

**Beitrag zur experimentellen Ermittlung dynamischer Bauteilinteraktionen  
innerhalb des Kurbeltriebs von Verbrennungsmotoren**

**Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik  
der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung**

**Vorgelegt von**

**Wolfgang Gross  
aus Freudenstadt**

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. M. Bargende  
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. A. Rienäcker

Tag der mündlichen Prüfung: 22.09.2020

Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart  
der Universität Stuttgart

2020



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am **Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS)** der Universität Stuttgart unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Bargende. Ihm gilt mein besonderer Dank für die Betreuung dieser Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. A. Rienäcker danke ich für die Übernahme der Mitberichterstattung sowie für die damit entstandenen Mühen.

Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Ulrich Philipp für das tagtägliche Vertrauen in meine Arbeit, die fachliche Führung und die uneingeschränkte Unterstützung sowie bei Frau Denise Branciforti und den Herren Marco Leonetti, Benjamin Burger und Kevin Huttinger für die tatkräftige Unterstützung, welche ich weit über die Grenzen eines guten Zusammenarbeitens hinaus erfahren durfte. Den Herren Peter Besser und Bernd Ritzl danke ich für die Hilfe bei der Entwicklung der Temperaturkompensation sowie der Unterstützung bei der Applikation jeglicher Messtechnik und stellvertretend für alle Kolleginnen und Kollegen, welche ich hier nicht im Einzelnen aufzählen kann.

Außerdem bedanke ich mich beim **Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi)** für die Finanzierung des Forschungsvorhabens “**Laufzeugdynamik II**”, der **Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen “Otto von Guericke” e.V. (AiF)** und der **Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV)** für das Management sowie allen Mitgliedern des Arbeitskreises für die stets konstruktiven Diskussionen. Besonders bedanke ich mich in diesem Zusammenhang bei Herrn Dr. Harald Stoffels für das vorbildliche Engagement und die Unterstützung als Obmann dieses Vorhabens. Meinen beiden Projektpartnern Konstantin Markstätter und im besonderen Ahmad Rabanizada danke ich für die gute Zusammenarbeit. Herrn Bernd Sihling, **DIAHON Werkzeuge GmbH & Co. KG**, danke ich für die Möglichkeit der Zylinder-Honbearbeitung der eingebauten kapazitiven Sensoren.

Zuletzt möchte ich meiner Familie und allen Freunden danken. Meine Eltern, welche mich unter finanziell schwierigen Voraussetzungen zum Studium er-

mutigt und mich jederzeit unterstützt haben, sind das größte Vorbild für mich. Meine Frau Kristin unterstütze mich über die gesamte Zeit meiner Promotion und half mir immer wieder unsere gemeinsamen Ziele nicht aus den Augen zu verlieren. Ohne Sie hätte ich nicht die Ausdauer und Beharrlichkeit gezeigt, welche zur Fertigstellung dieser Arbeit notwendig gewesen ist. Ich freue mich auf jeden einzelnen Tag in unserer gemeinsamen Zukunft.

Ich widme diese Arbeit meiner Mutter, welche leider viel zu früh von uns gegangen ist. Ich werde dich nie vergessen.

# Abstract

This work deals with the generation and excitation of sound caused by combustion, especially via the internal structure-borne sound path. Modern combustion processes make way to higher efficiency and therefore they have higher maximum pressure gradients in combustion. These pressure gradients serve as broadband excitation for natural vibrations in the crank drive. The vibrations are transmitted from the piston to the connecting rod, the crankshaft and the main bearings to the crankcase. The hydrodynamic bearings with their clearance are responsible for a obvious non-linear transmission behaviour in this way.

A 1.5l DI diesel engine from the Ford Motor Company serves as object of investigation. The engine complies with the Euro 6 emission standard and has a cast aluminium crankcase with a bedplate as support of the crankshaft. At the beginning, all crank drive components are subjected to an experimental modal analysis. In order not only to know the natural frequencies of the individual components, an assembly consisting of a flywheel, crankshaft and connecting rod with pistons of the third cylinder, is also examined modally. The findings of these tests serve to fundamentally classify the frequency ranges for the upcoming motor tests.

An acoustic basic measurement of the series condition in a anechoic engine test bench is the entry point to the engine tests. The system behaviour is examined in more detail using injection variations in the partial load engine operation. The resulting changes in the combustion chamber pressure spectrum are compared with the effects in structure-borne and airborne noise.

As the next focus of the investigation, semiconductor strain gauges are applied to the shaft of the connecting rod. These have a significantly better dynamic behaviour compared to conventional strain gauges. A linkage system, adapted to the big end of the connecting rod is used to transmit the signals from the strain gauges to the measuring system. Due to the high temperature drift of semiconductor strain gauges, it is necessary to develop special electronics for drift compensation in order to achieve optimal signal resolution. Under

assistance of the Wavelet analysis using Morlet wavelets, the effects of the injection variation from the origin in the combustion chamber pressure over the connecting rod expansion to structure-borne noise in the main bearing line and airborne noise can be tracked. The wavelet analysis allows a more detailed view regarding to time and frequency resolution compared to the conventional FFT. As a hardware variant, the connecting rod equipped with measuring technology was reworked. In the area where the strain gauge are applied the shaft of the connecting rod is weakened in such a way that there is a change in transmission behaviour across the connecting rod.

In a final series of engine tests, the lubricating film conditions between the piston skirt and cylinder liner are examined in more detail. A measuring method specially developed for this, which is based on the combined measurement of the gap width between the cylinder liner and piston skirt by means of capacitive and eddy current-based displacement sensors, is used to make a qualitative statement about the amount of lubricating oil in the gap.

The results of this work extend the previously known transmission mechanisms to higher frequencies up to almost 5kHz, and allow an view to the oil filling conditions prevailing on the piston skirt.

# Kurzfassung

Die durch die Verbrennung bedingte Entstehung und Überbartregung von Schall speziell über den inneren Körperschalleitweg ist Gegenstand dieser Arbeit. Moderne Brennverfahren streben eine immer höhere Effizienz an und weisen dadurch immer höhere maximale Druckgradienten in der Verbrennung auf. Diese Druckgradienten dienen als breitbandige Anregung für Eigenschwingungen im Laufzeug. Vom Kolben über das Pleuel, die Kurbelwelle und die Hauptlager bis hin zum Kurbelgehäuse werden die Schwingungen übertragen. Die spielbehafteten, hydrodynamischen Lagerstellen sind dabei für ein deutlich nichtlineares Übertragungsverhalten auf diesem Weg verantwortlich.

