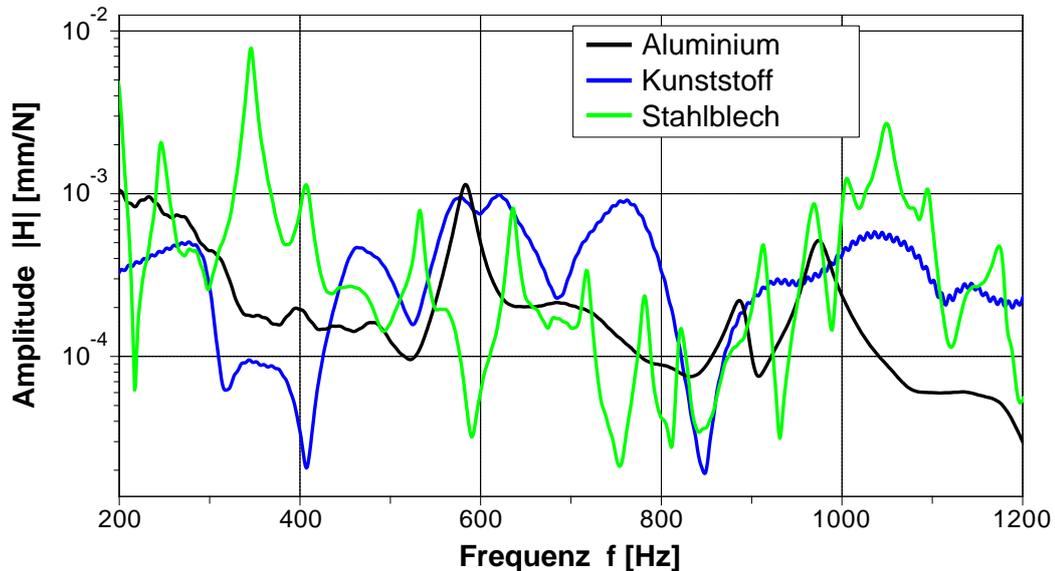
|                        | <b>Masse<br/>[g]</b> | <b>Wanddicke<br/>[mm]</b> | <b>Dichte<br/>[g/cm<sup>3</sup>]</b> | <b>Elastizitätsmodul<br/>[N/mm<sup>2</sup>]</b> |
|------------------------|----------------------|---------------------------|--------------------------------------|---|
| <i>Aluminiumwanne</i>  | 2.600                | 3                         | 2,7                                  | 70.000  |
| <i>Kunststoffwanne</i> | 1.790                | 3,5                       | 1,3                                  | 6.000   |
| <i>Stahlblechwanne</i> | 1.950                | 1,9                       | 7,85                                 | 210.000   |

Tabelle 7-1 gibt einen Überblick über die Materialparameter der Ölwanne. Die Kunststoffölwanne besitzt die geringste Masse und die kleinste Dichte. Diese Festigkeitsnachteile werden durch die größere Wanddicke und die zahlreichen Versteifungsrippen innen und außen teilweise ausgeglichen. Die Stahlblechölwanne hat ebenfalls ein sehr geringes Gewicht und weist die geringste Wanddicke auf. Da sie auch keine Versteifungsrippen besitzt, ist ihr akustisches Verhalten vermutlich am schlechtesten. Im Folgenden soll das akustische Verhalten der drei Ölwanne untersucht und verglichen werden.

### 7.1.1.1 Passives und aktives Systemverhalten

Für einen ersten Vergleich wurde das passive Verhalten der Ölwanne unter gleichen Laborbedingungen vermessen. Als Anregung kam jeweils ein Impulshammer am Ölwanneflansch zum Einsatz. Ein Beschleunigungsaufnehmer lieferte jeweils das Antwortsignal an den Ölwanneböden. Abbildung 7-5 zeigt Frequenzgänge am

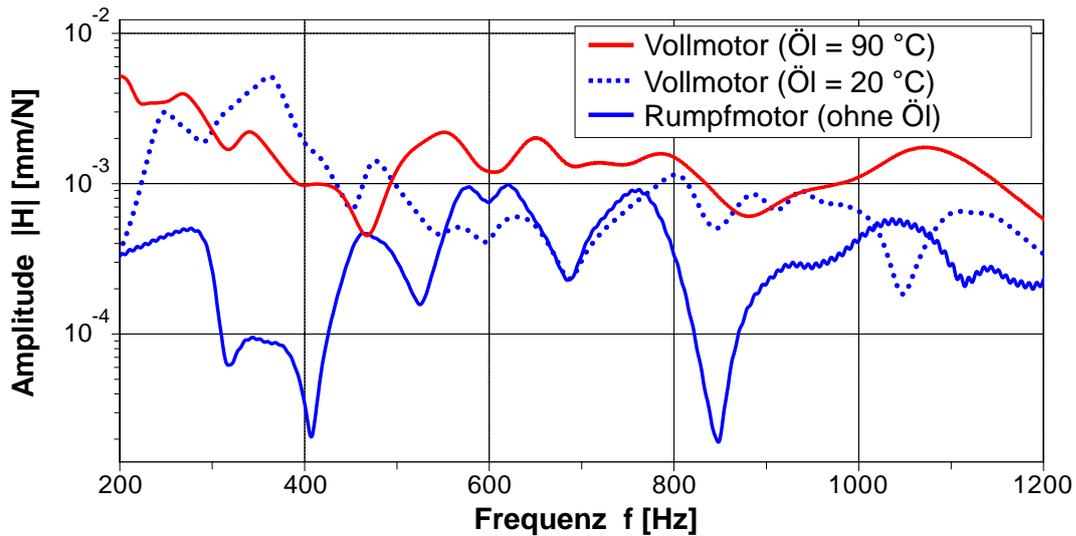
Rumpfmotor und Abbildung 7-6 vergleichende Ergebnisse am Vollmotor. Für die anstehenden Vollmotoruntersuchungen wurde aus Gründen der Vergleichbarkeit die aktive Kunststoffölwanne genauso präpariert wie die Aluminiumölwanne (siehe Abbildung 6-22), wobei die Kunststoffölwanne wie erläutert nur mit einem kollokalen Aktor-Sensor-Paar ausgestattet ist.



**Abbildung 7-5:** Gemessene unregelmäßige Frequenzgänge der drei Ölwanne am Rumpfmotor

In Abbildung 7-5 verdeutlichen die Übertragungsfunktionen, dass die Stahlblechölwanne aufgrund ihrer geringen Wanddicke und der fehlenden Versteifungsrippen eine größere Anzahl an Eigenformen und höhere Amplituden als die beiden anderen Ölwanne besitzt. Die maximalen Amplituden der Aluminium- und Kunststoffölwanne sind in etwa auf dem gleichen Niveau. Man erkennt die größere Materialdämpfung der Kunststoffölwanne an der Ausprägung der einzelnen Eigenformen.

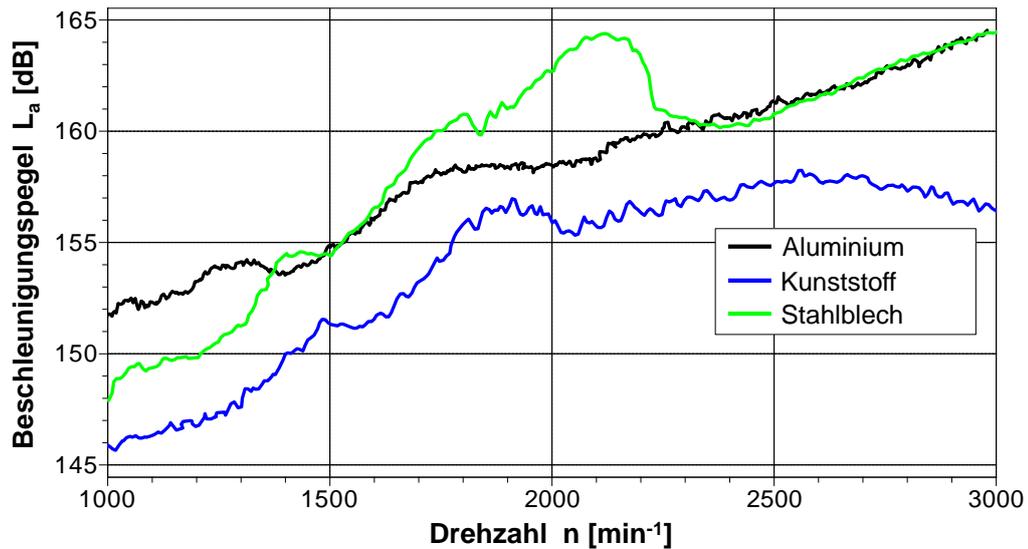
Das passive Verhalten der drei Ölwanne wurde anschließend an Motor 1 und Motor 2 bei unterschiedlichen Öltemperaturen im kalten und warmen Zustand analysiert. Es stellte sich heraus, dass die Frequenzgänge der Aluminium- und Stahlblechölwanne keine Temperaturabhängigkeiten zeigen. Die Frequenzgänge der Kunststoffölwanne unterscheiden sich im kalten und warmen Zustand jedoch deutlich voneinander, weil die Materialeigenschaften schon in dem verwendeten Temperaturbereich stark temperaturabhängig sind.



**Abbildung 7-6:** Gemessene Frequenzgänge der Kunststoffölwanne am fremdangeregten Dieselmotor bei verschiedenen Öltemperaturen im Vergleich zum Frequenzgang der Kunststoffölwanne am Rumpfmotor

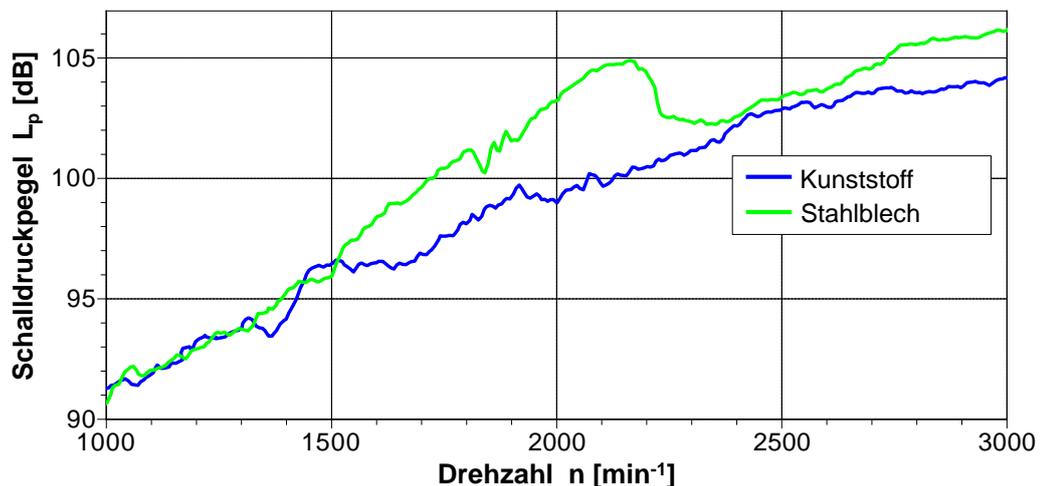
Abbildung 7-6 zeigt einerseits Frequenzverschiebungen der Eigenformen am Vollmotor im Vergleich zum Rumpfmotor durch Masse- und Steifigkeitsvariationen des realen Systems und eine geringere Ausprägung der Eigenformen bei kleinerer Amplitudendynamik am Vollmotor aufgrund der Ölfüllung und der Dichtung zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Ölwanne (LI ET AL. [47]). Andererseits erkennt man an den Unterschieden der Frequenzgänge, dass das heiße Öl die Steifigkeit des Kunststoffes deutlich beeinflusst. Der Elastizitätsmodul von Kunststoff ist stark temperaturabhängig. Eine Erhöhung der Öltemperatur führt zu einem Steifigkeitsverlust. Dadurch sind die Amplituden der Kunststoffölwanne mit heißem Öl überwiegend größer als diejenigen mit kaltem Öl.

Nachfolgend sind die Ergebnisse dargestellt, die bei der Analyse des unregelmäßigen Verhaltens der drei Ölwannen bei befeuerten Motoren erzielt wurden. Die Drehzahlhochläufe bei konstanten Lasten liefern einen guten vergleichenden Überblick. Wie zu erwarten war, zeigt Abbildung 7-7 bei der Kunststoffölwanne die geringsten Amplituden. Die Stahlblechölwanne weist besonders im mittleren Drehzahlbereich starke Amplitudenüberhöhungen auf und hat den höchsten Gesamtpegel aller drei Ölwannen. Der Beschleunigungspegelverlauf der Aluminiumölwanne besitzt das linearste Verhalten über der Drehzahl. Diese lineare akustische Rückwirkung wird von Motorenherstellern und Fahrzeugführern gleichermaßen gewünscht und gefordert.



**Abbildung 7-7:** Ungeregelte Körperschallbeschleunigungspegel an den Ölwanneböden der drei Ölwanne bei 100 Nm Last (Motor 1: Aluminiumwanne; Motor 2: Kunststoff- und Stahlblechwanne)

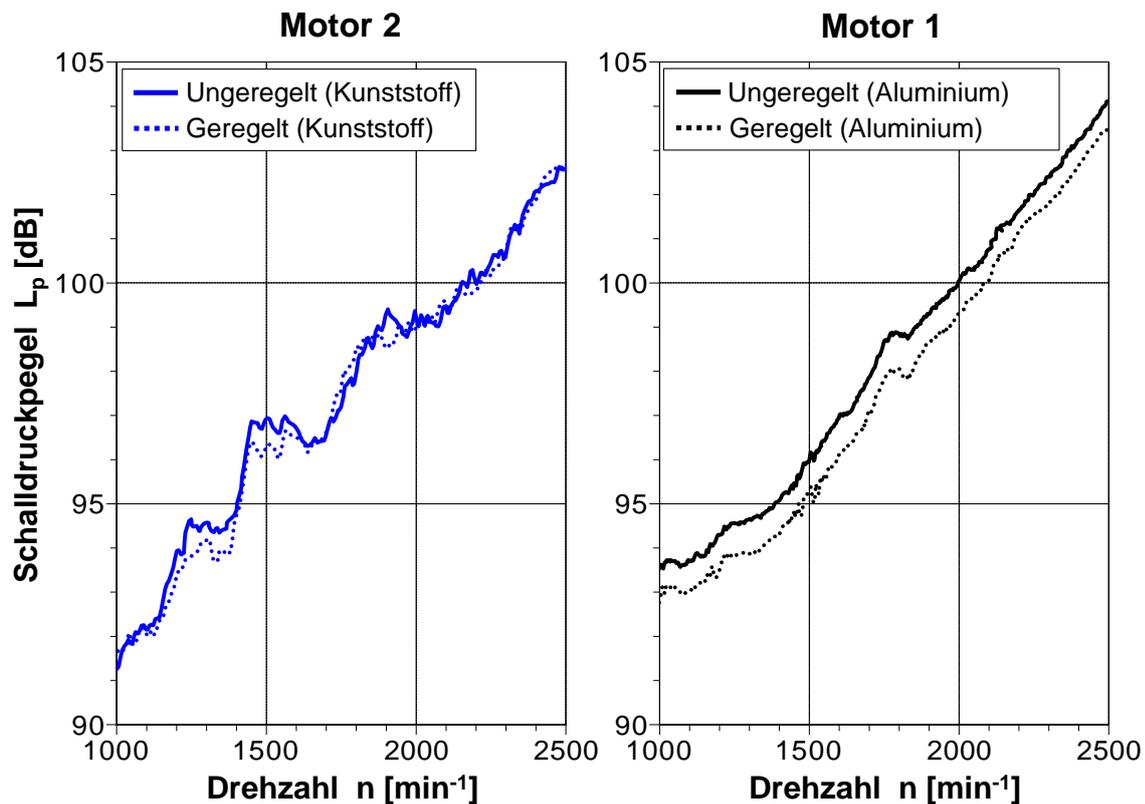
Die Analyse des abgestrahlten Schalls der beiden Ölwanne von Motor 2 (siehe Abbildung 7-8) stützt die Körperschallmessungen. Der Luftschall wurde mithilfe eines einzelnen Mikrofons zentral unter der Ölwanne im Abstand von 150 mm aufgezeichnet. Im mittleren Drehzahlbereich zeigt sich wieder ein ähnlicher Überhöhungsbereich bei der Stahlblechölwanne.



**Abbildung 7-8:** Ungeregelte Schalldruckpegel der Kunststoff- und Stahlblechölwanne im Abstand von 150 mm bei 100 Nm Last an Motor 2

Abschließend wurde das geregelte Verhalten der Kunststoff- und Aluminiumölwanne bei befeuerten Motoren über einen breiten Frequenzbereich bis 10 kHz untersucht. Abbildung 7-9 zeigt diese Ergebnisse. Der Schalldruckpegel des unregulierten

Verhaltens der Kunststoffölwanne weist ein leicht niedrigeres Amplitudenniveau auf als bei der Aluminiumölwanne. Dafür zeigt sich beim Schalldruckpegel der Kunststoffölwanne ein starkes nichtlineares Verhalten über der Drehzahl. Dabei muss berücksichtigt werden, dass die Versuche an den beschriebenen zwei verschiedenen Dieselmotoren durchgeführt werden mussten.



**Abbildung 7-9:** Ungeregelte und geregelte (adaptive Regelung) Schalldruckpegel der Kunststoff- und Aluminiumölwanne im Abstand von 150 mm bei 100 Nm Last (Frequenzbereich: 50 Hz bis 10 kHz)

Beim geregelten Verhalten liegt der Vorteil bei der Aluminiumölwanne. Da die Patchaktoren auf der Kunststoffoberfläche nur geringere Stellkräfte einleiten können, hat die Kunststoffölwanne hier Nachteile. Bei höheren Drehzahlen nimmt der Regelerfolg bei beiden Ölwannen aufgrund der größer werdenden Zündfrequenz ab. Da die Regelung und die Anzahl sowie Position der Aktoren nur für den Frequenzbereich unter 1.000 Hz ausgelegt wurden, sind die Dämpfungen des Gesamtpegels relativ gering.

### 7.1.1.2 Vor- und Nachteile

Die Vor- und Nachteile der drei untersuchten Ölwannen mit den unterschiedlichen Materialien werden im Folgenden tabellarisch aufgeführt (siehe Tabelle 7-2).