Ein 1.5l DI-Dieselmotor der Firma Ford dient dabei als Versuchsträger für die Untersuchungen. Der Motor erfüllt die Euro 6 Abgasnorm und hat ein Aluminiumguss-Kurbelgehäuse mit Bedplate zur Lagerung der Kurbelwelle. Zu Beginn werden alle Triebwerkskomponenten einer experimentellen Modalanalyse unterzogen. Um aber nicht nur die Eigenfrequenzen der Einzelkomponenten zu kennen wird auch ein Zusammenbau aus blockiertem Zweimassenschwungrad, Kurbelwelle und Pleuel mit Kolben des dritten Zylinders modal untersucht. Die Erkenntnisse dieser Untersuchungen dienen einer grundlegenden Einteilung der Frequenzbereiche für die anstehenden motorischen Untersuchungen.

Den Einstieg zu den motorischen Untersuchungen bildet eine akustische Grundvermessung des Serienzustandes im vollreflexionsarmen Motorenprüfstand. Anhand von Einspritzvariationen in Teillastbereich wird das Systemverhalten näher untersucht. Die sich daraus ergebenden Änderungen im Brennraumdruckspektrum werden mit den Auswirkungen im Körper- und Luftschall verglichen.

Als nächsten Untersuchungsschwerpunkt werden Halbleiter-Dehnmessstreifen HL-DMS am Pleuelschaft appliziert. Diese weisen ein deutlich besseres Dynamikverhalten im Vergleich zu herkömmlichen DMS auf. Zur Übertragung der Signale von den DMS an das Messsystem kommt eine unten am großen Pleuelauge angelenkte Kabelschlinge zum Einsatz. Da HL-DMS einem hohen Temperaturdrift unterliegen war es nötig, eine spezielle Elektronik zur Drift-

kompensation zu entwickeln um eine optimale Signalauflösung zu erzielen. Mit Hilfe der Waveletanalyse unter Verwendung von Morlet-Wavelets können die Auswirkungen der Einspritzvariation vom Brennraumdruck über die Pleueldehnung hin zum Körperschall in der Hauptlagergasse bis in den Luftschall nachverfolgt werden. Die Waveletanalyse erlaubt dabei eine deutlich detaillierte Betrachtung hinsichtlich Zeit- und Frequenzauflösung gegenüber der herkömmlichen FFT. Als eine Hardwarevariante wurde das mit Messtechnik ausgerüstete Pleuel nachbearbeitet und der Pleuelschaft im Bereich der DMS so geschwächt, dass sich ein geändertes Übertragungsverhalten über das Pleuel hinweg ergibt.

In einer abschließenden Versuchsreihe werden die Schmierfilmverhältnisse zwischen Kolbenschaft und Zylinderlaufbuchse näher untersucht. Ein speziell dafür entwickeltes Messverfahren, welches auf der kombinierten Messung der Spaltweite zwischen Zylinderrohr und Kolbenhemd mittels kapazitiven und wirbelstrombasierten Wegmesssensoren beruht, wird verwendet um eine qualitative Aussage über das im Spalt befindliche Schmieröl zu treffen.

Die Ergebnisse dieser Arbeit erweitern die bisher bekannten Übertragungsmechanismen hin zu höheren Frequenzen bis fast 5 kHz und erlauben es sich ein Bild über die am Kolbenhemd vorherrschenden Ölfüllungszustände zu machen.







# Inhaltsverzeichnis

Vorwort .....	V
Abstract .....	VII
Kurzfassung .....	IX
<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>XVII</b>
<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>XIX</b>
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik .....</b>	<b>5</b>
2.1 Zusammensetzung des Motorgeräuschs .....	5
2.2 Indirektes Verbrennungsgeräusch .....	6
<b>3 Theoretische Grundlagen .....</b>	<b>9</b>
3.1 Modalanalyse .....	9
3.1.1 Parameterbestimmung bei der experimentellen Modal- analyse .....	11
3.2 Sensorik .....	13
3.2.1 Halbleiter-Dehnungsmessstreifen .....	13
3.2.2 Wirbelstrombasierte Wegmessung .....	15
3.2.3 Kapazitive Wegmessung .....	16
3.2.4 Kombinierte Spaltweitenmessung .....	16
3.3 Signalverarbeitung und Analyseverfahren .....	19
3.3.1 Fast-Fourier-Transformation - FFT .....	19
3.3.2 Kohärenz .....	20
3.3.3 Kurzzeit-Frequenzanalyse .....	21
<b>4 Versuchsträger und Messaufbau .....</b>	<b>23</b>
4.1 Versuchsträger .....	23
4.2 Aufbau am vollreflexionsarmen Motorenprüfstand .....	24

---

<b>5</b>	<b>Durchgeführte Untersuchungen</b>	<b>27</b>
5.1	Experimentelle Modalanalyse	28
5.1.1	Variantendefinition und Bauteildiskretisierung	28
5.1.2	Versuchsdurchführung	30
5.1.3	Analyse	31
5.2	Versuchsreihe 1 - Akustische Basisvermessung	32
5.2.1	Stationäre und quasi-stationäre Kennfeldmessungen	32
5.2.2	Variation des Einspritzbeginn	33
5.3	Versuchsreihe 2 - Schwingungen am Pleuelschaft	36
5.4	Versuchsreihe 3 - Ölangebot zwischen Kolben und Zylinder	38
<b>6</b>	<b>Sensorik und Applikation</b>	<b>39</b>
6.1	Messtechnik in der Experimentellen Modalanalyse	39
6.2	Basisinstrumentierung des Vollmotors	42
6.2.1	Überwachungsgrößen	42
6.2.2	Vibro-Akustik-Messsystem	43
6.2.3	Luft- und Körperschallsensorik	43
6.2.4	Brennraumdruckindizierung	46
6.3	Ausrüstung zur Dehnungserfassung am Pleuel	47
6.3.1	Kompensationsschaltung	49
6.3.2	Messwertübertragungssystem	51
6.4	Kombinierte Spaltweitenmesstechnik	53
6.4.1	Zylinderfeste Sensorapplikation	54
6.4.2	Resultierende Messbereiche	62
<b>7</b>	<b>Ergebnisse</b>	<b>65</b>
7.1	Experimentelle Modalanalyse	65
7.2	Versuchsreihe 1	73
7.2.1	Kennfelduntersuchungen	73
7.3	Versuchsreihe 2	77
7.3.1	Einfluss des Messwertübertragungssystems	78
7.3.2	Ergebnisbewertung der Dehnungsmessung	80
7.3.3	Detailanalyse des inneren Körperschallleitweges	83
7.4	Versuchsreihe 3	89

---

<b>8 Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>95</b>
Literaturverzeichnis .....	97
<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>97</b>
Anhang .....	105
A.1 Experimentelle Modalanalyse .....	105
A.2 Kombinierte Spaltweitenmessung .....	109