**Tabelle 7-2:** Vor- und Nachteile der drei untersuchten Ölwannen

|                        | <b>Vorteile</b>  | <b>Nachteile</b>   |
|------------------------|--|--|
| <i>Aluminiumwanne</i>  | Großes aktives Reduktionspotential<br>Lineares akustisches Verhalten über der Drehzahl   | Höchste Masse<br>Spröder als Stahlblech<br>Hohe Produktionskosten  |
| <i>Kunststoffwanne</i> | Großes passives Reduktionspotential<br>Geringste Masse                                   | Geringes aktives Reduktionspotential<br>Starke Abhängigkeit der Materialsteifigkeit von der Temperatur<br>Hohe Produktionskosten |
| <i>Stahlblechwanne</i> | Höchste Robustheit gegenüber Steinschlägen und Aufsetzen<br>Niedrigste Produktionskosten | Schlechtestes akustisches Verhalten<br>Schlechte Ölwärmespeicherung  |

### 7.2 Thermoakustische Motorkapsel

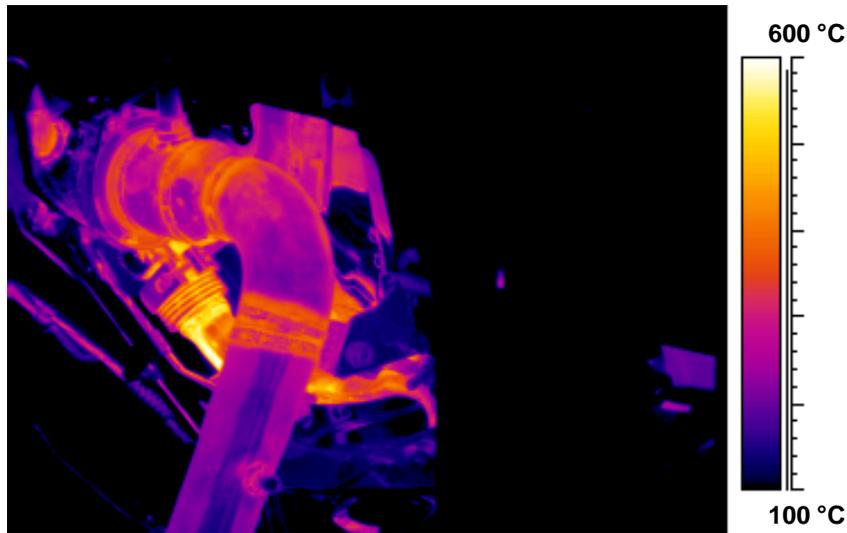
Im abschließenden Kapitel dieser Arbeit soll die Entwicklung und Erprobung einer motornahen, nach thermoakustischen Kriterien optimierten Vollkapselung eines Dieselmotors vorgestellt werden, um speziell die abgestrahlte Schallleistung breitbandig signifikant zu reduzieren. Die Entwicklung der Kapselung wurde durch FE-Simulationen begleitet. Von DUVIGNEAU ET AL. [18] werden unter anderem diese Simulationen sowie psychoakustische Analyseansätze der Vollkapselung beschrieben und ausgewertet.

#### 7.2.1 Thermografische und akustische Istzustandsanalyse

Die experimentellen Untersuchungen fanden wieder auf dem dynamischen Akustik-Motorprüfstand (siehe Tabelle 4-1) statt. Wie in Kapitel 4.5 erläutert, wurde für die Erprobung der Motorkapsel ein weiterer Dieselmotor (Motor 3) verwendet. Es wurden thermische und akustische Messungen durchgeführt, die der Istzustandsanalyse des ungekapselten Motors dienen. Die mithilfe einer Wärmebildkamera und Mikrofonarrays (siehe Kapitel 4.3 und Kapitel 4.2) kartographierte Oberfläche bildete die Grundlage für die Auswahl und die Anordnung von wärmeisolierenden und schallabsorbierenden Materialien. Zusätzlich wurden auch punktuelle thermische Messungen mit Thermoelementen sowie punktuelle akustische Messungen mit Mikrofonen im Nah- und Fernfeld durchgeführt. Neben den thermischen und akustischen Messgrößen mussten für die spätere Bewertung der Kapsel diverse Motorbetriebsdaten wie zum Beispiel die Öltemperatur, die Kühlwasserein- und ausgangstemperaturen sowie der Durchfluss am Kühlwasserausgang mit aufgezeichnet werden.

Abbildung 7-10 zeigt exemplarisch eine Wärmebildaufnahme des Abgaskrümmers bei einem stationären Betriebspunkt. Unter Nutzung dieser Aufnahmen lassen sich für die verschiedenen Abstrahlflächen jeweils geeignete Materialien für Kapselungen auswählen. Da die Abgasseite eines Verbrennungsmotors die heißesten Flächen besitzt, ist hier die Materialauswahl am schwierigsten. Die thermografischen Aufnahmen der Ansaugseite (Abbildung A-10 (Anhang)) und der Motorstirnseite (Abbildung A-11 (Anhang) und Abbildung A-12 (Anhang)) des Dieselmotors für den

exemplarischen Motorbetriebspunkt ( $2.500 \text{ min}^{-1}$ ,  $100 \text{ Nm}$ ) zeigen, dass die maximalen Temperaturen in Höhe von knapp  $100 \text{ °C}$  deutlich geringer sind als auf der Abgasseite.



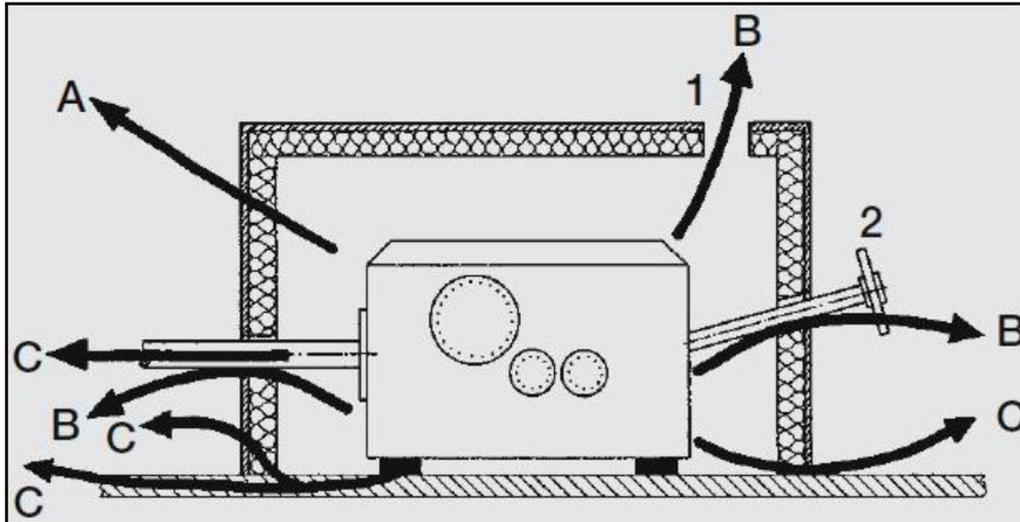
**Abbildung 7-10:** Thermografische Aufnahme des Abgaskrümmers (ungekapselte Abgasseite) bei einem stationären Betriebspunkt ( $2.500 \text{ min}^{-1}$ ,  $100 \text{ Nm}$ ; Motor 3)

Im Rahmen der akustischen Istzustandsanalyse wurde der Motor umfassend mit einzelnen Mikrofonen und den beiden Mikrofonarrays (siehe Kapitel 4.2) vermessen. Aus Gründen der Vergleichbarkeit werden diese Ergebnisse erst in Kapitel 7.2.3 aufgeführt und dabei den Messungen des gekapselten Motors gegenübergestellt.

### 7.2.2 Aufbau und Materialien

Der sich in einer Kapsel einstellende Schalldruckpegel ist aufgrund von Reflexionen größer als der vom Motor abgestrahlte Pegel. Diese Erhöhung wird durch den Einsatz von Absorptionsmaterialien kompensiert und führt insgesamt zu einer Reduktion des Schalldruckpegels. Zusätzlich werden die Kapselwände zu Schwingungen angeregt, die in verminderter Form auch nach außen abgestrahlt (transmittiert) werden. Es wird damit einerseits der Dämpfungseffekt (Umwandlung von Schallenergie in Wärme) und andererseits der Dämmungseffekt (Reflexion an akustischen Grenzschichten) ausgenutzt. Flächengewicht und Biegesteifigkeit der verwendeten Materialien bestimmen das frequenzabhängige Dämmmaß und damit den Absorptionsgrad.

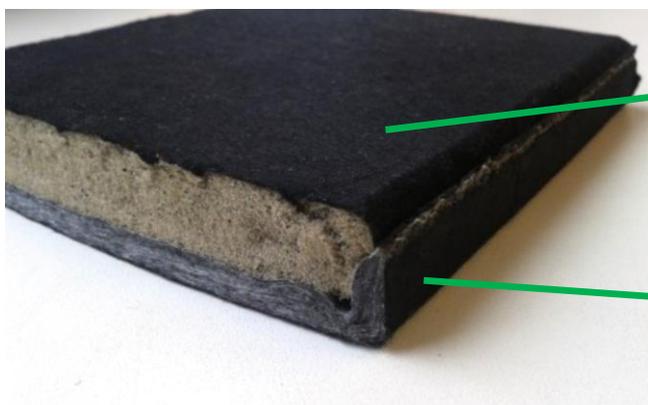
Das Geräusch vom Dieselmotor kann grundsätzlich durch Luftschall und Körperschall an die Umwelt übertragen werden. Abbildung 7-11 zeigt mögliche Schallübertragungswege bei Verwendung einer Vollkapselung.



**Abbildung 7-11:** Schallübertragungswege einer Vollkapselung (LIPS [49])

Die Luftschallübertragung kann über die Kapselwand (A) und über Undichtigkeiten (B) der Kapsel erfolgen. Der Körperschall (C) entsteht durch Schwingungsanregung der Kapsel durch den Dieselmotor, zum Beispiel an den Befestigungselementen, und wird aufgrund der Fluid-Struktur-Kopplung von den Oberflächen der Kapsel abgestrahlt.

Das in der Arbeit näher untersuchte Kapselmaterial besteht aus einem schallweichen Polyurethan-Schaumstoff (zur Schalldämpfung), der mit einer schallharten Außenwand zur Schalldämmung verbunden ist (siehe Abbildung 7-12). Diese Materialien weisen eine Temperaturbeständigkeit von bis zu 160 °C auf. Wie die thermografischen Messungen zeigten, ist diese Temperaturgrenze für den zu kapselnden Dieselmotor ausreichend. Die Ölwanne von Motor 3 kann bis zu 125 °C heiß werden. Für die Kapselung der Ölwanne kann das beschriebene Material damit auch verwendet werden.



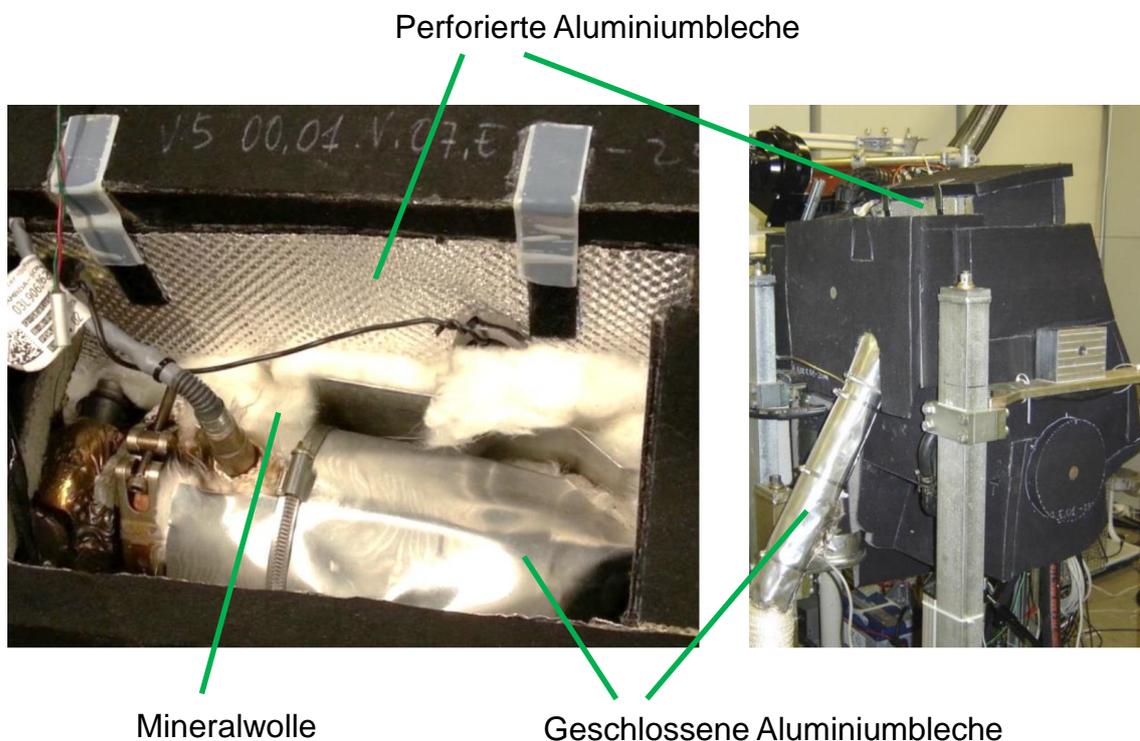
Schallweicher Schaumstoff  
(Schalldämpfung)

Schallharte Außenwand  
(Schalldämmung)

**Abbildung 7-12:** Hochabsorbierendes Sandwichmaterial der thermoakustischen Kapselung (Gesamtdicke: 25 mm)

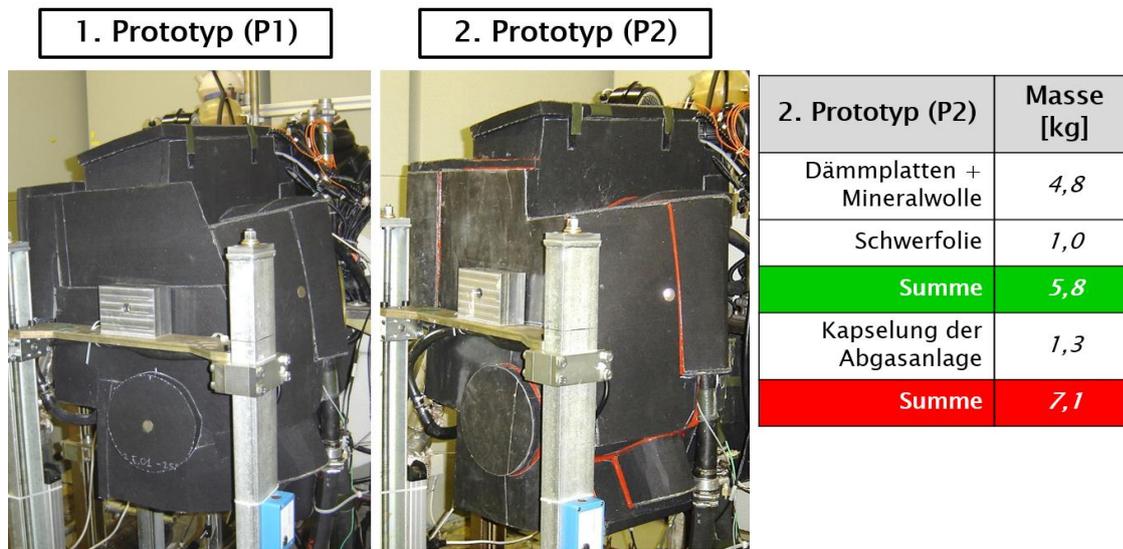
Abbildung 7-12 zeigt das Kapselmaterial im Querschnitt. Es handelt sich um eine Sandwichstruktur, die aus einer sehr weichen hochabsorbierenden Schaumschicht, die zur schwingenden Struktur hin gerichtet ist und auf der Außenseite aus einem wesentlich steiferen Fasermaterial besteht. Beide Materialien sind sehr leicht und temperaturbeständig. Die extrem dünne Vliesschicht als Abschluss des Schaums an der Innenseite hat nur eine mechanische Abschlussfunktion und übernimmt keinerlei thermische oder akustische Funktion.

Für die Kapselung der Abgasanlage wurde aufgrund der höheren Temperaturen (siehe Abbildung 7-13, links) Mineralwolle genutzt. Die Mineralwolle besitzt eine Temperaturbeständigkeit bis 1.000 °C. Um diese zu fixieren und um sie mechanisch abzugrenzen, wurden geschlossene Aluminiumbleche verwendet. Zur thermischen Abgrenzung des Polyurethan-Schaumstoffes kamen perforierte Aluminiumbleche zum Einsatz. Diese Bleche fungieren zusätzlich als akustische Helmholtz-Resonatoren. Abbildung 7-13 zeigt auf der rechten Seite das Ergebnis der Kapselung der Abgasseite von Motor 3.



**Abbildung 7-13:** Kapselung der Abgasanlage von Motor 3 – Abgaskrümmter mit Mineralwolle und perforiertem Aluminiumblech (links); Abgasseite des Dieselmotors (rechts)

Abbildung 7-14 veranschaulicht den Kapselaufbau von zwei unterschiedlichen Prototypen am Motorenprüfstand, die im Weiteren als erster Prototyp (P1) und zweiter Prototyp (P2) bezeichnet werden. Nachdem der erste Kapselprototyp akustisch umfassend untersucht worden ist, ergaben sich einige Optimierungspotenziale. Die Messungen zeigten beispielsweise noch vorhandene Leckagen auf und bildeten die Basis für eine anschließende Optimierungsphase, mit der eine deutliche Verbesserung der ursprünglichen Kapselung hinsichtlich ihrer akustischen und thermischen Wirksamkeit erreicht wurde.



**Abbildung 7-14:** Erster und zweiter Prototyp der aufgebauten thermoakustischen Motorvollkapsel (links, Motor 3); Teilmassenangaben des zweiten Prototyps (rechts)

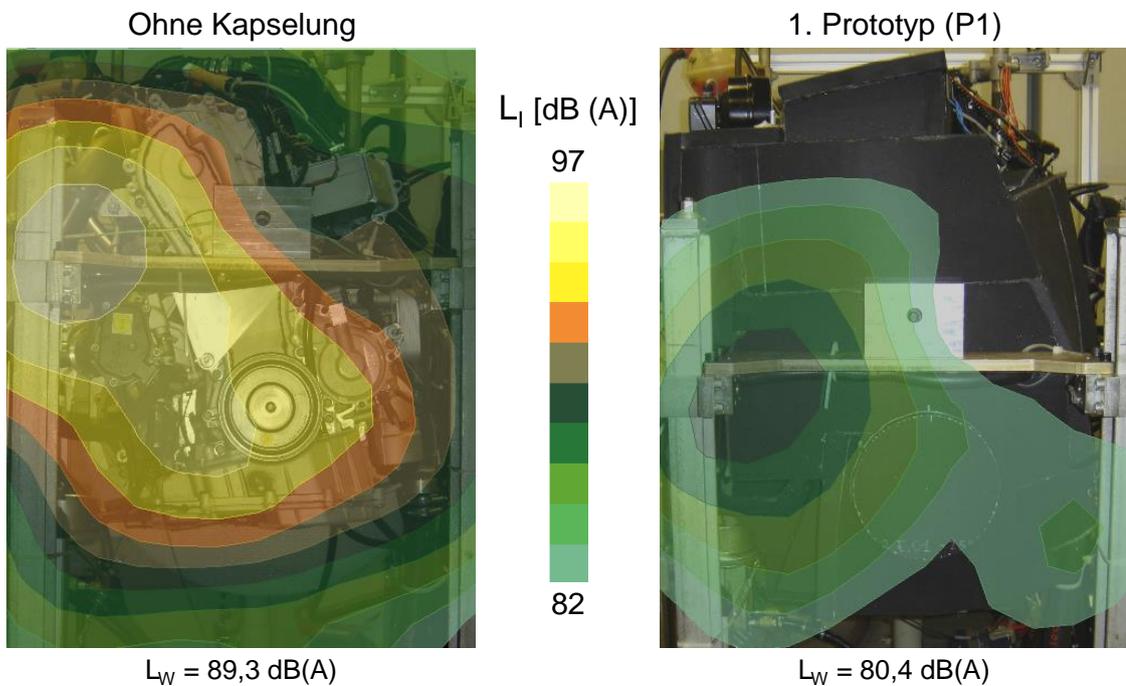
Bei dem Aufbau des zweiten Prototyps wurden dann akustische Leckagen, die zuvor mit einer akustischen Kamera detektiert werden konnten, unter anderem mittels temperaturbeständigem Silikon abgedichtet. Eine Entkopplung technisch notwendiger Kapseldurchbrüche (zum Beispiel für Motorversorgungsschläuche) kann mittels Kautschuk oder anderen stark elastischen Materialien erfolgen, was eine effiziente Unterbrechung bestehender Körperschalltransferpfade zur Kapseloberfläche bewirkt. Die nach außen gerichteten Oberflächen dieser elastischen Materialien müssen dann aber wieder schallhart verschlossen werden. Beim Prototyp P2 kam an ausgewählten Oberflächen (motorstirnseitig) testweise Schwerfolie zum Einsatz. Damit können die Amplituden von Frequenzen unterhalb von 1 kHz deutlich besser reduziert werden als ohne Schwerfolie. Dies liegt an der höheren akustischen Impedanz von Materialien mit einem größeren Flächengewicht. Dadurch werden tiefere Frequenzen an der zusätzlichen Schwerfolie besser reflektiert und so ein zweites Mal vom schallweichen

Material anteilig absorbiert. Die verwendete Schwerfolie hat ein Flächengewicht von  $3 \text{ kg/m}^2$  bei einer Dicke von  $1,6 \text{ mm}$ .

Die beschriebenen konkreten Kapselrealisierungen stellen mögliche Varianten für generelle Untersuchungen zur Wirkung von passiven Vollkapselungen an einem aktuellen Dieselmotor ergänzend zur beschriebenen aktiven Schwingungsdämpfung dar. Dabei wurden seriennahe Materialien aus dem Automobilbau verwendet. Da in den letzten Jahren bis heute immer mehr Materialhersteller von schallabsorbierenden und thermisch isolierenden Materialien für den Verbrennungsmotor auf den Markt drängen, gibt es eine Vielzahl weiterer Möglichkeiten Motorkapseln zu realisieren.

### 7.2.3 Akustische Untersuchungen

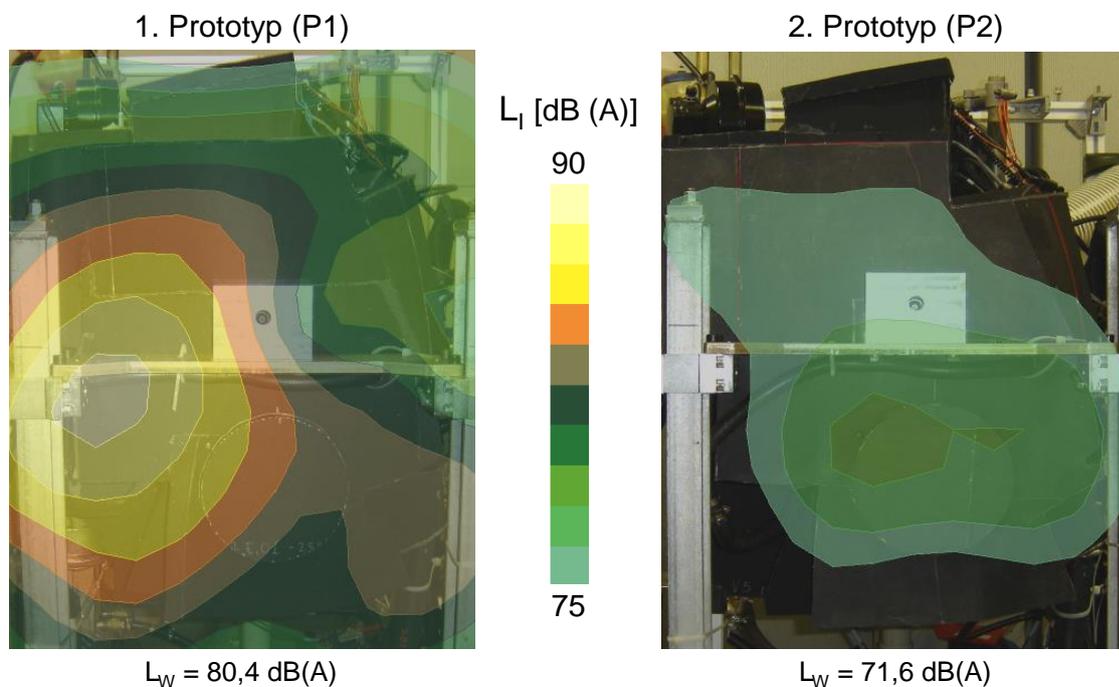
In Abbildung 7-15 sind exemplarische Berechnungen der akustischen Kamera dargestellt. Die Berechnung der Schallintensitätsverteilungen resultiert aus Messungen mit dem Combo-Array in  $110 \text{ mm}$  Abstand (Messebene 2, Abbildung 4-1) und wurde mit dem SONAH-Algorithmus ermittelt (siehe Kapitel 4.2). Zusätzlich wurde die Schallleistung über der akustisch durchstrahlten Fläche der Motorstirnseite berechnet.



**Abbildung 7-15:** Gemessene Schallintensitätsverteilungen ( $< 1600 \text{ Hz}$ ) der Motorstirnseite des ungekapselten Motors und des Prototyps P1 im Nahfeld (Messebene 2) bei einem stationären Betriebspunkt ( $2.500 \text{ min}^{-1}$ ,  $100 \text{ Nm}$ ; Motor 3)

Die Schallleistung konnte infolge der Vollkapselung (P1) an der Motorstirnseite um 9 dB(A) reduziert werden. Die Schallintensitätsverteilung des ersten Prototyps zeigt ein räumlich globales Maximum links oben vom Torsionsschwingungsdämpfers. Die nähere Untersuchung der Ursache ergab, dass dort eine akustische Leckage vorlag. Diese wurde unter anderem beim Prototyp P2 geschlossen.

Abbildung 7-16 zeigt bei gleichen Mess- und Berechnungseinstellungen den Vergleich zwischen den beiden Prototypen. Es stellte sich eine weitere Reduktion um 9 dB(A) beim Schallleistungspegel ein. Dabei verschiebt sich das Schallintensitätsmaximum beim zweiten Prototyp hin zum Torsionsschwingungsdämpfer, da bei der Kapsel P2 die akustische Leckstelle geschlossen wurde.

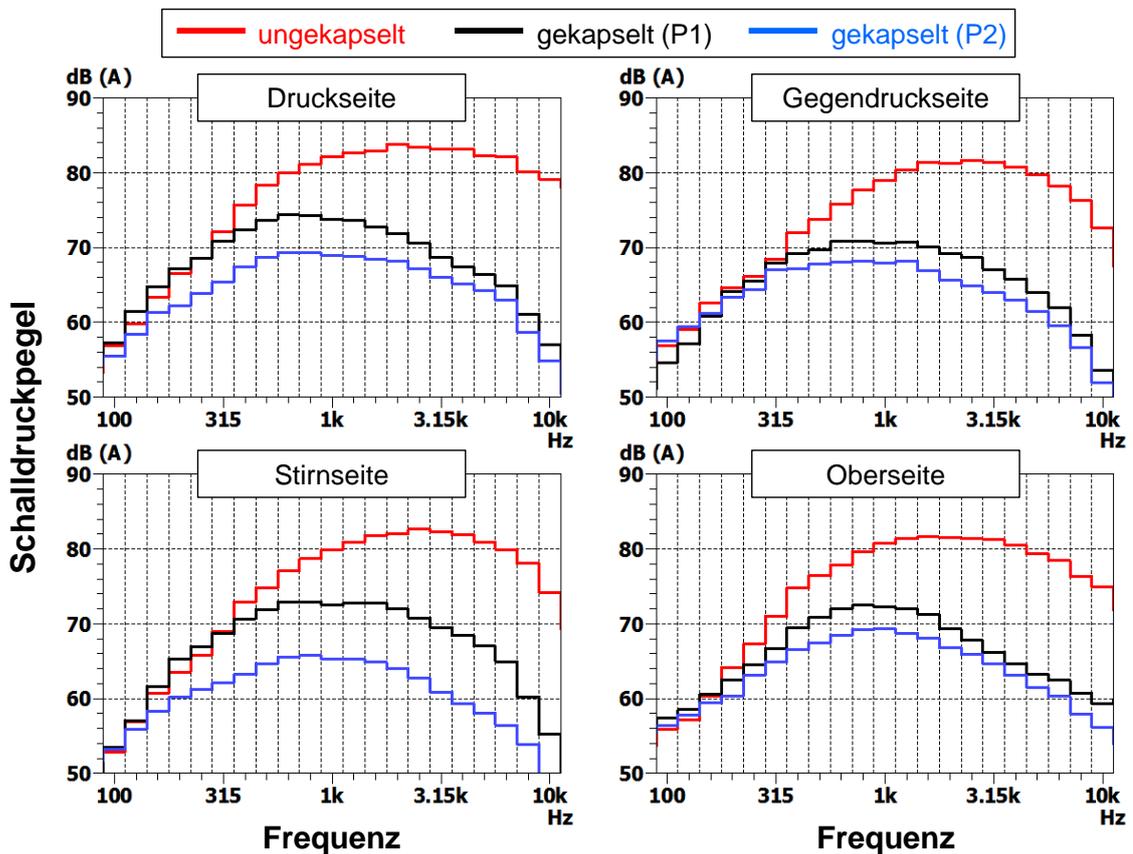


**Abbildung 7-16:** Gemessene Schallintensitätsverteilungen ( $< 1600$  Hz) der Motorstirnseite der Prototypen P1 und P2 im Nahfeld (Messebene 2) bei einem stationären Betriebspunkt ( $2.500 \text{ min}^{-1}$ ,  $100 \text{ Nm}$ ; Motor 3)

In Abbildung A-13 (Anhang) ist ein Beamforming-Ergebnis (Combo-Array im Fernfeld) der beiden Prototypen dargestellt. Im höherfrequenten Bereich konnte der Spitzenschalldruckpegel aufgrund der Optimierungsmaßnahmen des ersten Prototyps um bis zu 5 dB(A) gesenkt werden. Abbildung A-14 (Anhang) zeigt das Beamforming-Ergebnis der Abgas- und Ansaugseite des zweiten Prototyps. Die Spitzenschalldruckpegel der beiden Motorseiten sind identisch. Auf der Abgasseite liegt das räumliche Schalldruckpegelmaximum über dem Abgasrohr, welches die

Schallabstrahlung der Kapsel um mindestens 8 dB(A) verdeckt, und auf der Ansaugseite liegt das Maximum im unteren Kapselbereich in der Nähe der Ölwanne.

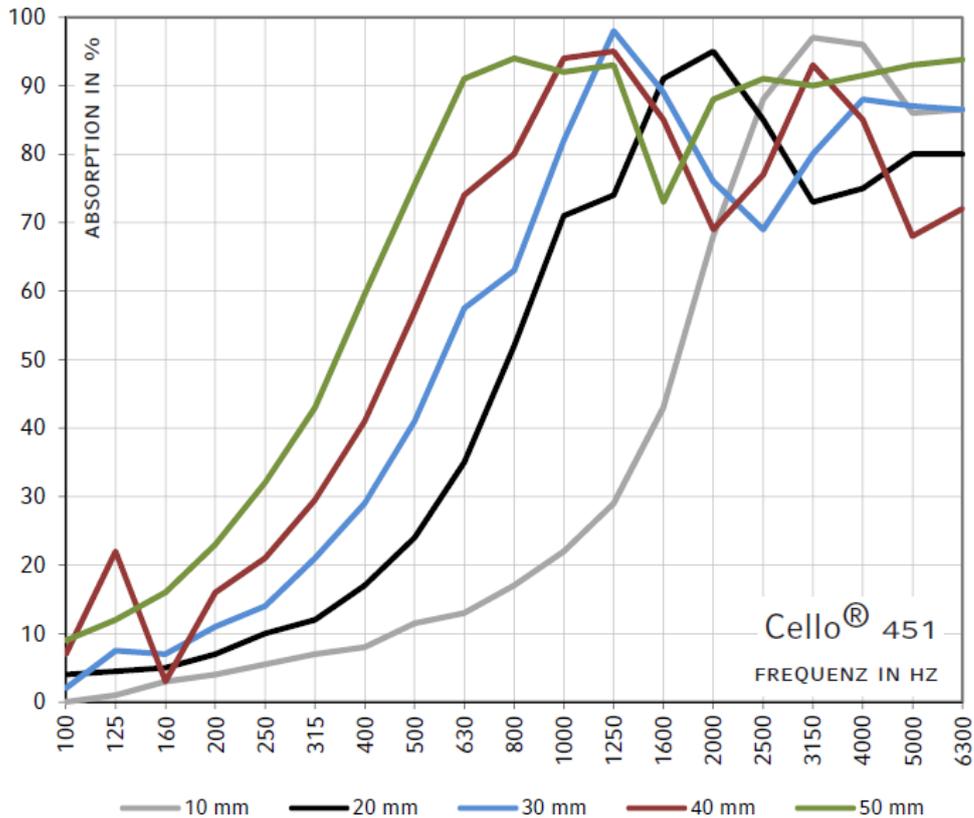
Eine Rundumvermessung des Dieselmotors unter Nutzung von vier Mikrofonpositionen in jeweils einem Meter Abstand ist in Abbildung 7-17 dargestellt. In diesen Diagrammen ist zu erkennen, dass der zweite Prototyp der Motorkapsel den Schalldruck im Vergleich zum ungekapselten Motor im hohen Frequenzbereich um bis zu 25 dB(A) pro Terz reduziert. Die Wirksamkeit der beiden Kapseln zeigt sich bereits bei Frequenzen oberhalb von 100 Hz, wobei der zweite Prototyp speziell im niedrigen Frequenzbereich an der Motorstirnseite deutlich stärkere Amplitudenreduktionen aufweist. Dies liegt in erster Linie an der auf dieser Fläche testweise applizierten Schwerfolie.



**Abbildung 7-17:** Gemessene Schalldruckpegel der vier Motorseiten in jeweils 1 Meter Abstand mit und ohne Kapsel bei einem stationären Betriebspunkt ( $2.500 \text{ min}^{-1}$ , 100 Nm; Motor 3)

Bei allen Schalldruckpegelverläufen (siehe Abbildung 7-17) ist eine deutliche Frequenzabhängigkeit bei den Amplitudenreduktionen zu erkennen. Tiefe Frequenzen werden schlechter gedämpft als hohe Frequenzen. In Abbildung 7-18 sind für einen

vergleichbaren Polyurethan-Schaumstoff die Schallabsorptionsgrade in Abhängigkeit von Frequenz und Schichtdicke aufgetragen. Man erkennt deutlich, dass bei einer Schichtdicke zwischen 20 mm und 30 mm ab 600 Hz ein Absorptionsgrad von circa 50% vorhergesagt wird. Der prinzipielle Verlauf der Kurven über der Frequenz deckt sich mit den Ergebnissen aus Abbildung 7-17.