# Abbildungsverzeichnis

1.1	Entwicklung des Grenzwertes für das Vorbeifahrtgeräusch von PKW in der EU .....	1
2.1	Zusammensetzung des indirekten Verbrennungsgeräuschs .....	6
3.1	Einmassenschwinger .....	9
3.2	Projektionen der Übertragungsfunktion in Laplace- und Frequenzbereich .....	11
3.4	Viertel-, Halb und Vollbrückenschaltung .....	14
3.5	Prinzip der Ermittlung einer Isolatorstärke im Messspalt .....	17
3.6	Prinzip der Wavelet-Transformation .....	22
4.1	Schematischer Prüfstandaufbau .....	25
5.1	Übersicht der durchgeführten Untersuchungen .....	27
5.2	Knotengeometrie von Schwungscheibe, Kurbelwelle und Pleuel mit Kolben des Zylinder drei .....	30
5.3	Betriebspunkteübersicht im Motorenkennfelds .....	32
5.4	Verschieben des Einspritzbeginns im ECU-Kennfeld .....	34
5.5	Einspritzzeitvariation im Referenzbetriebspunkt .....	35
5.6	Vergleich der Schaftgeometrie beider Pleuelvarianten .....	37
6.1	Signalverarbeitung bei der EMA .....	40
6.2	Modalarbeitsplatz .....	41
6.3	Anordnung von Luft- und Körperschallsensorik .....	44
6.4	Messkette der Brennraumdruckindizierung .....	46
6.5	Positionierung der HL-DMS am Serienpleuel .....	49
6.6	Elektrische Verschaltung der HL-DMS innerhalb der Driftkompensation .....	50
6.7	Messwertübertragungssystem in der Motor-Schnittdarstellung .....	52
6.8	Schnittdarstellung der Applikation .....	55
6.9	Sensordimensionen und -geometrien .....	56
6.10	Masseverbindung .....	58
6.11	Darstellung der Kolbenringfixierung .....	59
6.12	Kapazitive Sensorsignale samt Regressionsgeraden nach der Honbearbeitung .....	60

6.13	Resultierende Messbereiche über den Hubverlauf .....	63
7.1	Signale der experimentellen Modalanalyse des Pleuels.....	65
7.2	Summation aller FRF der experimentellen Modalanalyse des Kolben .....	68
7.3	Summation aller FRF der experimentellen Modalanalyse der Kurbelwelle .....	69
7.4	Hochmode des Pleuel im Zusammenbau .....	73
7.5	Vergleich Drehzahlhochlauf bei 30% Last und einem Lastschnitt bei 1500 min <sup>-1</sup> anhand von Luftschall rechts und links .....	74
7.6	Beschleunigungssignale am Hauptlager in Hubrichtung von Drehzahlhochläufen im Schubbetrieb, Teil- und Volllast .....	75
7.7	Beschleunigungssignale am Hauptlager in Hubrichtung im Lastschnitt 1000, 1500 und 2000 min <sup>-1</sup> .....	76
7.8	Momentenkennfeld .....	77
7.9	Zylinderdruckspektren bei unterschiedlichem Einspitzbeginn .....	78
7.10	Beschleunigungsspektrum am Hauptlager 3 in Hubrichtung .....	79
7.11	Terzspektrum der Beschleunigung am Hauptlager 3 in Hubrichtung..	80
7.12	Verlauf der Dehnungen am Pleuelschaft über ein Arbeitsspiel.....	81
7.13	Einzelspektren von Brennraumdruck und Dehnung am Pleuelschaft..	82
7.14	Terzspektrum der Dehnungen am Pleuel, Betriebspunkt SB .....	82
7.15	Vergleich Serien- und Validierungspleuel .....	83
7.16	Kohärenz zwischen Messsignalen des inneren Körperschallleitwegs in befeuerten Betrieb .....	85
7.17	Kohärenz zwischen Messsignalen des inneren Körperschallleitwegs im Schubbetrieb .....	86
7.18	Wavelet-Analyse des inneren Körperschallleitweg.....	88
7.19	Warm-Laufspiel im Schubbetrieb bei n = 1500 min <sup>-1</sup> .....	90
7.20	Signale der kombinierten Spaltweitenmessung für dpB .....	91
A.1.1	Knotengeometrie des Kolben.....	105
A.1.2	Knotengeometrie des Pleuel .....	105
A.1.3	Knotengeometrie der Kurbelwelle .....	106
A.1.4	Knotengeometrie des Zusammenbau .....	107
A.1.5	Ergebnis der Experimentielle Modalanalyse (EMA) in Form von Knotenverschiebungen der ersten Mode des Pleuels.....	108
A.2.1	Abstandssensoren.....	109



# Tabellenverzeichnis

4.1	Technische Daten des Versuchsträgers .....	23
5.1	Übersicht der modal untersuchten Varianten .....	28
5.2	Übersicht der Test- und Analyseparameter.....	31
5.3	Übersicht der Variation des Einspritzzeitpunktes im Referenzbetriebspunkt bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und 7 bar pmi .....	36
5.4	Übersicht der Versuchsreihe 2 nach Betriebspunkt und Aufbauzustand .....	38
6.1	Hardwareübersicht EMA .....	39
6.2	Relevante Betriebs- und Überwachungsgrößen .....	42
6.3	Spezifikationen des <i>PAK MKII</i> .....	43
6.4	Übersicht der akustischen Basisausrüstung .....	45
6.5	Spezifikationen der Indizier-Komponenten .....	47
6.6	Spezifikation der verwendeten HL-DMS .....	48
6.7	Spezifikation der verwendeten TFV .....	51
6.8	Spezifikationen des Messwertübertragungssystems .....	53
6.9	Merkmale der verwendeten Abstandsensoren .....	54
6.10	Spezifikationen der Spaltweitenmesstechnik .....	61
6.11	Messbereichsübersicht nach Kurbelwinkel .....	62
7.1	Übersicht der ermittelten Mode des Pleuel.....	66
7.2	Übersicht der ermittelten Mode des Kolben .....	67
7.3	Übersicht der ermittelten Mode der Kurbelwelle.....	70
7.4	Übersicht der ermittelten Mode der Zusammenbau Konfiguration.....	72