**Abbildung 7-18:** Schallabsorptionsgrad in Prozent von Cello 451 in Abhängigkeit von Frequenz und Schichtdicke [33]

Aus den vier in Abbildung 7-17 dargestellten Schalldruckmesspunkten wurde die Schalleistung nach dem Hüllflächenverfahren berechnet (KOLLMANN [44]). Eine Messstelle unterhalb des Motors war aufgrund der schallharten Bodenausführung im Akustik-Motorprüfstand nicht nötig, da die Schallenergie der vom Boden vollständig reflektierten Schallanteile von den vier berücksichtigten Mikrofonen aufgenommen wird. Die Schalleistung  $W$  erhält man durch Integration der Schallintensität  $I$  über die Hüllfläche  $A$ . Nach dem Ersetzen der Intensität durch das Produkt aus dem Schalldruck  $p$  und der Schallschnelle  $v$  ergibt sich die Schalleistung zu

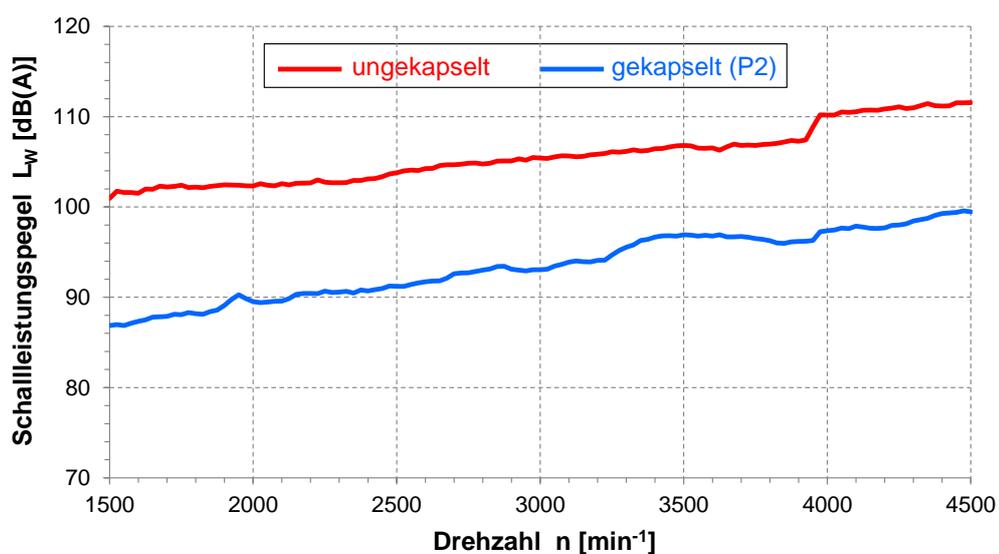
$$W = \int_A I \cdot dA = \int_A p \cdot v \cdot dA = \int_A \frac{p^2}{Z} \cdot dA \quad (7-1)$$

Dabei wird die Beziehung, dass der Quotient aus Schalldruck und Schallschnelle die Schallkennimpedanz  $Z$  ergibt, ausgenutzt. Diese Beziehung besitzt nur im Fernfeld Gültigkeit. Im vorliegenden Fall konnte durch die vier festen Mikrofonpositionen gedanklich ein Quader um den Motor gespannt werden. Damit wird die Berechnung der Schalleistung zu

$$W = \sum_{i=1}^4 \frac{p_i^2}{Z} \cdot A_i \quad (7-2)$$

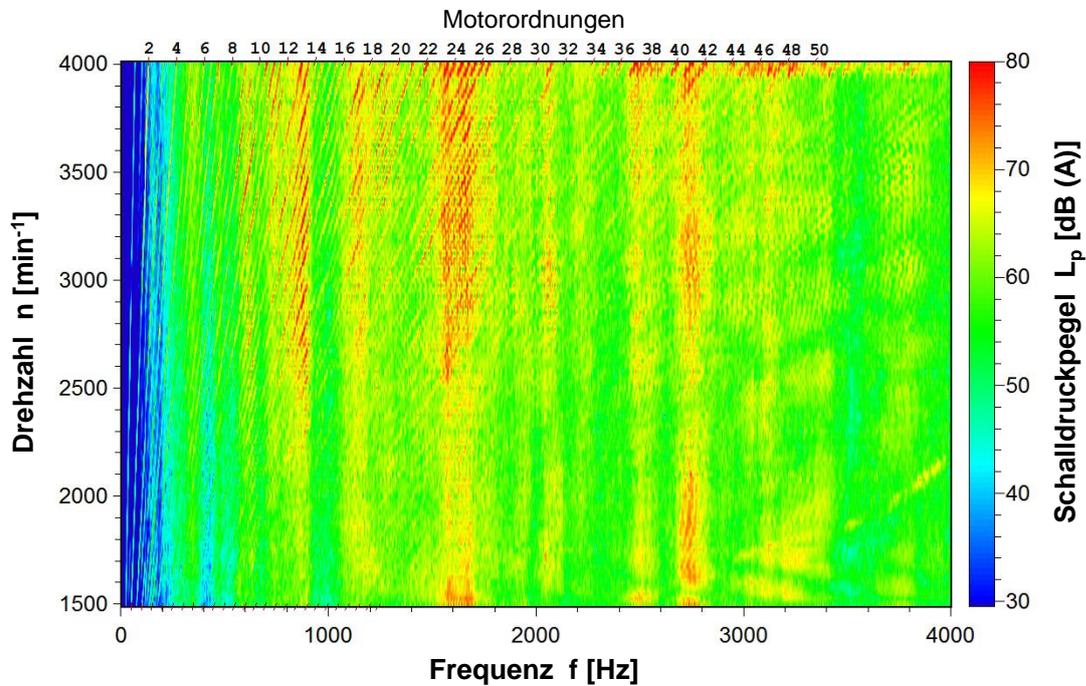
vereinfacht. Da während der Messungen eine konstante Raumlufttemperatur im Akustik-Motorprüfstand von 25 °C vorlag, konnte die Schallkennimpedanz in Höhe von  $Z = 410 \text{ Nsm}^{-3}$  angenommen werden (KOLLMANN [44]).

Die Berechnungen ergeben bei dem stationären Motorbetriebspunkt (2.500 min<sup>-1</sup>, 100 Nm) eine Reduktion der Schalleistung des gekapselten (P2) Motors um 12 dB(A) im Vergleich zum ungekapselten Motor über dem gesamten hörbaren Frequenzbereich (< 16 kHz). Alle Berechnungen wurden auch mit den dynamischen Motormessdaten durchgeführt. In Abbildung 7-19 ist der berechnete Verlauf des Schalleistungspegels über der Drehzahl bei 50 Nm Last dargestellt. Der zweite Kapselprototyp bewirkt eine Schalleistungsreduktion von durchschnittlich 12 dB(A), was die Wirksamkeit einer Vollkapselung unabhängig von der Motordrehzahl belegt.

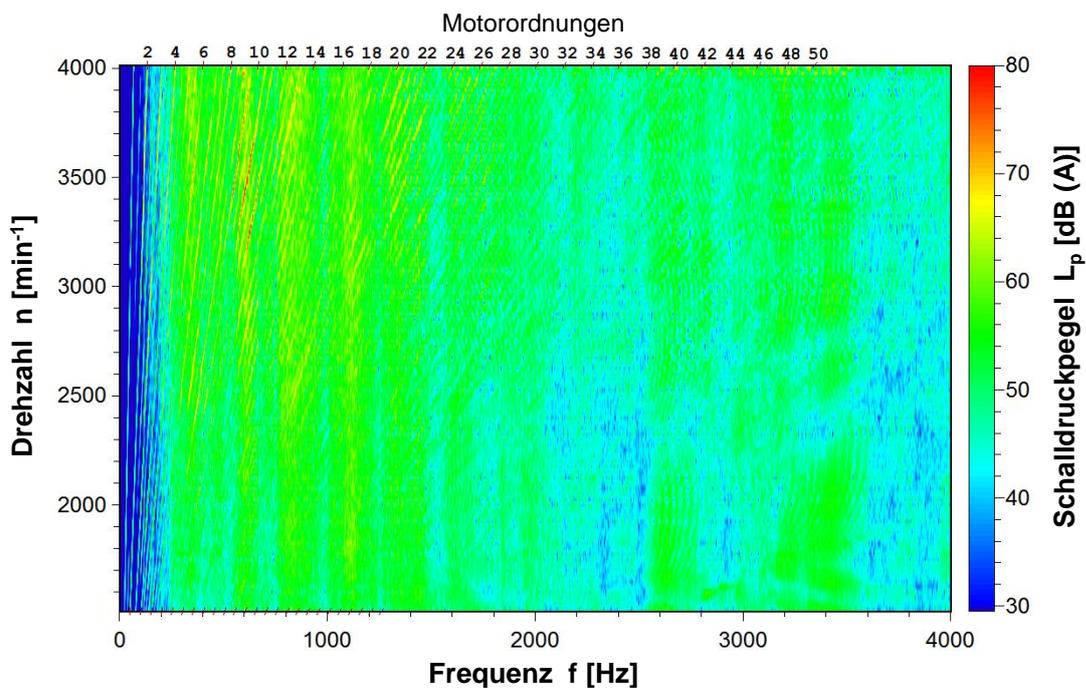


**Abbildung 7-19:** Schalleistung des ungekapselten und gekapselten (P2) Dieselmotors bei einem Drehzahlhochlauf mit konstanter Last (50 Nm; Motor 3)

Abbildung 7-20 und Abbildung 7-21 zeigen Campbell-Diagramme des ungekapselten und gekapselten (P2) Motors. Die Diagramme belegen die frequenzabhängigen Amplitudenreduktionen der Schalldruckpegel in einem Meter Abstand exemplarisch für die Motorstirnseite bei Drehzahlhochläufen unter Motorvolllast.



**Abbildung 7-20:** Campbell-Diagramm des ungekapselten Dieselmotors – Schalldruckpegel der Motorstirnseite in einem Meter Abstand bei Volllast (Motor 3)

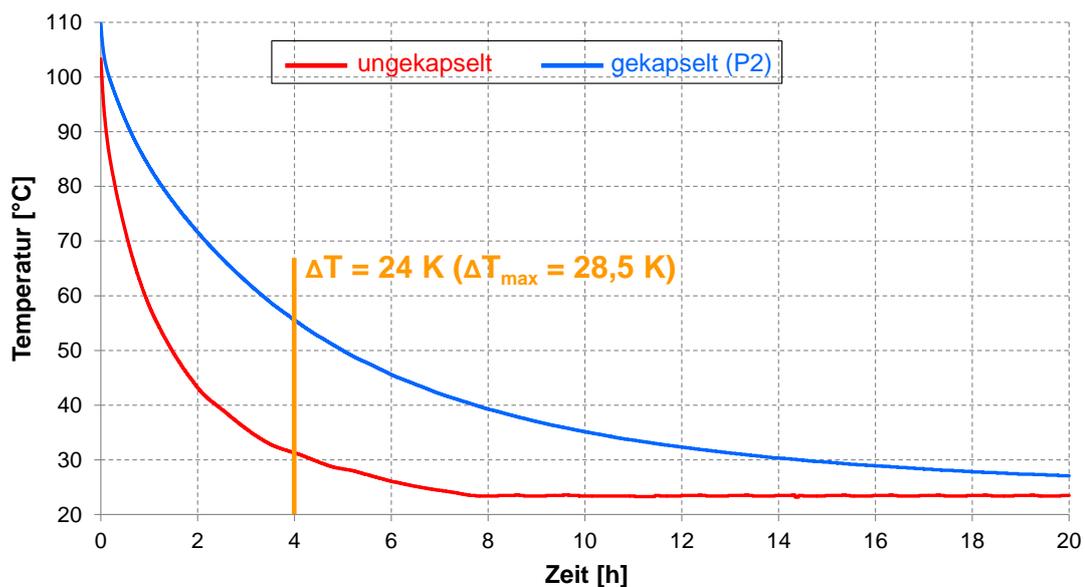


**Abbildung 7-21:** Campbell-Diagramm des gekapselten (P2) Dieselmotors – Schalldruckpegel der Motorstirnseite in einem Meter Abstand bei Volllast (Motor 3)

Die vorgestellten Kapselprototypen P1 und P2 wurden in der Arbeit von VERHEY ET AL. [87] psychoakustisch bewertet.

### 7.2.4 Temperaturabklingkurven

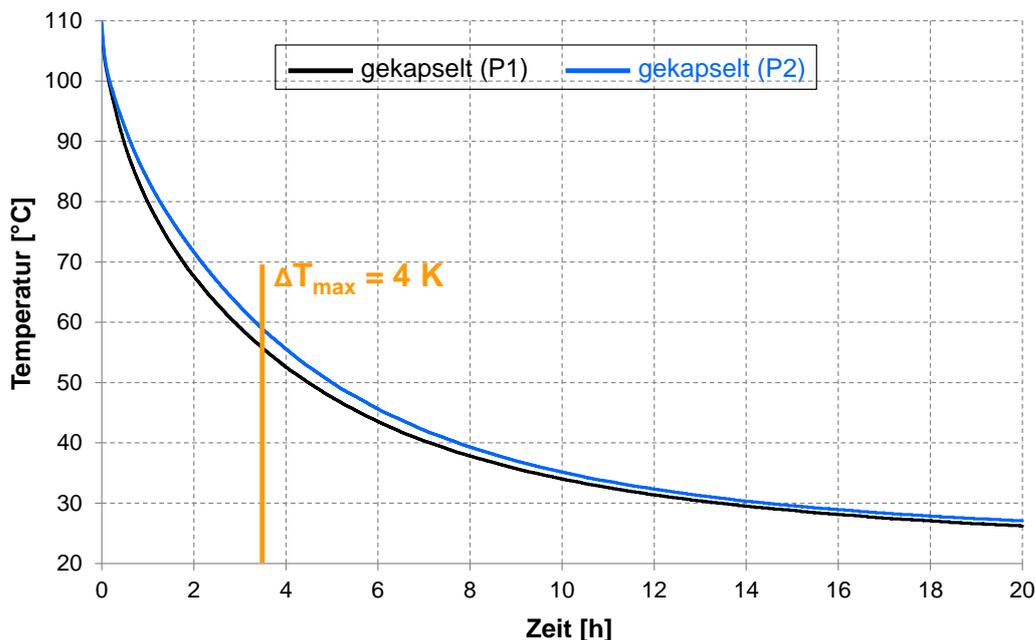
Die für die Schallreduktion entwickelten Kapseln haben jedoch auch einen großen Einfluss auf das Temperaturmanagement des Motors. Die Kapsel speichert Wärme des Motoröls und führt dadurch zu einer Reduktion von Verschleiß und Verbrauch und somit auch zur Reduktion der Abgasemission, weil der Motor schneller in günstige Betriebspunkte gelangt und Kaltstarts reduziert werden. Selbstverständlich muss eine Überhitzung des Motors beziehungsweise Überlastung des Kühlkreislaufs ausgeschlossen werden. Zur Untersuchung der Wärmespeicherfähigkeit des Motoröls bei ungekapseltem und gekapseltem (P2) Motor wurden Temperaturabklingkurven aufgenommen. Für die Messungen wurde der Motor jeweils bei  $2.500 \text{ min}^{-1}$  unter Volllast warmgefahren. Nachdem alle relevanten Motorbetriebstemperaturen (zum Beispiel die Öltemperatur und die Kühlwasserein- und ausgangstemperaturen) einen stationären Wert angenommen hatten, wurde der Motor eine Minute im Schleppbetrieb gefahren. Dann begann nach 30 Sekunden Motorstillstand die Messung über 20 Stunden bei konstant  $23 \text{ °C}$  Umgebungstemperatur. Die Abbildung 7-22 und die Abbildung 7-23 zeigen die dabei erzielten Ergebnisse.



**Abbildung 7-22:** Temperaturabklingkurven des Motoröls bei ungekapseltem und gekapseltem (P2) Motor (Motor 3)

Bei dem zweiten Kapselprototyp (P2) ist das Motoröl nach vier Stunden 24 °C wärmer als beim ungekapselten Motor. Nach der 20-Stunden-Messung ist die Öltemperatur des gekapselten (P2) Motors immer noch nicht vollständig auf die Umgebungstemperatur abgeklungen (siehe Abbildung 7-22).

Im Unterschied zur Akustik unterscheidet sich der erste Kapselprototyp (P1) hinsichtlich seines thermischen Verhaltens nicht so stark von dem optimierten Prototyp (P2). Dennoch zeigt Abbildung 7-23 ein geringfügiges Temperaturspeichervermögen vom zweiten Prototyp (P2) im Vergleich zum ersten Prototyp (P1) von maximal 4 K.



**Abbildung 7-23:** Temperaturabklingkurven des Motoröls bei den beiden Kapselprototypen (Motor 3)

Da sich eine Vollkapsel eines Verbrennungsmotors in der Praxis nie zu 100% abdichten lässt, wurde von DUVIGNEAU ET AL. [18] eine vollständig geschlossene Motorkapsel modelliert und dabei keinerlei Leakage-Effekte an Stoßstellen oder Durchbrüchen berücksichtigt, um das theoretische Wärmespeicherungspotential zu ermitteln. Dabei stellten sich erhebliche Abweichungen zum zweiten Kapselprototyp heraus. Über kleinste Schwachstellen in der Wärmedämmung verliert das System sehr viel Wärmeenergie.

Kleine Kapselleckagen sind aus akustischer Sicht vertretbar, jedoch können diese aus thermischer Sicht sehr große Auswirkungen haben.

## 8. Zusammenfassung

Das übergeordnete Ziel der Arbeit, möglichst einfache aktive und passive Schallreduktionsmaßnahmen für den Dieselmotor zu entwickeln und auf dem Akustik-Motorprüfstand zu verifizieren, wurde erreicht. Dabei konnte nach einer Analyse und Simulation akustischer Motortransferpfade, auf der einen Seite eine aktive sowie passive Schwingungsdämpfung am Beispiel der Ölwanne und auf der anderen Seite die Entwicklung einer passiven thermoakustischen Motorkapsel erfolgreich umgesetzt werden.

Für die Analyse der unterschiedlichen Geräuschanteile eines Dieselmotors wurden diverse Ansätze zur Ermittlung der Kohärenzfunktion verglichen und diskutiert. Die Berechnung der multiplen Kohärenz liefert bei nur geringem Informationszugewinn Ungenauigkeiten bei Motorunterordnungen und führt damit teilweise zu Kohärenzen größer 1. Es zeigte sich, dass der Bezug zur energetischen Mittelung aller Zylinderdrücke und eine zündfrequenzabhängige Auflösung bei der Berechnung der einfachen Kohärenz, die Korrelation und Linearität realistisch abbilden kann.

**Tabelle 8-1:** Vergleich der dominierenden Betriebspunktbereiche des direkten und indirekten Verbrennungsgeräusches

|                        | Verbrennungsgeräusch | Mechanisches Motorgeräusch |
|------------------------|----------------------|----------------------------|
| <b>Drehzahlbereich</b> | Niedrige Drehzahlen  | Hohe Drehzahlen            |
| <b>Lastbereich</b>     | Niedrige Lasten      | Lastunabhängig             |

|                        | Direktes Verbrennungsgeräusch  | Indirektes Verbrennungsgeräusch  |
|------------------------|--|--|
| <b>Übertragungsart</b> | <b>Lineares Übertragungsverhalten</b><br><i>(direkter Übertragungsweg ohne Stoßvorgänge)</i>             | <b>Nichtlineares Übertragungsverhalten</b><br><i>(aufgrund von Stoßvorgängen zwischen den spielbehafteten Teilen und dem nichtlinearen Übertragungsverhalten der vorhandenen Schmierfilme)</i> |
| <b>Drehzahlbereich</b> | Bei konstanten Drehzahlen unter 3000 min <sup>-1</sup>   | Hohe Drehzahlen  |
| <b>Lastbereich</b>     | Bei niedrigen und mittleren Lasten dominierend<br><i>(aufgrund des hohen Zündverzugs bei Teillasten)</i> | Hohe Lasten  |

Mittels dieser Untersuchungen zum Korrelations- und Linearitätsmaß konnte die betriebspunktabhängige Dominanz vom direkten und indirekten Verbrennungsgeräusch

analysiert werden (siehe Tabelle 8-1). Da bei der Motortransferpfadanalyse hauptsächlich nichtlineares Übertragungsverhalten festgestellt wurde, eigneten sich für die Simulation verschiedener akustischer Transferpfade künstliche neuronale Netze, da diese selbst nichtlineares Verhalten aufweisen. Der verwendete Netztyp war eine Feedforward-Struktur bestehend aus vier Schichten und das Lernen des Netzes erfolgte mit dem Backpropagation-Verfahren. Die Modifikation der Gewichte durch den Lernalgorithmus zeigte, bei einem Netz bestehend aus zehn Neuronen, optimale Ergebnisse. Bei dem Vergleich unterschiedlicher Netzeingänge war erkennbar, dass das Simulationsergebnis besser wird, wenn anstatt eines einzelnen Eingangs mehrere Eingänge, zum Beispiel die vier Zylinderdrücke, verwendet werden. Aufgrund der weniger guten Ergebnisse bei Simulationen über den gesamten Frequenzbereich, hat es sich als zweckmäßig erwiesen, die Frequenzspektren der Ein- und Ausgänge in mehrere Frequenzbereiche zu unterteilen. Es wurde jeder Frequenzbereich einzeln gelernt und somit der Lernerfolg deutlich verbessert. Durch den eingegrenzten Frequenzbereich werden besonders Bereiche mit dominanten Moden besser simuliert. Vorteilhaft war das Lernen von Betriebspunkten bei hohen Drehzahlen und anschließendes Anwenden auf niedrigere Drehzahlen. Modellgrundlage im Frequenzbereich bildeten stets Schmalbanddaten. Zur übersichtlicheren Auswertung konnten die gemessenen und simulierten Schmalbanddaten in Terzpegel umgerechnet werden. Mithilfe der neuronalen Modelle sind akustische Vorhersagen stationärer Motorbetriebspunkte möglich. Es lassen sich damit Schalldrucküberhöhungen im Vorfeld abschätzen und daraus denkbare aktive und passive Schallminderungsmaßnahmen ableiten. Im Vergleich zu YILDIRIM ET AL. [91] simulieren die entwickelten Modelle die akustischen Pegel über der Frequenz bei einer Auflösung von 1 Hz. Damit können auch Eigenfrequenzen exakt erfasst werden.

Als aktive Schallminderungsmaßnahme wurde eine Schwingungsdämpfung an einer Ölwanne entwickelt, die die Strukturschwingungen an der Oberfläche mittels piezoelektrischer Aktoren so reduziert, dass die Geräuschabstrahlung ebenfalls minimiert wird. Für die Auslegung des aktiven Systems wurde mithilfe von FEM- und BEM-Simulationen das dynamische Verhalten untersucht. Nach der Identifikation der Hauptabstrahlmoden wurden optimale Aktorpositionen an der Ölwanne berechnet. Neben der bewährten klassischen Geschwindigkeitsrückführung wurden auch nichtlineare adaptive Neuro-Fuzzy-Regler entwickelt und erfolgreich getestet. Der

Vorteil der adaptiven Regler besteht darin, dass sie ihre Verstärkungsfaktoren in jedem Abtastschritt anpassen können. Für die Aktor-Sensor-Paare wurde ein kollokales Design gewählt, um Stabilitätsprobleme zu vermeiden. Die Biegemoden des Ölwannebodens konnten am Rumpfmotor um bis zu 15 dB gedämpft werden. Die Messungen am Vollmotor zeigten, dass die von den Piezoaktoren in die Struktur eingebrachten Gegenkräfte bis zu einer Drehzahl von circa  $2.500 \text{ min}^{-1}$  und einer Last von circa 100 Nm Dämpfungen im Bereich der Bodenmoden von bis zu 8 dB bewirken können. Bei höheren Drehzahlen werden die Biegemoden im Frequenzbereich unter 1.000 Hz aufgrund der höheren Zündfrequenz nicht mehr so stark angeregt und strahlen dadurch deutlich weniger dominant ab. Damit wird die aktive Schwingungsdämpfung bei diesen Drehzahlen bezogen auf die Reduktion des Gesamtpegels relativ wirkungslos. Um generell die Amplituden von Frequenzen über 1.000 Hz mittels der entwickelten aktiven Maßnahme zu bedämpfen, wäre eine deutlich größere Anzahl an Piezoaktoren und damit auch an lokalen Regelkreisen nötig. Das erhöht den Aufwand, die Kosten und nicht zuletzt die Störanfälligkeit. Dies wurde in LUFT ET AL. [52] mit vier lokalen Regelkreisen (vier Piezoaktoren) untersucht und nachgewiesen. Wesentlich effektiver ist die Kombination des aktiven Ansatzes mit passiven Methoden für die Beeinflussung von Schwingungsamplituden über 1.000 Hz. Generell bleibt festzuhalten, dass im Vergleich zu REDAELLI ET AL. [66] und HEINTZE ET AL. [27] die Umsetzung der aktiven Schwingungsdämpfung am befeuerten Vollmotor und nicht nur an der einzelnen Ölwanne im Labor vollzogen wurde. Um die Schwingungsamplituden bei Motorlasten oberhalb von 100 Nm besser zu bedämpfen, könnten zukünftig leistungsstärkere Piezoaktoren auf 1.000 Volt Basis zum Einsatz kommen.

Bei der Untersuchung von drei Ölwanne aus unterschiedlichen Materialien zeigte sich, dass die Kunststoffölwanne ein deutlich geringeres aktives Reduktionspotential aufgrund des weicheren Materials besitzt als die Aluminiumgussölwanne. Dafür hat die Kunststoffölwanne die geringste Masse und weist eine höhere passive Materialdämpfung auf. Das schlechteste akustische Verhalten zeigte die Stahlblechölwanne, da diese keinerlei Versteifungsrippen bei einer sehr geringen Wanddicke besitzt. Unter Berücksichtigung aller Vor- und Nachteile (siehe Tabelle 7-2) der drei untersuchten Ölwanne weist die Aluminiumölwanne das beste akustische Verhalten auf. Um zukünftig eine Verbesserung der thermischen Isolation und der Reduktion der abgestrahlten Schalleistung bei gleichzeitiger Verringerung der Masse zu

erreichen, sollte der Einsatz von Kunststoff- und Aluminiumschäumen untersucht und erprobt werden. SCHRADER ET AL. ([81], [82]) liefert dazu erste Ansätze, wobei die Ölwanne hier noch nicht komplett aus Schäumen aufgebaut wurde.

Die entwickelte und aufgebaute Vollkapselung erwies sich aus thermischer und akustischer Sicht als sehr vorteilhaft. Bei einer Gesamtmasse der Kapsel von circa 7 kg konnte die Schalleistung breitbandig um 12 dB(A) reduziert werden. Reduktionen des Schalldruckpegels konnten im mittleren Frequenzbereich um bis zu 20 dB(A) pro Terz und bei hohen Frequenzen um 10 kHz sogar bis zu 25 dB(A) pro Terz erzielt werden (siehe Abbildung 7-17). Damit liegen die erzielten Dämpfungen um mindestens 5 dB(A) über denen aktueller seriennaher Motorkapselungen (PATSOURAS ET AL. [64]). Es bleibt natürlich zu berücksichtigen, dass es sich bei der hier entwickelten Kapsel um einen Prototyp handelt. Die eingesetzten Kapselmaterialien bewirken bei einer moderaten Vergrößerung der Masse bei höheren Frequenzen höhere akustische Energiedissipationen (siehe Abbildung 7-18). Hier bietet sich zukünftig eine Kombination mit der aktiven Schwingungsdämpfung mittels Piezoaktoren an. Dabei könnten durch Verwendung von maximal zwei Aktoren die Amplituden der Biegemoden unter 1.000 Hz deutlicher abgeschwächt werden. Die Öltemperatur war nach vier Stunden durch die Kapsel (P2) noch circa 24 °C wärmer als die Öltemperatur des ungekapselten Dieselmotors. In einem nächsten Entwicklungsschritt müsste die Masse und das Volumen der Vollkapsel optimiert werden. Des Weiteren sollte die durchgeführte Reduktion der Luftschallabstrahlung des Dieselmotors mithilfe der Vollkapselung durch Maßnahmen zur Minderung der Körperschalleinträge über die Motorlager in die Karosserie begleitet werden, da sonst die über diese Transferpfade übertragenen Geräusche aufgrund fehlender Motormaskierungen in den Vordergrund treten könnten. Gut abgestimmte passive Motorlager oder neuartige aktive Systemansätze, wie von ZORNEMANN [93] beschrieben, können dazu einen effektiven Beitrag leisten.

Abschließend bleibt festzuhalten, dass die in dieser Arbeit entwickelten Ansätze, sowie auch ähnliche Maßnahmen und Methoden aus der aktuellen Fachliteratur, zukünftig im Automobilbau eine immer größere Bedeutung erlangen werden. Dies liegt in erster Linie am immer mehr forcierten Leichtbau, der mithilfe neuartiger Werkstoffe und innovativer Fertigungstechnologien voranschreitet, und die Motor- und Fahrzeugakustik aufgrund des Zielkonfliktes „Leicht & Leise“ vor neue Herausforderungen stellen wird.

## Literaturverzeichnis

- [1] ALT, N.; NEHL, J.; HEUER, S.: *Combustion sound prediction within combustion system development*. SIA (Societe Des Ingenieurs De L'Automobile), 10 Seiten, (2004).
- [2] AOKI, Y.; GARDONIO, P.; ELLIOTT, S.J.: *Rectangular plate with velocity feedback loops using triangularly shaped piezoceramic actuators: Experimental control performance*. Journal of the Acoustical Society of America, **123** (3), Seiten 1421-1426, (2008).
- [3] ATZLER, M.: *Objektivierung subjektiver Beurteilungen (OSB II): Erarbeitung objektiver Kennwerte zur Bewertung der Lästigkeit verschiedener impulshaltiger Geräuscharten von Verbrennungsmotoren auf Basis subjektiver Beurteilungen*. FVV-Vorhaben Nr. 951, Abschlussbericht, (2011).
- [4] BALAS, M.J.: *Direct velocity feedback control of large space structures*. Journal of Guidance and Control, **2** (3), Seiten 252-254, (1979).
- [5] BALIGAND, B.; PERRIN, F.; FERNIER, D.; GUIOT, B.; HAUPAIS, A.; TRAVERT, M.: *Quantification of the combustion noise of a diesel engine by the combustiometre*. Journal of Ingénieurs de l'automobile, **Vol. 746**, Seiten 26-62, (2001).
- [6] BATHE, K.-J.: *Finite-Elemente-Methoden*. 2. Auflage, Springer-Verlag Berlin, Deutschland, (2002).
- [7] BENT, E.; SHAYLER, P.; LA ROCCA, A.: *The ectiveness of stopstart and thermal management measures to improve fuel economy*. Coventry, VTMS 11, (2013).
- [8] BIN, L.; YUGANG, L.; XUEGANG, Y.; SHANGLIAN, H.: *Maximum Modal Force Rule for Optimal Placement of Point Piezoelectric Actuators for Plates*. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, **11** (7), Seiten 512-515, (2000).
- [9] BOCIAN, M.: *Impulsklangmethode am Zylinderkurbelgehäuse*. Bericht für Volkswagen AG, Rücker GmbH Gifhorn, (2004).
- [10] BORGELT, C.; KLAWONN, F.; KRUSE, R.; NAUCK, D.: *Neuro-Fuzzy-Systeme*. Vieweg-Verlag, Wiesbaden, (2003).
- [11] BRANDL, F.; KNAUS, K.; RUST, A.: *A new tool for optimizing engine noise quality with respect to combustion and mechanical excitation*. Journal of Transaction of Society of Automotive Engineers of Japan, **56** (6), Seiten 19-22, (2006).
- [12] BÜRGIN, T.: *CO<sub>2</sub> and Emission Reduction by Means of Heat Storage in The Powertrain*. Gaydon, VTMS 10, (2011).
- [13] BÜRGIN, T.; BERTOLINI, C.; CAPRIOLI, D.; MÜLLER, C.: *Engine Encapsulation for CO<sub>2</sub> and Noise Reduction*. ATZ worldwide, **116** (3), Seiten 16-21, (2014).
- [14] DECKER, M.; HINTZ, K.; NOBIS, J.; JOERRES, M.; GÜHMANN, C.: *Geräuschgeregelter Dieselmotor*. Motortechnische Zeitschrift (MTZ), Seiten 226-233, März (2011).
- [15] DEMMERER, S.: *Simulation von Schallfeldern am Kraftfahrzeug*. Dissertation, TU München, (2002).
- [16] DÍAZ, C.G.: *Active Structural Acoustic Control Smart Panel with Small Scale Proof Mass Actuators*”. PhD Thesis, University of Southampton, Institute of Sound and Vibration Research, (2007).
- [17] DRECQ, T.; ARPIN, A.; MONCHAUX, E.: *Diesel multi injektion combustion noise evaluation*. SIA (Societe Des Ingenieurs De L'Automobile), 12 Seiten, (2004).

- [18] DUVIGNEAU, F.; LUFT, T.; HOTS, J.; VERHEY, J. L.; ROTTENGRUBER, H.; GABBERT, U.: *Thermo-acoustic performance of full engine encapsulations – A numerical, experimental and psychoacoustic study*. Journal of Applied Acoustics, **Vol. 102**, Seiten 79-87, (2016).
- [19] ERIKSSON, L.J.; ALLIE, M.C.; GREINER R.A.: *The selection and application of an IIR adaptive filter for use in active sound attenuation*. Journal of IEEE Transactions on Acoustics, Speech and Signal Processing, **35** (4), Seiten 433-437, (1987).
- [20] EUROPEAN UNION: *Regulation (EU) No 540/2014 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 16 April 2014*. <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0540&from=DE>, (Stand: 03.03.2015)
- [21] FLOTHO, A.; SPESSERT, B.: *Geräuschminderung an direkteinspritzenden Dieselmotoren*. Automobilindustrie, Nr. 3 und Nr. 5, (1988).
- [22] GÖHRINGER, V.: *Beitrag zur experimentellen Bestimmung des Strukturübertragungsmaßes von Dieselmotoren*. Dissertation, Expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, Deutschland, (2008).
- [23] GÖHRINGER, V.; BARGENDE, M.; PHILIPP, U.: *Article on the Identification of Engine Specific Structure Response Function of Diesel Engines by Experiment*. 8. Internationales Stuttgarter Symposium „Automobil- und Motorentechnik“, Stuttgart, Deutschland, Seiten 633-648, (2008).
- [24] GRUBER, A.; BOHLEN, S.: *New Noise Regulations for Passenger Cars*. Lecture, ATZlive Automotive Acoustics Conference, Zürich, Schweiz, 11 Seiten, (2013).
- [25] HALD, J.: *Combined NAH and Beamforming Using the Same Array*. Technical Review No. 1, Brüel & Kjær, Seiten 11-39, (2005).
- [26] HALD, J.: *Patch near-field acoustical holography using a new statistically optimal method*. 32<sup>nd</sup> International Congress and Exposition on Noise Control Engineering INTERNOISE, 9 Seiten, (2003).
- [27] HEINTZE, O.; MISOL, M.; ALGERMISSEN, S.; HARTUNG, C. F.: *Active Structural Acoustic Control for a Serial Production Truck Oil Pan: Experimental Realization*. Adaptronic Congress, Berlin, Deutschland, Seiten 147-153, (2008).
- [28] HENZE, W.; LUFT, T.; RINGWELSKI, S.; TSCHÖKE, H.: *Untersuchungen zu Schallfeldern durch Messung und Simulation*. 36. Jahrestagung für Akustik DAGA, Berlin, Deutschland, Seiten 345-346 (2010).
- [29] HENZE, W.; LIESEGANG, M.: *Lokalisierung kohärenter und nichtkohärenter Schallquellen mit akustischer Nahfeldholographie und Beamforming*. 33. Jahrestagung für Akustik DAGA, Seiten 815-816, (2007).
- [30] HEUER, S.: *Verbrennungsgeräusch des direkteinspritzenden Hubkolbenmotors*. Dissertation, RWTH Aachen, Deutschland, (2001).
- [31] HINTZ, K.; LUFT, T.; HENZE, W.; TSCHÖKE, H.: *Simulation Verschiedener Akustischer Transferpfade an einem Dieselmotor unter Verwendung Künstlicher Neuronaler Netze*. 37. Jahrestagung für Akustik DAGA, Düsseldorf, Deutschland, Seiten 769-770, (2011).
- [32] HOPPERMANN, J.: *Objektivierung subjektiver Beurteilungen (OSB I): Erarbeitung objektiver Kennwerte zur Bewertung der Lästigkeit verschiedener Geräuscharten von Verbrennungsmotoren auf Basis subjektiver Beurteilungen*. FVV-Vorhaben Nr. 841, Abschlussbericht, (2007).
- [33] [http://www.cellofoam.de/cellofoam/cellofoam\\_wrs.nsf/webpdf/D@!@1@!@HR%20290.71@!@de/\\$FILE/HR%20290-71.pdf?openElement](http://www.cellofoam.de/cellofoam/cellofoam_wrs.nsf/webpdf/D@!@1@!@HR%20290.71@!@de/$FILE/HR%20290-71.pdf?openElement). (Stand: 01.06.2015).
- [34] <http://www.infratec.de/de/thermografie/waermebildkamas/imageirr-8300-serie.html>. (Stand: 12.01.2016).