# Abkürzungsverzeichnis

AiF	Arbeitsgemeinschaft <b>i</b> ndustrieller <b>F</b> orschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V.
APS	Auto <b>P</b> ower <b>S</b> pectrum
BEV	<b>B</b> attery <b>E</b> lectric <b>V</b> ehicle
BMWi	<b>B</b> undes <b>m</b> inisterium für <b>W</b> irtschaft und <b>E</b> nergie
CDM	<b>C</b> rank <b>D</b> egree <b>M</b> arker
CPS	<b>C</b> ross <b>P</b> ower <b>S</b> pectrum
DI	<b>D</b> irect <b>I</b> njection
DMS	<b>D</b> ehnung <b>m</b> ess <b>s</b> treifen
DS	<b>D</b> ruck <b>S</b> eite
DSP	<b>D</b> igitale <b>S</b> ignal <b>p</b> rozessor
ECE	<b>E</b> conomic <b>C</b> ommission for <b>E</b> urope
ECU	<b>E</b> ngine <b>C</b> ontrol <b>U</b> nit
EHD	<b>E</b> lasto <b>H</b> ydro <b>d</b> ynamik
EMA	<b>E</b> xperimentielle <b>M</b> odal <b>a</b> nalyse
EU6	Abgasnorm der <b>E</b> uropäischen <b>U</b> nion <b>6</b>
FEM	<b>F</b> inite- <b>E</b> lemente- <b>M</b> ethode
FFT	<b>F</b> ast <b>F</b> ourier <b>T</b> ransformation
FKFS	<b>F</b> orschungsinstitut für <b>K</b> raftfahrwesen und <b>F</b> ahrzeugmotoren Stuttgart
FRF	<b>F</b> requency <b>R</b> esponse <b>F</b> unction
FSO	<b>F</b> ull <b>S</b> cale <b>O</b> utput
FVV	<b>F</b> orschungsvereinigung <b>V</b> erbrennungskraftmaschinen e.V.
GDS	<b>G</b> egen <b>D</b> ruck <b>S</b> eite
GOT	<b>G</b> aswechsel- <b>O</b> berer <b>T</b> otpunkt

HCCI	<b>H</b> omogeneous <b>C</b> harge <b>C</b> ompression <b>I</b> gnition
HL-DMS	<b>H</b> albleiter <b>D</b> ehnung <b>S</b> mess <b>S</b> treifen
ICEV	<b>I</b> nternal <b>C</b> ombustion <b>E</b> ngine <b>V</b> ehicle
ICP	<b>I</b> ntegrated <b>C</b> ircuit <b>P</b> iezoelectric
IEPE	<b>I</b> ntegrated <b>E</b> lectronics <b>P</b> iezo <b>E</b> lectric
IFS	<b>I</b> nstitut für <b>F</b> ahrzeug <b>T</b> echnik <b>S</b> tuttgart
IMEP	<b>I</b> ndicated <b>M</b> ean <b>E</b> ffective <b>P</b> ressure
IVK	<b>I</b> nstitut für <b>V</b> erbrennungsmotoren und <b>K</b> raftfahrwesen
LDR	<b>L</b> igh <b>T</b> <b>D</b> ependent <b>R</b> esistor
LED	<b>L</b> igh <b>T</b> <b>E</b> mitting <b>D</b> iode
MCU	<b>M</b> icro <b>C</b> ontroller <b>U</b> nit
MIF	<b>M</b> ode <b>I</b> ndicator <b>F</b> unction
MKS	<b>M</b> ehr- <b>K</b> örper <b>S</b> imulation
NVH	<b>N</b> oise <b>V</b> ibration <b>H</b> arshness
OHC	<b>O</b> ver <b>H</b> ead <b>C</b> amshaft
OT	<b>O</b> berer <b>T</b> otpunkt
PEEK	<b>P</b> oly <b>e</b> ther <b>e</b> ther <b>k</b> eton
PKW	<b>P</b> ersonen <b>K</b> raft <b>W</b> agen
PPRR	<b>P</b> eak <b>P</b> ressure <b>R</b> ise <b>R</b> ate
PRR	<b>P</b> ressure <b>R</b> ise <b>R</b> ate
Pt100	<b>P</b> latin <b>W</b> iderstand <b>t</b> hermometer <b>T</b> yp 100
PWM	<b>P</b> uls <b>w</b> eiten <b>m</b> odulation
SD	<b>S</b> tability <b>D</b> iagram
SDOF	<b>S</b> ingle <b>D</b> egree <b>O</b> f <b>F</b> reedom
STFFT	<b>S</b> hort <b>T</b> ime <b>F</b> ast <b>F</b> ourier <b>T</b> ransformation
SUMFRF	<b>S</b> ummation <b>F</b> requency <b>R</b> esponse <b>F</b> unction
TFV	<b>T</b> räger <b>F</b> requenz <b>V</b> erstärker

---

ThE	<b>Th</b> ermo <b>E</b> lement
TRG	Combustion Cycle <b>T</b> ri <b>G</b> ger
UT	<b>U</b> nterer <b>T</b> otpunkt
VM	<b>V</b> erbrennung <b>m</b> otor
VTG	<b>V</b> ariabler <b>T</b> urbinen <b>G</b> eometrie
ZMS	<b>Z</b> wei <b>M</b> assen <b>S</b> chwungscheibe
ZOT	<b>Z</b> ünd- <b>O</b> berer <b>T</b> otpunkt



# Symbolverzeichnis

## Lateinische Buchstaben

---

$A$	Fläche	$\text{m}^2$
$C$	Kapazität	F
$c$	Dämpfungskonstante	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$c_k$	kritische Dämpfungskonstante	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$d$	Abstand	m
$F$	Kraft	N
$f$	Frequenz	Hz
$f_m$	Mittenfrequenz	Hz
$f_o$	obere Grenzfrequenz	Hz
$f_u$	untere Grenzfrequenz	Hz
$h$	Transferfunktion	-
$k$	Federsteifigkeit	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-2}$
	$k$ -Faktor	-
$l$	Länge	m
$m$	Masse	g
$N$	Blocklänge	-
$p$	Polstelle	-
$R$	Widerstand	$\Omega$
$M$	Motormoment	Nm
$n$	Motordrehzahl	$\text{min}^{-1}$
$t$	Zeit	s
$U$	Spannung	V
$x$	Weg, Verschiebung	m
$X_c$	Blindwiderstand	$\Omega$

## Griechische Buchstaben

---

$\alpha$	Fahrpedalwert	%
$\varepsilon$	Dehnung	$\mu\text{m} \cdot \text{m}^{-1}$
$\varepsilon_0$	Permittivität des Vakuums	$\text{F} \cdot \text{m}^{-1}$

---

$\varepsilon_r$	Permittivität	$F \cdot m^{-1}$
$\gamma_{XY}$	Kohärenz zwischen Signal $X$ und $Y$	-
$\omega_0$	ungedämpfte Modalfrequenz	Hz
$\omega_d$	gedämpfte Modalfrequenz	Hz
$\omega_n$	natürliche ungedämpfte Modalfrequenz	Hz
$\varphi$	Kurbelwinkel	$^{\circ}KW$
$\sigma$	Modaldämpfung	$kg \cdot s^{-1}$
$\zeta$	Dämpfungsgrad	-