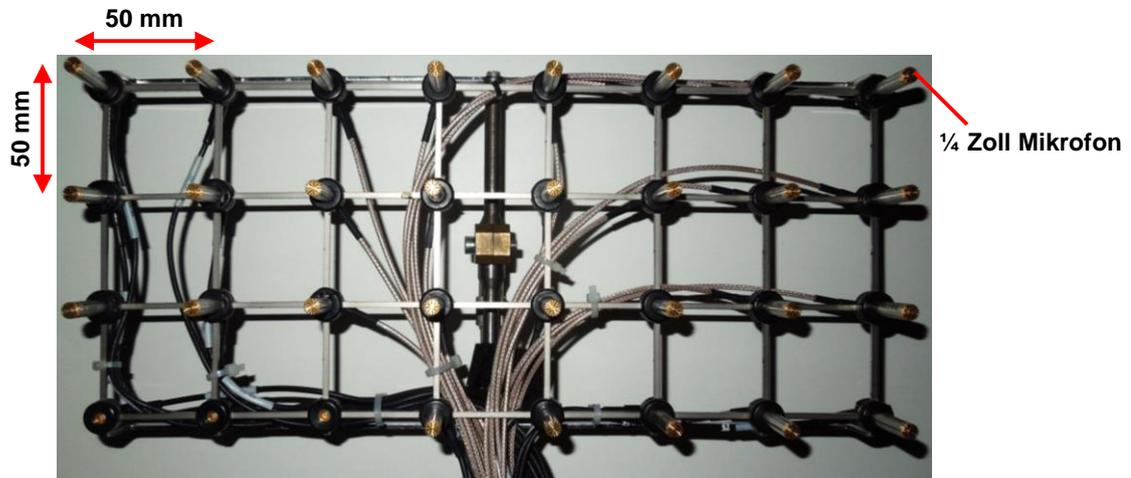
- [35] [http://www.laerminfo.at/situation/strassenverkehr/kfz\\_grenzwerte.html](http://www.laerminfo.at/situation/strassenverkehr/kfz_grenzwerte.html). Bundesministerium für Land- und Forstwirtschaft, Umwelt und Wasserwirtschaft; Unternehmensgegenstand: Öffentliche Verwaltung, Stubenring 1, 1010 Wien, Österreich, (Stand: 29.12.2015).
- [36] <https://www.umweltbundesamt.de/themen/verkehr-laerm/laermwirkung/laermbelaestigung>. CAPI-Befragung (April 2015 veröffentlicht), Umweltbundesamt, Wörlitzer Platz 1, Dessau-Roßlau, Deutschland, (Stand: 10.01.2016).
- [37] IZUHO H.; MASAHIKO, K.; YOUICHI, U.; YASUYUKI, A.: *Using multiple regression analysis to estimate the contribution of engine radiated noise components*. Journal of Transaction of Society of Automotive Engineers of Japan, **31** (1), Seiten 29-34, (2000).
- [38] JANG, J.-S. R.; SUN, C.-T.: *Neuro-Fuzzy Modeling and Control*. Journal of the IEEE, **83** (3), Seiten 378-406, (1995).
- [39] JESSBERGER, T.; RITTER, S.; TESCHNER, M.: *Pkw-Kunststoffölwanne zur Reduzierung von Kosten, Gewicht und CO<sub>2</sub>*. Motortechnische Zeitschrift (MTZ), **69** (10), Seiten 858-862, (2008).
- [40] JUHL, P.; GOMES, J.: *A comparison of SONAH and IBEM for near-field acoustic holography*. Acoustics'08, Paris, Frankreich, Seiten 2887-2892, (2008).
- [41] KALJEVIC, I.; SARAVANOS, D.A.: *Steady-state response of acoustic cavities bounded by piezoelectric composite shell structures*. Journal of Sound and Vibration, **204** (3), Seiten 459-476, (1997).
- [42] KHAN, M.S.; CAI, C.; HUNG, K.C.; VARADAN, V.K.: *Active control of sound around a fluid-loaded plate using multiple piezoelectric elements*. Smart Materials and Structures, **Vol. 11**, Seiten 346–354, (2002).
- [43] KLETSCHKOWSKI, T.; SACHAU, D.: *Active Noise Control in Aircraft Cabin: State of the Art and Combination with Audio Entertainment*. 8<sup>th</sup> European Conference on Noise Control EURONOISE, Edinburgh, Schottland, 10 Seiten, (2009).
- [44] KOLLMANN, F.G.: *Maschinenakustik: Grundlagen, Meßtechnik, Berechnung, Beeinflussung*. Springer-Verlag Berlin, 2. Auflage, (2000).
- [45] LEE, M.; BOLTON, J S.; SUH, S.: *Estimation of the combustion-related noise transfer matrix of a multi-cylinder diesel engine*. Journal of Measurement Science and Technology, **Vol. 20**, 13 Seiten, (2009).
- [46] LEFÈVRE, J.; GABBERT, U.: *Finite element modelling of vibro-acoustic systems for active noise reduction*. Technische Mechanik, **25** (3-4), Seiten 241-247, (2005).
- [47] LI, Y.; HAN, S.; PFEIFFER, T.: *Simulationsbasierte und experimentelle Sensitivitätsanalysen eines adaptiven Systems*. 36. Jahrestagung für Akustik DAGA, Berlin, Deutschland, Seiten 295-296, (2010).
- [48] LI, S.; ZHAO, D.: *Numerical simulation of active control of structural vibration and acoustic radiation of a fluid-loaded laminated plate*. Journal of Sound and Vibration, **272** (1-2), Seiten 109-124, (2004).
- [49] LIPS, W.: *Lärmbekämpfung durch Kapselungen*. Suva Arbeitssicherheit, Luzern, Seiten 3-5 und Seiten 8-10, (2008).
- [50] LUCAS, S.; LUFT, T.; HOFFMANN, M.; ROTTENGRUBER, H.; OPPERMAN, N.: *Bewertung des Abstrahlverhaltens von Zylinderkurbelgehäusen mittels experimenteller Strukturanalyseverfahren*. 8. Magdeburger Symposium Motor- und Aggregateakustik, Magdeburg, Deutschland, Seiten 107-116, (2014).
- [51] LUFT, T.; HENZE, W.; HINTZ, K.; TSCHÖKE, H.: *Partielle Analyse und Simulation von Körperschallleitwegen an einem Dieselmotor unter Nutzung Neuronaler Algorithmen*. 36. Jahrestagung für Akustik DAGA, Berlin, Deutschland, Seiten 115-116, (2010).

- [52] LUFT, T.; RINGWELSKI, S.; GABBERT, U.; HENZE, W.; TSCHÖKE, H.: *Active Noise and Vibration Control of a Stripped Car Engine Using Different Piezoelectric Actuators*. 39<sup>th</sup> International Congress and Exposition on Noise Control Engineering INTER-NOISE, Lissabon, Portugal, 11 Seiten, (2010).
- [53] LUFT, T.; RINGWELSKI, S.; GABBERT, U.; HENZE, W.; TSCHÖKE, H.: *Active reduction of oil pan vibrations on a four-cylinder diesel engine*. 1<sup>st</sup> International ATZ Automotive Acoustics Conference with Autoneum, Zürich, Schweiz, paper 7, 14 Seiten, (2011).
- [54] LUFT, T.; RINGWELSKI, S.; GABBERT, U.; HENZE, W.; TSCHÖKE, H.: *Noise Reduction Potential of an Engine Oil Pan*. World Automotive Congress FISITA, Peking, China, Seiten 291-304, (2012).
- [55] LUFT, T.; RINGWELSKI, S.; GABBERT, U.; HENZE, W.; TSCHÖKE, H.: *Piezoaktorische Beeinflussung von Ölwanenschwingungen an einem Dieselmotor*. 37. Jahrestagung für Akustik DAGA, Düsseldorf, Deutschland, Seiten 703-704, (2011).
- [56] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. Springer-Verlag Berlin, (1996).
- [57] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 2: Mehrgrößensysteme, Digitale Regelungen*. Springer-Verlag Berlin, (1997).
- [58] LUTZ, H.; WENDT, W.: *Taschenbuch der Regelungstechnik: mit MATLAB und Simulink*. Europa-Lehrmittel-Verlag Ulm, 10. Auflage, (2014).
- [59] MANTOVANI, M.; DE CIUTIIS, H.; DANIERE, P.; SHIRAHASHI, Y.: *Innovative concepts for thermo-acoustic engine compartment encapsulation*. ATZ worldwide, **112** (1), Seiten 12-17, (2010).
- [60] MARBURG, S.: *Developments in Structural-Acoustic Optimization for Passive Noise Control*. Archives of Computational Methods in Engineering, **9** (4), Seiten 291-370, (2002).
- [61] MICHELS, K.; KLAWONN, F.; KRUSE, R.; NÜRNBERGER, A.: *Fuzzy-Regelung*. Springer-Verlag, Berlin, (2002).
- [62] NAAKE, A.; SCHMIDT, K.; MESCHKE, J.; WEYER, T.; KNORR, A.; WEISER, J.; REHFELD, M.; RÖDIG, T.: *Vehicle windshield with active noise reduction*. Adaptronic Congress, Göttingen, Deutschland, 5 Seiten, (2007).
- [63] NESTOROVIĆ-TRAJKOV, T.; SEEGER, F.; KÖPPE, H., GABBERT, U.: *Controller design for the active vibration suppression of a car roof*. International Congress Motor Vehicles & Motors, Kragujevac, Serbien, (2006).
- [64] PATSOURAS, D.; JOEST, R.; WITTEK, B.; WALTHER, C.: *Kapselung des Motorraums - Die Historie und Wechselwirkung mit NVH, Thermomanagement und Kraftstoffverbrauch*. Motor- und Aggregate-Akustik, 8. Magdeburger Symposium, Tagungsband, Magdeburg, Deutschland, Seiten 247-253, (2014).
- [65] PREUMONT, A.: *Vibration Control of Active Structures. An Introduction*. Kluwer Academic Publishers Dordrecht, (2002).
- [66] REDAELLI, M., MANZONI, S., CIGADA, A., WIMMEL, R., SIEBALD, H., FEHREN, H., SCHIEDEWITZ M., WOLFF, K., LAHEY, H.-P., NUSSMANN, C., NEHL, J., NAAKE, A.: *Different techniques for active and passive noise cancellation at powertrain oil pan*. Adaptronic Congress, Göttingen, Deutschland, 8 Seiten, (2007).
- [67] *Regulation (EC) No 443/2009 of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 Setting Emission Performance Standards for New Passenger Cars as part of the Community's Integrated Approach to Reduce CO2 Emissions From Light-duty Vehicles*. (2009).

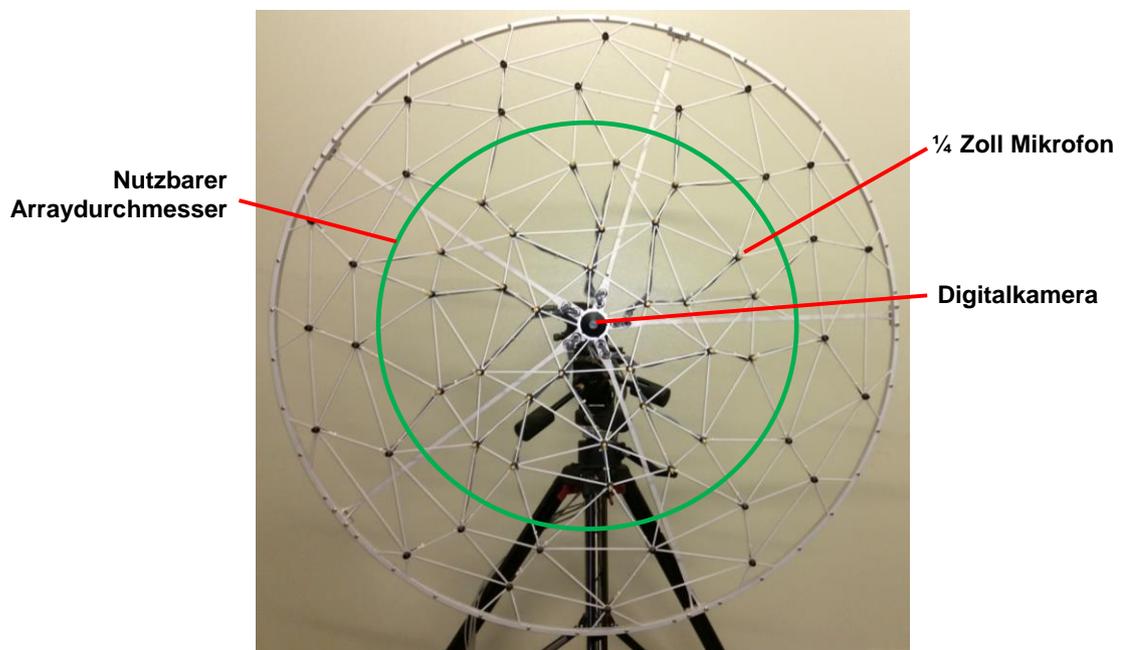
- [68] REY, G. D.; WENDER, K. F.: *Neuronale Netze, Einführung in die Grundlagen Anwendungen und Datenauswertungen*. Hans Huber Verlag, (2008).
- [69] RIEDMILLER, M.: *Rprop - Description and Implementation Details*. Technical Report, University of Karlsruhe, Institute of Logic, Complexity and Inference Systems, Karlsruhe, Deutschland, 25 Seiten, (1994).
- [70] RIEDMILLER, M.; BRAUN, H.: *A direct adaptive method for faster backpropagation learning: The RPROP algorithm*. The IEEE International Conference on Neural Networks (ICNN), Seiten 586-591, (1993).
- [71] RIMONDI, M.; RUOTOLO, R.; LOMARIO, D.: *Design optimization of an oil pan for radiated noise reduction*. Aachen acoustic colloquium, Aachen, Deutschland, Seiten 61-69, (2011).
- [72] RINGWELSKI, S.; GABBERT, U.: *Modeling of a fluid-loaded smart shell structure for active noise and vibration control using a coupled finite element-boundary element approach*. Smart Materials and Structures, **19** (10), (2010).
- [73] RINGWELSKI, S.; LUFT, T.; GABBERT, U.; HENZE, W.; TSCHÖKE, H.: *Numerische Untersuchungen eines Rumpfmotors zur passiven und aktiven Schwingungs- und Schallreduktion*. 6. Magdeburger Symposium Motor- und Aggregateakustik, Magdeburg, Deutschland, Seiten 119-128, (2011).
- [74] RINGWELSKI, S.; LUFT, T.; GABBERT, U.: *Piezoelectric Controlled Noise Attenuation of Engineering Systems*. Journal of Theoretical and Applied Mechanics (JTAM), **49** (3), Seiten 859-878, (2011).
- [75] RINGWELSKI, S.: *Numerische Modelle für die aktive Schwingungs- und Schallreduktion und deren Verifikation*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Maschinenbau, Deutschland, (2011).
- [76] ROBERTS, A.; BROOKS, R.; SHIPWAY, P.: *Internal combustion engine cold-start efficiency: A review of the problem causes and potential solutions*. Energy Conversion and Management, **82**, Seiten 327-350, (2014).
- [77] ROSHDI, A.A.: *Robuste Regelung zur aktiven Schwingungsdämpfung elastischer Rotoren mit Piezo-Stapelaktoren*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, Deutschland, (2005).
- [78] RUCKMAN, C.E.; FULLER, C.R.: *Numerical simulation of active structural-acoustic control for a fluid-loaded spherical shell*. Acoustical Society of America, **Vol. 96**, Seiten 2817–2825, (1994).
- [79] SCHERER, A.: *Neuronale Netze - Grundlagen und Anwendungen*. Vieweg Verlag, Wiesbaden, Deutschland, (1997).
- [80] SCHNEIDER, S.: *Vibroakustische Gesamtanalyse eines 3-Zylinder-Dieselmotors*. Masterarbeit, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Maschinenbau, (2014).
- [81] SCHRADER, P.; DUVIGNEAU, F.; LUFT, T.; GABBERT, U.; ROTTENGRUBER, H.: *Entwicklung einer funktionsintegrierten wärme- und schallgedämmten Ölwanne*. 40. Jahrestagung für Akustik DAGA, Oldenburg, Deutschland, Seiten 305-306, (2014).
- [82] 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*. 44<sup>th</sup> International Congress and Exposition on Noise Control Engineering INTER-NOISE, San Francisco, California, USA, 12 Seiten, (2015).
- [83] SEEGER, F.: *Simulation und Optimierung adaptiver Schalenstrukturen*. VDI-Fortschrittberichte, Reihe 20, VDI-Verlag, Düsseldorf, Deutschland, Reihe 20, (2004).

- [84] TSCHÖKE, H.: *Range Extender – Definition, Anforderungen, Lösungsmöglichkeiten*. MTZ Wissen, **73** (6), Seiten 510-515, (2012).
- [85] TSCHÖKE, H.; WITZEL, F.: *Akustik von Pkw mit elektrifizierten Antrieben*. MTZ Wissen, **74** (10), Seiten 786-793, (2013).
- [86] VERHEY, J.L.; HOTS, J.; LUFT, T.; RINGWELSKI, S.; GABBERT, U.: *A psychoacoustical evaluation of active and passive methods for noise reduction in automotive engineering*. 39. Jahrestagung für Akustik DAGA, Meran, Italien, Seiten 1772-1775, (2013).
- [87] VERHEY, J.L.; LUFT, T.; HOTS, J.; ROTTENGRUBER, H.: *Psychoakustische Bewertung einer thermoakustischen Motorkapsel*. 40. Jahrestagung für Akustik DAGA, Oldenburg, Deutschland, Seiten 44-45, (2014).
- [88] WEYER, T.; MONNER, H. P.: *PKW-Innenlärmreduzierung durch aktive Beruhigung der durch die Motorharmonischen erregten Dachblech-Schwingungen*. Motor- und Aggregateakustik, (2003).
- [89] WEYMANN, H.; DINKELACKER, F.; NELLES, O.: *Neuronales Berechnungsmodell zur Bestimmung des Brennraumdruckverlaufs*. Motortechnische Zeitschrift (MTZ), Seiten 898-903, Dezember (2010).
- [90] WOLSCHEENDORF, J.: *Zyklische Schwankungen im Verbrennungsgeräusch von Dieselmotoren und ihre Ursachen*. Dissertation, RWTH Aachen, (1990).
- [91] Yildirim, S.; Erkaya, S.; Eski, I.; Uzmay, I.: *Noise and Vibration Analysis of Car Engines using Proposed Neural Network*. Journal of Vibration and Control, **15** (1), Seiten 133-156, (2009).
- [92] ZHANG, Z.; CHEN, Y.; YIN, X.; HUA, H.: *Active vibration isolation and underwater sound radiation control*. Journal of Sound and Vibration, **Vol. 318**, Seiten 725–736, (2008).
- [93] ZORNEMANN, M.: *Aufbau und Regelung einer aktiven Motorlagerung zur Reduktion von Körperschallen*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Maschinenbau, Deutschland, (2013).

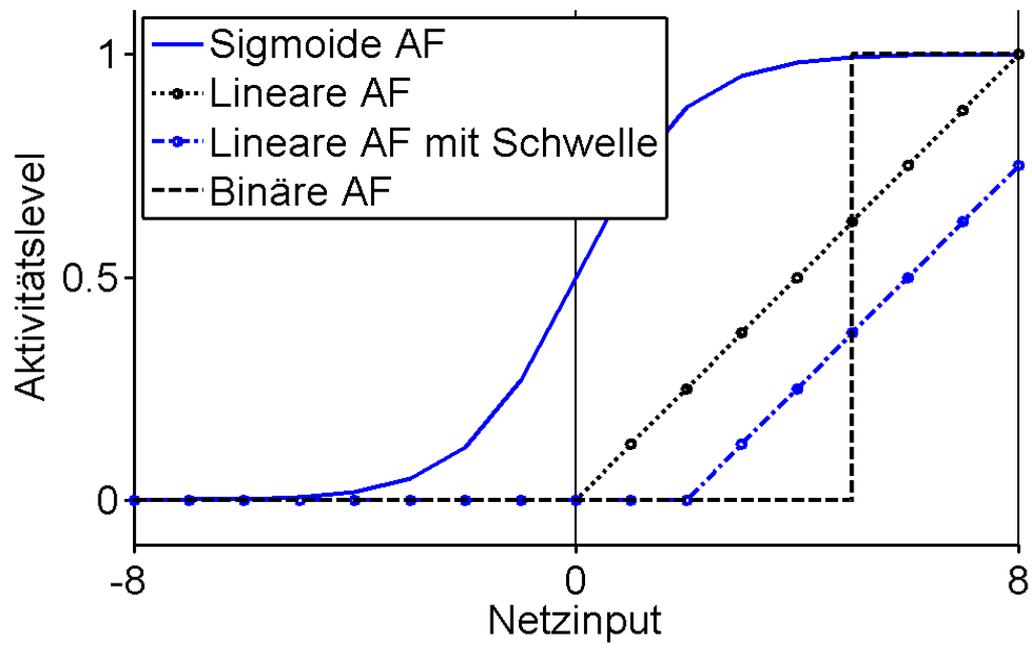
## Anhang



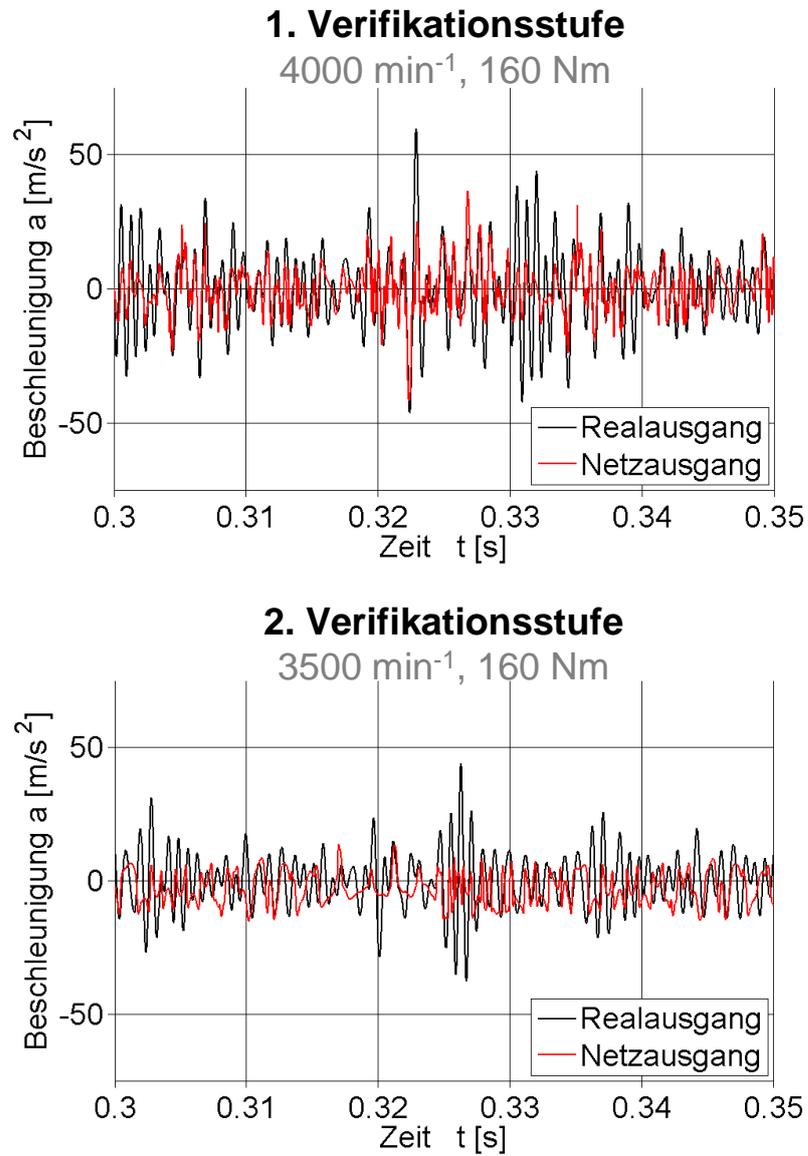
**Abbildung A-1:** Grid-Array mit 32 Mikrofonen



**Abbildung A-2:** Combo-Array mit 30 Mikrofonen (nutzbarer Durchmesser = 700 mm, da vorliegende Arraykonfiguration nur mit 30 statt 60 Mikrofonen bestückt werden konnte)



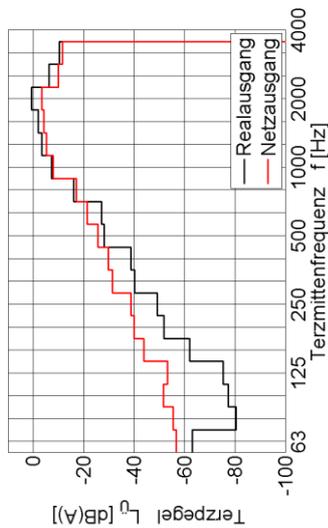
**Abbildung A-3:** Verschiedene Typen der Aktivierungsfunktion (SCHERER [79])



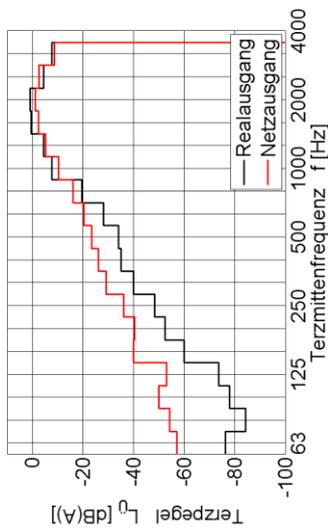
**Abbildung A-4:** Zeitbereichssimulation des äußeren Körperschalleitweges  
(1. Verifikationsstufe (oben), 2. Verifikationsstufe (unten);  
Eingangsgrößen: Vier Zylinderdrücke,  
Ausgangsgröße: Beschleunigungsaufnehmer am Wassermantel der Druckseite)

Simulation mit einem einzelnen Netz

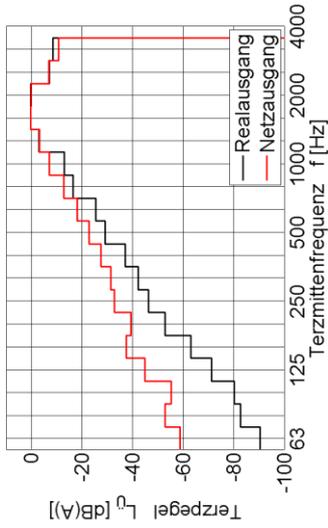
**1. Verifikationsstufe**  
**4000 min<sup>-1</sup>, 160 Nm**



**2. Verifikationsstufe**  
**3500 min<sup>-1</sup>, 160 Nm**

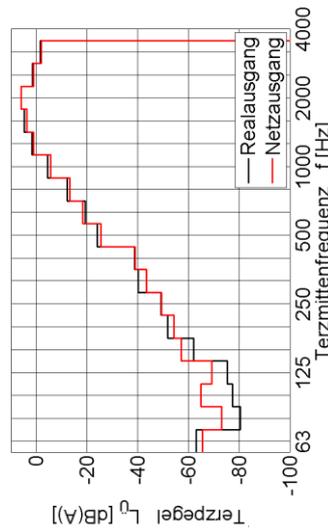


**2. Verifikationsstufe**  
**3000 min<sup>-1</sup>, 160 Nm**

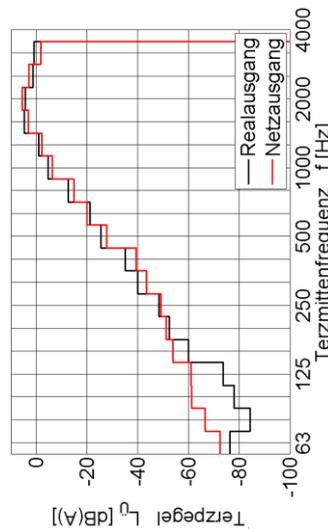


Simulation mit acht getrennten Netzen

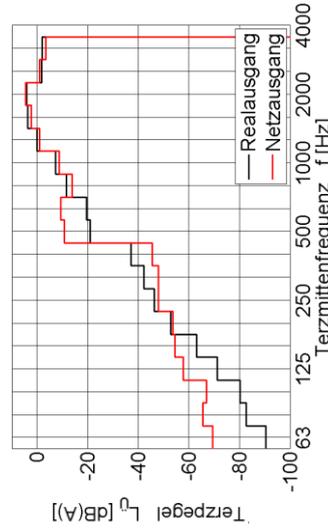
**1. Verifikationsstufe**  
**4000 min<sup>-1</sup>, 160 Nm**



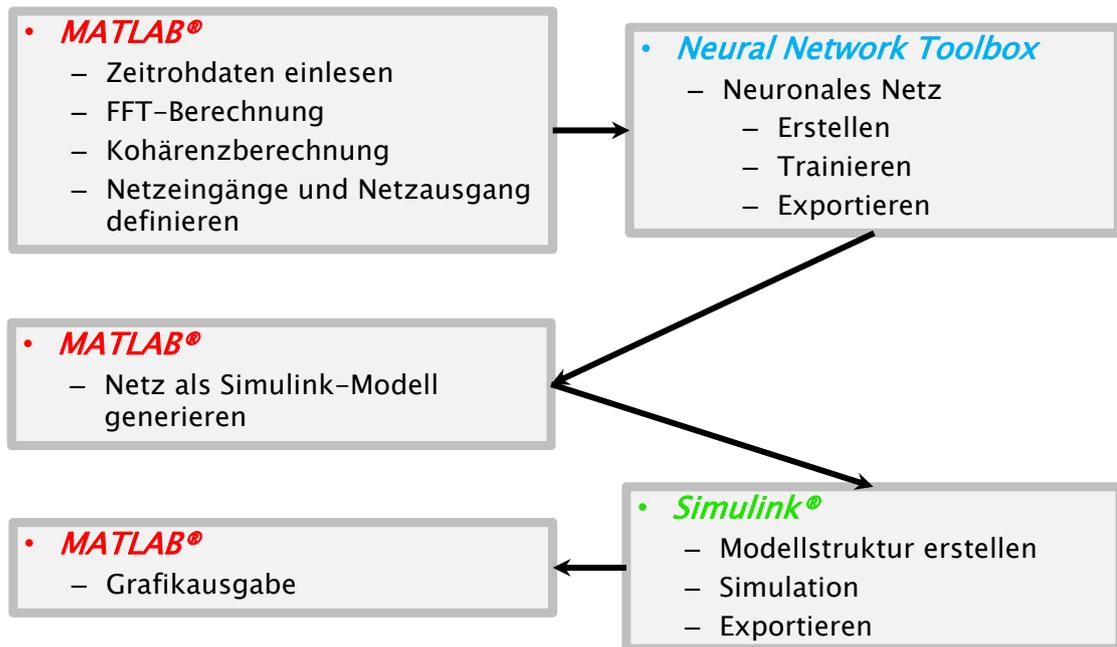
**2. Verifikationsstufe**  
**3500 min<sup>-1</sup>, 160 Nm**



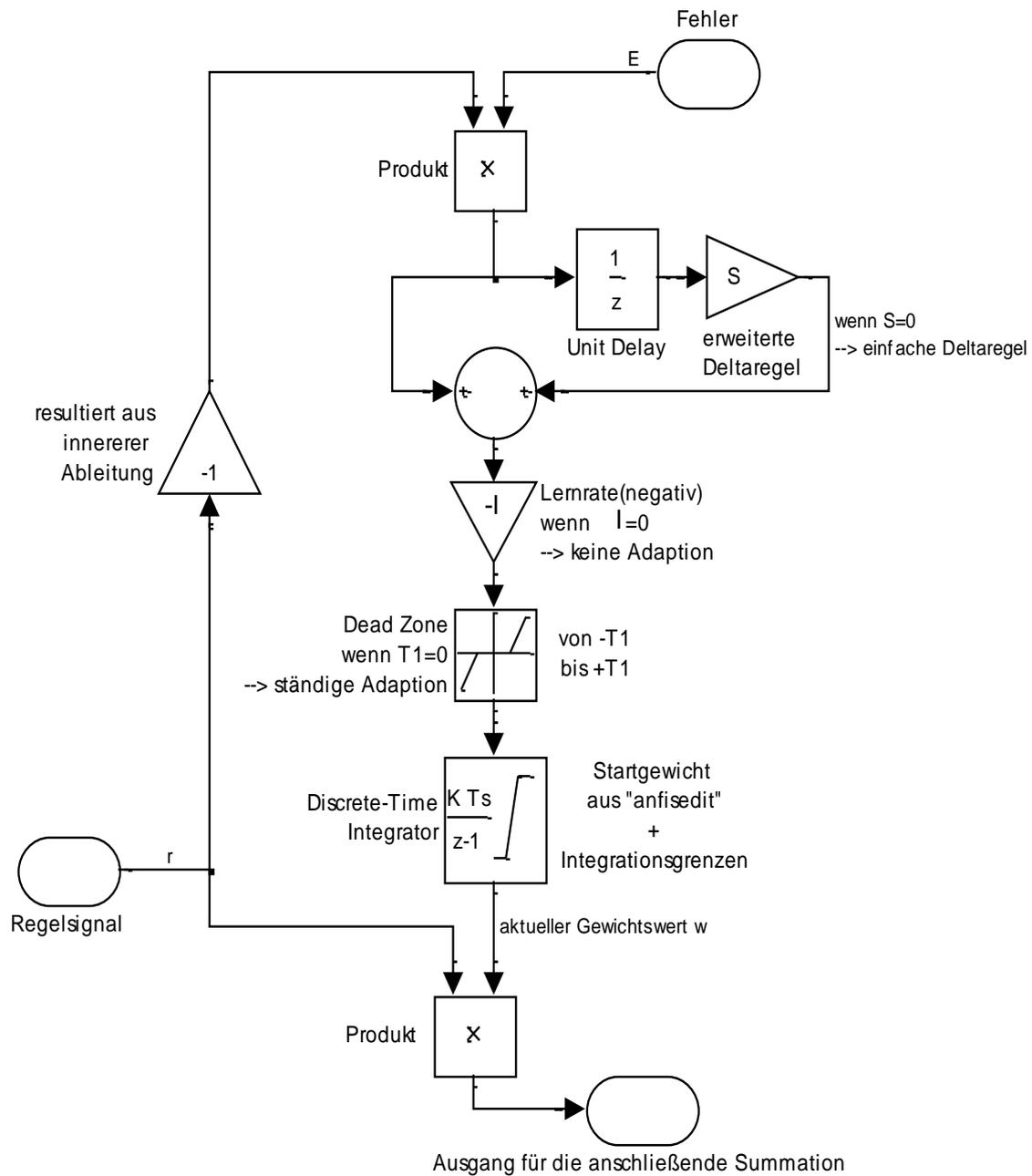
**2. Verifikationsstufe**  
**3000 min<sup>-1</sup>, 160 Nm**