---

### Indizes

---

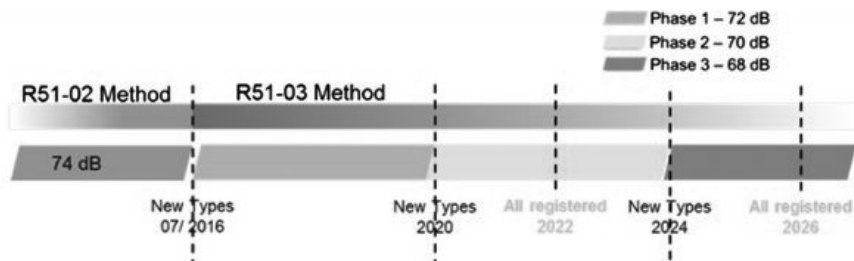
0	grundzustand
A	Ausgang
A10	bei einer Amplitudenabweichung bis 10%
B	Brücken
capa	kapazitiver Sensor
eddy	Wirbelstromsensor
ges	gesamt
Iso	Isolator
L	Luft



# 1 Einleitung

Das von einem Fahrzeug verursachte zulässige Außengeräusch ist in Europa über die Verordnung der Europäischen Wirtschaftskommission (**E**conomic **C**ommission for **E**urope (ECE)) mit der Nummer 51.03 (ECE-R51.03) aus dem Jahr 2016 geregelt. Die dort festgelegte sukzessive Reduzierung des in der ISO 362 [15] beschriebenen Vorbeifahrtgeräuschs umfasst drei Phasen, **Abbildung 1.1**.

Seit dem Beginn dieser Arbeit im Jahr 2014 hat sich der zulässige Geräuschpegel bis zum jetzigen Zeitpunkt bereits von 74 auf 70 dB(A) verringert und wird sein aktuell festgelegtes Minimum von 68 dB(A) im Jahr 2024 erreichen. Diese Verringerung um sechs dB(A) entspricht einer Reduktion des zulässigen Geräuschpegel auf nur noch ein Viertel innerhalb von acht Jahren.



**Abbildung 1.1:** Entwicklung des Grenzwertes für das Vorbeifahrtgeräusch von PKW in der EU [8]

Im Vergleich zur Vorgängerverordnung ECE-R51.02 hat das Reifengeräusch zwar einen höheren Stellenwert, jedoch hat der Antriebsstrang nach einer in [29] veröffentlichten Analyse mit 60 % immer noch den größten Anteil am Vorbeifahrtgeräusch.

Das Antriebsstranggeräusch setzt sich aus den Anteilen von Motor, Getriebe, Kardan- und Antriebswellen sowie Strömungs- und Mündungsgeräuschen von Ansaug- und Abgasanlage zusammen. Das Motorgeräusch ist vor allem bei niedrigen und mittleren Geschwindigkeiten sowie hohen Lasten der dominierenden

Anteil am Gesamtgeräusch [64] und lässt sich in einen direkten und indirekten Anteil unterteilen. Aufgrund der prinzipbedingt hohen Energieumsatzraten stellt der Dieselmotor seit jeher die größeren Anforderungen an die Akustik. Das dem indirekten Motorgeräusch zuzuordnende Verbrennungsgeräusch wird nicht als direkter Luftschall erzeugt sondern hat seinen Ursprung im Brennraum und wird als Körperschall über die Motorstruktur an die Oberfläche übertragen und dort abgestrahlt. Dabei erfolgt eine weitere Aufteilung in den äußeren und inneren Körperschallleitweg. Der äußere Körperschallleitweg ist gekennzeichnet durch die direkte Übertragung aus dem Brennraum über den Zylinderkopf und das Kurbelgehäuse während der innere Körperschallleitweg über Kolben, Kolbenbolzen, Pleuel, Kurbelwelle und Hauptlager in das Kurbelgehäuse und die Ölwanne führt. Ungefähr 75 % des von der Motoroberfläche abgestrahlten Verbrennungsgeräuschs erfolgt dabei über den inneren Körperschallleitweg [30]. Zum direkten Verbrennungsgeräusch addieren sich nichtlineare Anteile in den mit Spiel versehenen und hydrodynamisch gekoppelten Komponenten des Kurbeltriebs. Dieses Phänomen ist ursächlich für das indirekte Verbrennungsgeräusch. Es ist infolge der hohen Druckgradienten besonders bei Dieselmotoren stark ausgeprägt, von breitbandiger Charakteristik und wird aus akustischer Sicht als Dieselnageln bezeichnet.

Seit der Einführung der Abgasemissionsnorm Euro 1 im Jahr 1992 [5] wurden die gesetzlich zugelassenen Grenzwerte für Schadstoffemissionen von **P**ersonen **K**raft **W**agen (PKW) schrittweise reduziert. Die Einhaltung dieser Abgasnormen erfordert eine stetige Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors in allen Bereichen. Insbesondere die Einführung der **D**irect **I**njection (DI) eröffnet enorme Potentiale bei der Entwicklung von Brennverfahren, welche beginnend bei Dieselmotoren zwischenzeitlich auch bei Ottomotoren zum Standard gehört. Bei der Suche nach den optimalen Verbrennungsparameter konkurrieren Effizienz, Emission und Akustik in direkter Weise und können daher nicht losgelöst voneinander betrachtet werden. Maßnahmen zur Angleichung der Wirkungsgradunterschiede zwischen Otto- und Dieselmotor sorgen für eine Übertagung der Abgasemission- und Geräuschproblematik auf den Ottomotor [6]. Alternativ entwickelte oder in der Entwicklung befindliche Brennverfahren mit kurzer Brenndauer wie zum Beispiel **H**omogeneous **C**harge **C**ompression **I**gnition (HCCI) [59] und Ottomotoren mit Vorkammerzündung [7], [21] und [56] weisen auch alle aus akustischer Sicht ungünstige, hohe Druckgradienten auf. Das sich dieser Trend hin zu steigenden Druckgradienten bei Ottomotoren nicht nur

---

auf die Brennverfahrensentwicklung beschränkt sonder sich auch bei Serienfahrzeugen niederschlägt belegen Daten des SONAR Benchmarks, welche eine Verdopplung des maximalen Druckgradienten zwischen 1998 und 2018 aufzeigen [60]. Bei den aktuell angewandten Methoden zur Verbrauchsreduzierung wie Downsizing und Downspeeding sorgt die Steigerung des Einlassdrucks gemäß [52] und [57] ebenfalls für erhöhte Verbrennungsdruckanstiege. Diese sind akustisch so dominierend, dass die primär durch Downspeeding mögliche Reduzierung der mechanischen Geräusche überkompensiert wird [52]. Insgesamt resultiert dadurch also auch bei Ottomotoren eine stärkere Anregung von direktem und indirektem Körperschallleitweg damit eine merkliche Erhöhung des Motorgeräuschs bei gleichzeitiger Verschärfung der EU-Grenzwerte.

Neben diesen technischen und gesetzlichen Randbedingungen sorgt ein weiterer aktueller Aspekt für einen gesteigerten Fokus auf das Antriebsgeräusch von Verbrennungsmotoren. Im Wettbewerb zu batterieelektrischen Fahrzeugen, **B**attery **E**lectric **V**ehicle (BEV), spielen neben der lokalen Emissionsfreiheit immer mehr auch die Unterschiede im Komfort eine steigende Rollen bei der Kaufentscheidung. Vor allem im urbanen Umfeld mit einer hohen Anzahl an Beschleunigungsvorgängen besitzt ein BEV deutliche akustische Vorteile gegenüber einem **I**nternal **C**ombustion **E**ngine **V**ehicle (ICEV) [18].