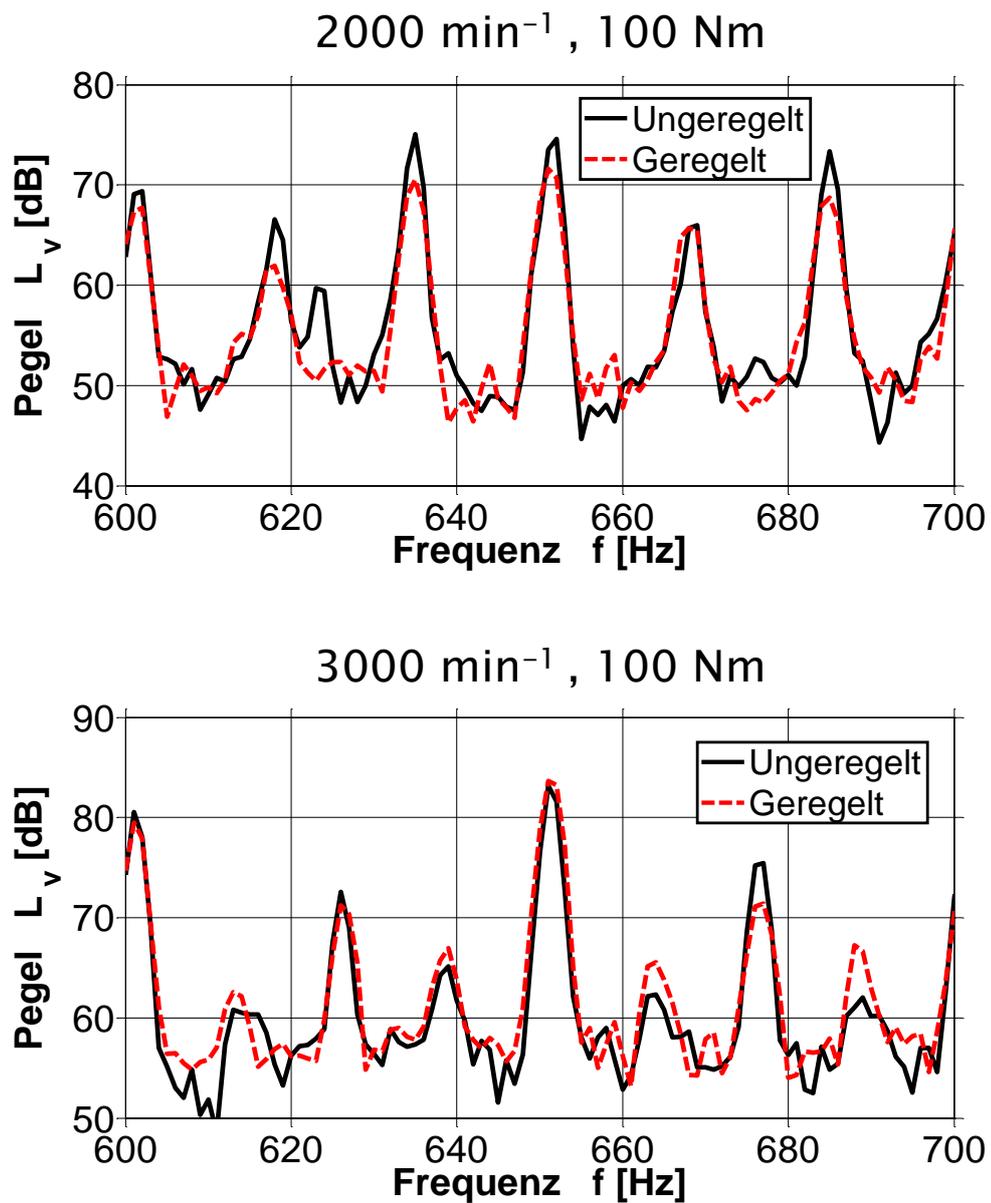
**Abbildung A-5:** Übertragungsfunktionen aus gemessener beziehungsweise simulierter gemittelter Beschleunigung der Druckseite und gemittelterm Zylinderdruck bei beiden Verifikationsstufen (Vergleich Methode 1 (oben) und Methode 2 (unten))



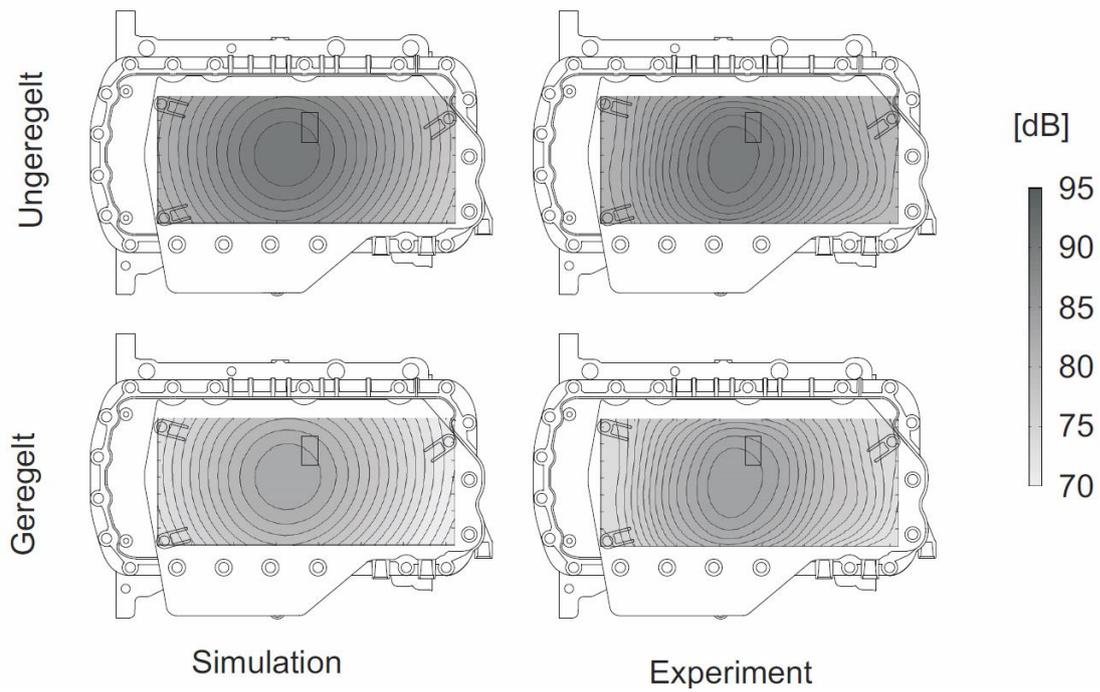
**Abbildung A-6:** Umsetzung der Algorithmen und Modellierungen für die Analyse und Simulation akustischer Motortransferpfade (verwendete Programmbausteine von MATLAB®/Simulink®)



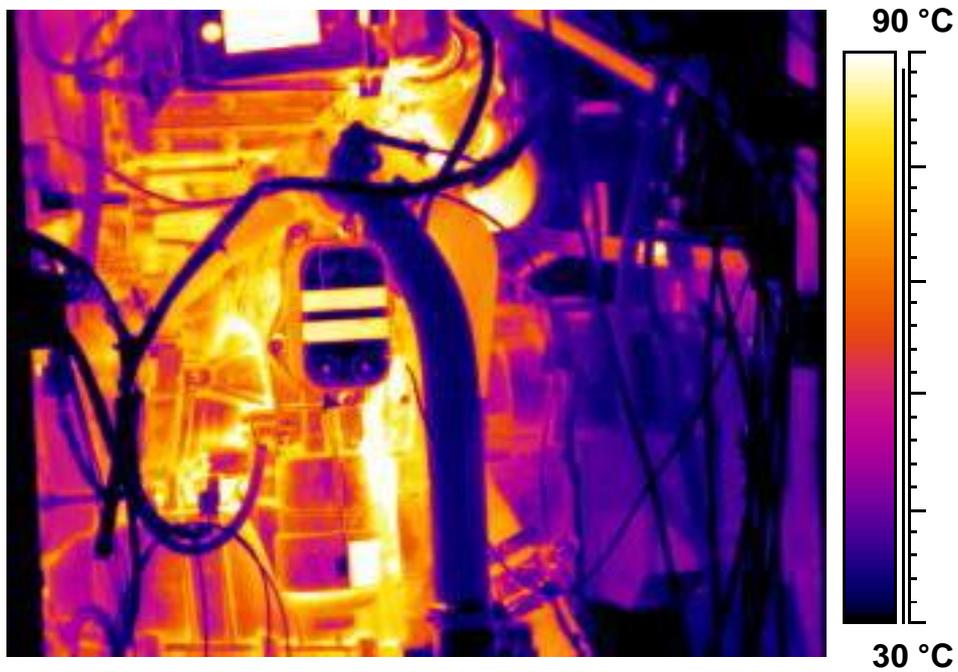
**Abbildung A-7:** Dynamisches Simulink<sup>®</sup>-Modell eines Gewichtblockes (Erweiterte Deltaregel; linker Term aus Gleichung (6-6))



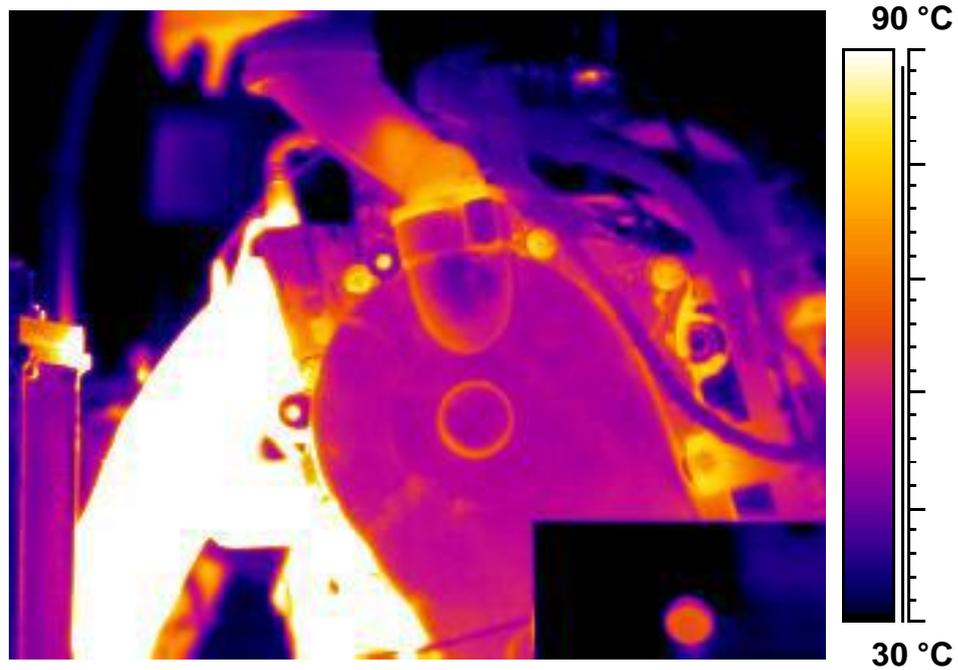
**Abbildung A-8:** Schallschnelle-Verläufe am Ölwanneboden im Bereich der 1. Eigenform bei zwei unterschiedlichen Drehzahlen (adaptive Regelung)



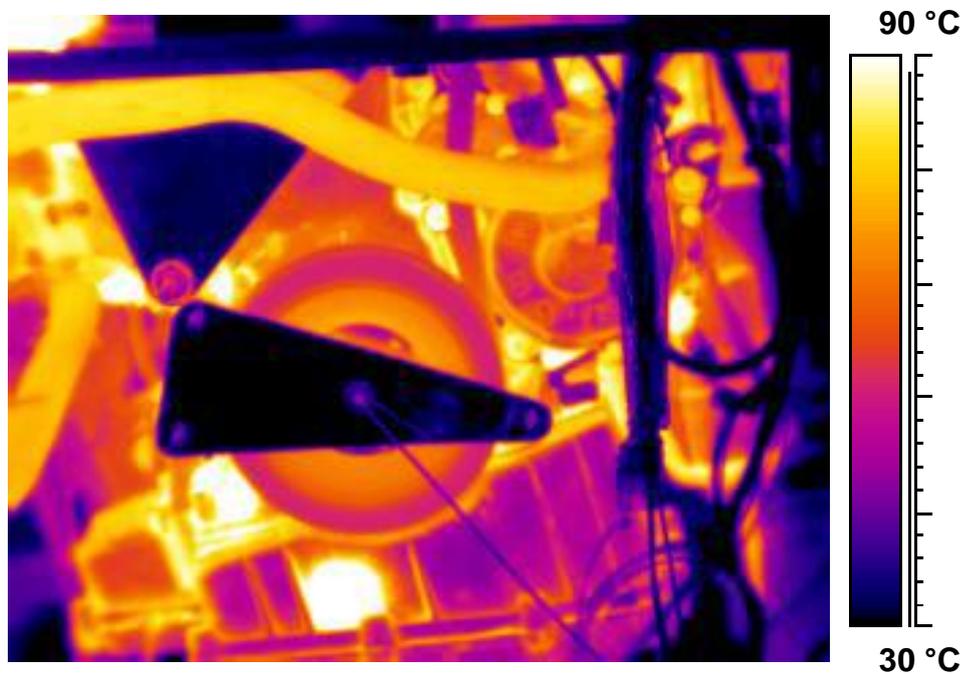
**Abbildung A-9:** Schalldruckverteilungen des Rumpfmotors mit Kunststoffölwanne im Abstand von 50 mm vor dem Ölwanneboden im unregelmäßig und geregelt (zeitinvariante Feedback-Regelung) Zustand bei 534 Hz (1. Bodenmode der Ölwanne)



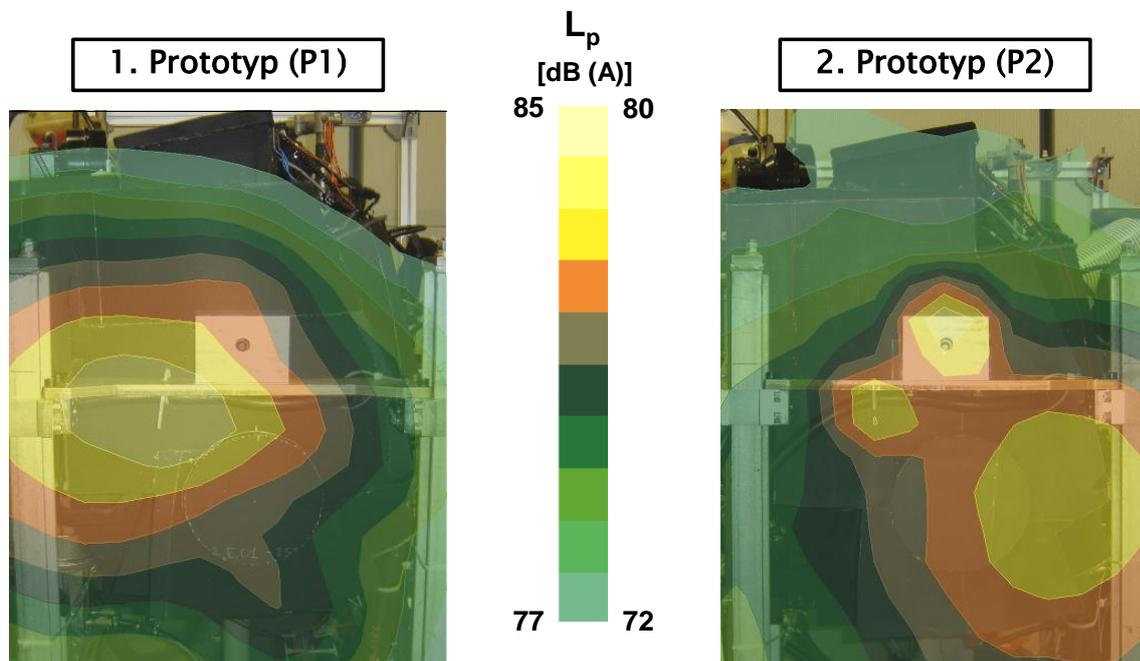
**Abbildung A-10:** Thermografische Aufnahme der ungekapselten Ansaugseite bei einem stationären Betriebspunkt ( $2.500 \text{ min}^{-1}$ , 100 Nm; Motor 3)



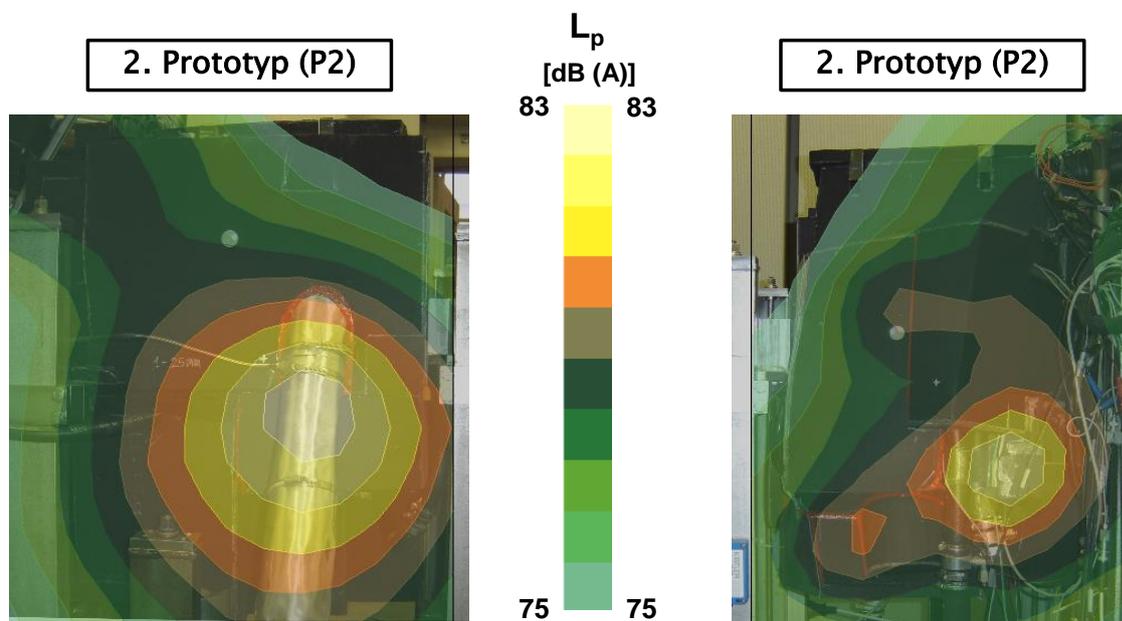
**Abbildung A-11:** Thermografische Aufnahme der ungekapselten oberen Stirnseite bei einem stationären Betriebspunkt ( $2.500 \text{ min}^{-1}$ ,  $100 \text{ Nm}$ ; Motor 3)



**Abbildung A-12:** Thermografische Aufnahme der ungekapselten unteren Stirnseite bei einem stationären Betriebspunkt ( $2.500 \text{ min}^{-1}$ ,  $100 \text{ Nm}$ ; Motor 3)



**Abbildung A-13:** Gemessene Schalldruckverteilungen (600 Hz bis 4 kHz) der Motorstirnseite der Prototypen P1 und P2 im Fernfeld (Messebene 3) bei einem stationären Betriebspunkt (2.500 min<sup>-1</sup>, 100 Nm; Motor 3)



**Abbildung A-14:** Gemessene Schalldruckverteilungen (600 Hz bis 4 kHz) der Abgas-(links) und Ansaugseite (rechts) des Prototyps P2 im Fernfeld (Messebene 3) bei einem stationären Betriebspunkt (2.500 min<sup>-1</sup>, 100 Nm; Motor 3)