Die Anforderungen sind also klar. Eine akustische Beurteilung von neuen Motorgeneration muss bereits zusammen mit der Brennverfahrensentwicklung beginnen, um im Zielkonflikt mit Emissionen und Effizienz konkurrieren zu können.

Moderne Programme zu **M**ehr-**K**örper **S**imulation (MKS) berücksichtigen innerhalb der mit Schmieröl versorgten Lagerungen die **E**lasto **H**ydro**d**ynamik (EHD) und sind daher in der Lage, Prognosen hinsichtlich Körper- und Luftschallabstrahlung bereits während dieser frühen Entwicklungsphase zu ermöglichen [41]. Speziell in Frequenzbereichen mit starker Beteiligung von Eingschwingungen, wie es z.B. oberhalb von 3000 Hz der Fall ist, weisen diese bis dato jedoch noch nicht erschlossene Potentiale auf [19].

Das Ziel dieser Arbeit ist es, anhand experimentellen Untersuchungen an einem aktuellen Serien-Dieselmotor der Schadstoffklasse Euro 6 durch Entwicklung neuer Messmethoden sowie mittels verbesserter Analysetechniken eine weiterführende Kenntnis über die verbrennungsinduzierten Schwingungsvorgänge im Kurbeltrieb zu erlangen und entsprechende Validierungsdaten für die Optimierung von Simulationsmodellen bereitzustellen.

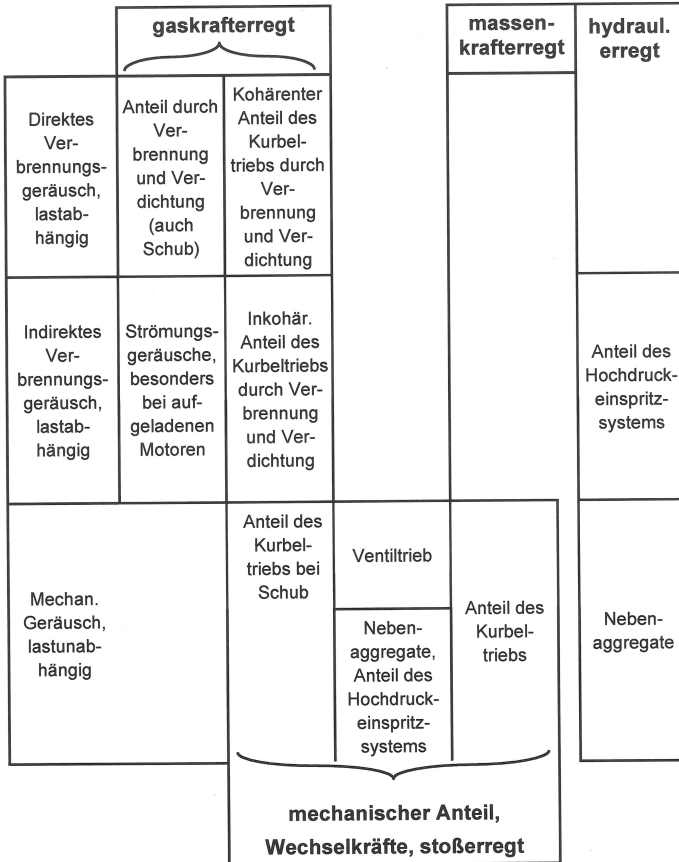


## 2 Stand der Technik

### 2.1 Zusammensetzung des Motorgeräuschs

Das als Luftschall messbare Motorgeräusch wird in der Literatur grundsätzlich in einen direkten und einen indirekten Anteil unterteilt. Der direkte Anteil umfasst alle direkt als Luftschall erzeugten Bestandteile wie Luftwirbelgeräusche von drehenden Bauteilen oder Pulsationsgeräusche aus Ansaug- oder Abgasmündungen [23]. Der indirekte Anteil setzt sich aus mechanischen Anteilen und dem Verbrennungsgeräusch zusammen, welche Schwingungen zuerst in die Motorstruktur übertragen und dann, von der Motoroberfläche abgestrahlt, als Luftschall wahrzunehmen sind [36].

In **Abbildung 2.1** ist die Aufteilung des indirekten Motorgeräuschs detailliert dargestellt und hinsichtlich des Ursprungs der Erregung ergänzt. Dem mechanischen Geräusch werden hierbei in erster Linie stoßerregte Geräuschanteile von Ventiltrieb und diversen Peripheriesystemen wie dem Einspritzsystem sowie massenkraft- und stoßerregte Anteile des Kurbeltriebs zugeordnet. Ebenfalls ist der gaskrafterregte Anteil des Kurbeltriebs bei Schub Teil des mechanischen Geräusches. Die restlichen Geräuschanteile des Kurbeltriebs finden in der Verbrennung ihren Ursprung, sind damit lastabhängig und werden als gaskrafterregt bezeichnet. Hierbei wird wiederum zwischen einem zur Verbrennung kohärenten und einem zur Verbrennung inkohärenten Anteil unterschieden.



**Abbildung 2.1:** Zusammensetzung des indirekten Verbrennungsgeräuschs nach [17]

## 2.2 Indirektes Verbrennungsgeräusch

Hinsichtlich dem zur Verbrennung inkohärenten Anteil des Kurbeltriebs beschäftigt z.B. [61] damit, anhand einer berechneten Kolbensekundärbewegung,

konstruktive Parameter zur Reduzierung des vom Kolben verursachten Geräuschs zu erarbeiten. Diverse weitere Arbeiten mit experimentellem Schwerpunkt wie beispielsweise [24] oder [40] befassen sich fortan mit diesem durch den Anlagewechsel des Kolbens im Zylinder verursachten Bestandteil. Dieser ist vor allem im **Zünd-Oberer Totpunkt (ZOT)** aufgrund der anliegenden Gasdruckkraft dominant und bildet den äußeren Körperschallleitweg welcher sich vom Brennraum ausgehend über dessen statisch begrenzende Komponenten Kurbelgehäuse und Zylinderkopf bis zur Motoroberfläche erstreckt.

Eine um 10 dB erhöhte Anregung durch die Verbrennung aufgrund der Einführung von DI-Dieselmotoren Ende der 80er Jahre, [49], rückt den inneren Körperschallleitweg immer mehr in den Fokus der Untersuchungen zum indirekten Verbrennungsgeräusch. Arbeiten wie [58], [2] oder [17] beschäftigen sich intensiv damit den über den Kolben, den Pleuel und die Kurbelwelle an das Kurbelgehäuse übertragenen Körperschall zu beschreiben. Die Hauptlager als Schnittstelle zwischen den bewegten Kurbeltriebkomponenten und dem Kurbelgehäuse spielen dabei neben dem Diesel auch für Ottomotoren eine bedeutende Rolle im akustischen Gesamtverhalten [51].

Fortschritte in anderen Bereichen der Motorenentwicklung, wie beispielsweise die Einführung der Common-Rail Technologie im Jahr 1997, bilden den Anstoß dafür, wie z.B. [20], die bereits bekannten Mechanismen unter geänderten Randbedingungen neu zu untersuchen. Kurz darauf erlauben die gestiegenen Rechenleistungen neuartige computerbasierte Simulationstechniken wie z.B. die Darstellung hydrodynamischer Lagerungen mittels EHD-Methoden in [46] oder [13]. Diese unter dem Überbegriff **Finite-Elemente-Methode (FEM)** zusammengefasste Methodiken bieten ein enormes Potential zur Simulation des gesamten Verbrennungsgeräuschs. Parallel werden ebenfalls neue Analysemethoden entwickelt und auf die Vorgänge im inneren Körperschallleitweg angewandt, sodass es z.B. in [55] möglich ist durch eine Kurz-Band-Modulations-Analyse ein Diesel-Knock-Index zu ermitteln. Auch immer aufwändigere Brennverfahren fordern z.B. in [23] eine Abkehr von einem gesamt gültigen Strukturübertragungsmaß über den gesamten Betriebsbereich hin zu einem mehrdimensionalen Strukturübertragungsmaß für Dieselmotoren welches Last- und Drehzahleinflüsse mitberücksichtigt.

Steigende Kundenanforderungen an den Fahrkomfort erfordern in [3] eine systematische Ermittlung der Bewertung von speziell impulsartigen Störgeräuschen, wie dies neben meist mechanischen Geräuschen eben auch das um-

gangssprachliche Dieselnageln darstellt. Die dort vorgestellten Klassierungen von Störgeräuschen ermöglicht es noch gezielter entsprechende Geräuschemuster zu lokalisieren und zu beseitigen. In [62] werden die Einflüsse von thermodynamischen Effekten der Verbrennung unter instationären Bedingungen auf das Verbrennungsgeräusch untersucht. Die Verbreitung der DI-Technologie innerhalb der Ottomotoren führt dazu, dass sich diese hinsichtlich von maximal auftretenden Verbrennungsdruckgradienten immer mehr an Dieselmotoren annähern [57].

Diverse Arbeiten, darunter [26], [27] und [31], beschäftigen sich daher in der Zwischenzeit wieder intensiv mit dem Anteil von Eigenschwingungen innerhalb des inneren Körperschalleitwegs. Im Fall von [26] werden experimentelle Untersuchungen und analytische Methoden in enger Zusammenarbeit für eine gesamtheitliche Methodenentwicklung verwendet, während in [31] mögliche Maßnahmen zur Reduzierung der auftretenden Bauteilschwingungen in einen Schwingungsdämpfer im Kolbenbolzen münden.

Dreidimensionale EHD-Mehrkörper-Simulationsmodelle des gesamten Verbrennungsmotors, wie in [19], erlauben z.B. Aussagen über Schwingungen am Hauptlager von bis zu 4 kHz. In [41] können Schalldruckverteilungen am Kurbelgehäuse für unterschiedliche Kurbeltriebkonfigurationen bis 2 kHz simuliert und miteinander verglichen werden.

Dem direkten Zusammenhang zwischen Verbrennungsbeginn und dem daraus resultierenden Motorgeräusch wird in [54] versucht Rechnung zu tragen, indem Körperschallsensoren am Kurbelgehäuse als zusätzliche Eingangsgröße zur bisher meist rein verbrauchs- und emissionsgetriebenen Regelung bzw. Applikation der Einspitzparameter im Steuergerät herangezogen werden. Dieser Konflikt zwischen CO<sub>2</sub>- und Schadstoffausstoß sowie Noise Vibration Harshness (NVH)-Gesichtspunkten, in welchem sich die Akustik bisher immer an zweiter Stelle wiederfindet, [54], wird nach [22] durch Downspeeding noch weiter verschärft, da die Betriebszustände bei niedrigen Drehzahlen und mittleren bis hohen Drehmomenten zunehmen.



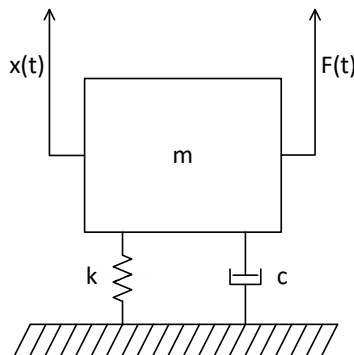
# 3 Theoretische Grundlagen

## 3.1 Modalanalyse

Als Modalanalyse bezeichnet man „die Ermittlung der Modalparameter einer Struktur“ um „das dynamische Verhalten einer Struktur zu beschreiben„[50]. Am Beispiel eines in **Abbildung 3.1** dargestellten Einmassenschwingers der Masse  $m$ , einer Federsteifigkeit  $k$  und einer viskosen Dämpfungskonstante  $c$  sowie nur einem Freiheitsgrad in  $x$ -Richtung ergibt sich die Bewegungsgleichung infolge einer Auslenkung aus der Ruhelage durch eine Kraft  $F(t)$  zu

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t). \quad \text{Gl. 3.1}$$

Dieser Fall wird auch **Single Degree Of Freedom (SDOF)** System genannt und kann bei Strukturen mit geringer modalen Koppelung, also ausreichend voneinander entfernten Moden ohne gegenseitige Beeinflussung, als Grundlage für die Modeidentifikation herangezogen werden.



**Abbildung 3.1:** Einmassenschwinger

Die Laplace-Transformierte von **Gl. 3.1** ergibt dabei folgende Form:

$$(ms^2 + cs + k)x(s) = F(s) \quad \text{Gl. 3.2}$$

Als reine Systemparameter lassen sich zwei der drei Modalparameter durch Bestimmung der Eigenwerte  $s_{1,2}$ , auch Polstellen  $p_{1,2}$  genannt, von **Gl. 3.2** für  $F(s) = 0$  und der Annahme eines stabilen Systemverhaltens, direkt aus

$$p_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} = -\sigma \pm j\omega_d \quad \text{Gl. 3.3}$$

als Modaldämpfung

$$\sigma = -\text{Re}\{s\} = \frac{c}{2m} = \zeta \omega_n \quad \text{Gl. 3.4}$$

und als Modal- oder Eigenfrequenz

$$\omega_d = \text{Im}\{s\} = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} = \sqrt{\omega_n^2 - \sigma^2} \quad \text{Gl. 3.5}$$

beschreiben. [50]

Die kritische Dämpfung  $c_k$  im Resonanzfall lässt sich aus **Gl. 3.3** bestimmen und liegt bei  $c = c_k = 2\sqrt{km}$ . Für Dämpfungen von  $c < c_k$  wird das System durch seine Steifigkeit bestimmt und es ergeben sich entsprechend komplexe Eigenwerte. Übersteigt die Dämpfung den kritischen Wert klingt das System abhängig von seiner Masse aperiodisch ab. Nach [4] kann für einen Dämpfungsgrad von  $\zeta = c/c_k \leq 0.1$  die gedämpfte Eigenfrequenz  $\omega_d$  gleich der natürlichen ungedämpften Eigenfrequenz  $\omega_n$  angenommen werden.

Für ein lineares und zeitinvariantes System welches dem Prinzip der Kausalität unterliegt lässt sich nach Einführung der sogenannten Übertragungs- oder Transferfunktion  $h(s)$  die Modenform als dritter Modalparameter z.B. durch eine Verschiebung  $x(s)$  nach

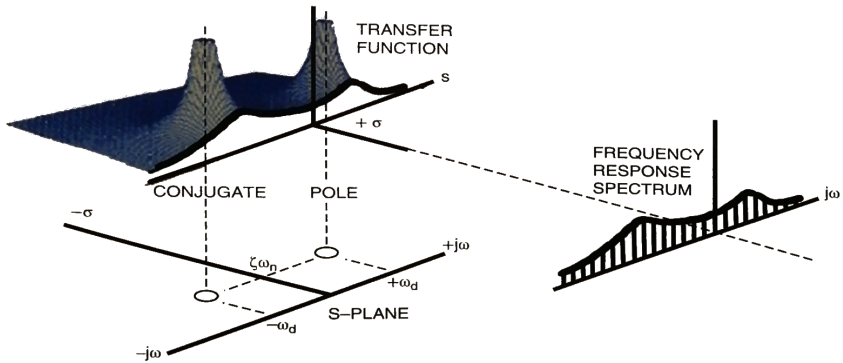
$$x(s) = h(s)f(s), \quad \text{Gl. 3.6}$$

ermitteln. Es gilt:

$$h(s) = \frac{1}{(ms^2 + cs + k)} = \frac{x(s)}{f(s)}. \tag{Gl. 3.7}$$

### 3.1.1 Parameterbestimmung bei der experimentellen Modalanalyse

Bei einer experimentellen Modalanalyse wird umgekehrt vorgegangen und das System durch die messtechnische Erfassung der aufgebrachten Kraft  $F(t)$  sowie der Verschiebungen  $x(t)$  im Zeitbereich beschrieben. Nach Transformation in den Frequenzbereich durch Anwendung der **Fast Fourier Transformation (FFT)** können dann die Polstellen der komplexen Übertragungsfunktion  $h(j\omega)$  gemäß **Abbildung 3.2** aus den einzelnen sogenannten **Frequency Response Function (FRF)**, welche ebenfalls komplexe Funktionen darstellen, ermittelt werden.



**Abbildung 3.2:** Projektionen der Übertragungsfunktion in Laplace- und Frequenzbereich [4]

Die Modalfrequenz  $\omega_d$  kann z.B. sehr einfach durch die Bestimmung des Maximums (Peak Piking) aus der errechneten Amplitude der FRF ermittelt werden. Die Modaldämpfung kann ebenfalls im Frequenzbereich durch Anwendung der  $-3\text{dB}$ -Methode, wie in **Abbildung 3.3** dargestellt, nach

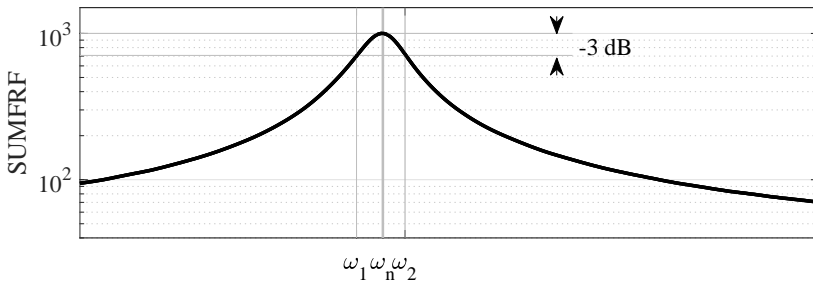
$$\frac{1}{2\zeta} = \frac{\omega_n}{\omega_2 - \omega_1} \quad \text{Gl. 3.8}$$

bestimmt werden.

Für Systeme mit mehr als einem Freiheitsgrad, geringer modalen Koppelung und ausreichender Frequenzauflösung können diese Schritte in analoger Weise anhand der **Summation Frequency Response Function** (SUMFRF) nach

$$\text{SUMFRF} = \sum \text{FRF} \quad \text{Gl. 3.9}$$

erfolgen.



**Abbildung 3.3:** –3dB-Methode zur Bestimmung der Modaldämpfung

In der Realität reicht die Frequenzauflösung jedoch meist nicht aus um den Peak in der FRF bzw. der SUMFRF genau genug aufzulösen. Da die entsprechenden Zeitrohdaten in der Regel mehrere sich überlagernde Schwingungen aufweisen ist auch meist keine Dämpfungsermittlung nach der Methode des logarithmischen Dekrement, welches zwei benachbarte Amplituden des Zeitsignals nutzt, möglich. Aus diesem Grund haben sich zur Ermittlung der Dämpfung verschiedene sogenannte Modal Parameter Estimation Techniques etabliert, welche grundsätzlich nichts anderes darstellen als eine mathematische Approximationen an die berechneten einzelnen FRFs.

Hierbei werden grundsätzlich alle Residuen zu den ermittelten Polstellen berechnet und zur Rekonstruktion der entsprechenden FRFs verwendet. Die somit

erzielten Ergebnisse werden synthetische FRFs genannt und hängen allein von den Polstellen sowie dem Residuum für die jeweilige Mode ab.

Für ein bestmögliches Ergebnis kann es dann z.B. bei einer hoher modalen Koppelung (eng benachbarten Moden) oder nicht optimalen Messergebnissen notwendig sein vorab noch weitere Methoden zum verbesserten Modepicking, wie z.B. die Verwendung der **Mode Indicator Function (MIF)** oder des **Stability Diagram (SD)**, heranzuziehen [4].

Diese Methoden dienen allesamt zur Bewertung des Beitrags einzelner FRFs für die Bestimmung der jeweiligen Mode. Durch eine gezielte modespezifische Aussonderung von nicht relevanten FRFs kann somit die Ergebnisgenauigkeit merklich erhöht werden. Die hier angewandten Methoden variieren und sind an entsprechender Stelle benannt.

## 3.2 Sensorik

### 3.2.1 Halbleiter-Dehnungsmessstreifen

Werden konventionelle metallische **Dehnungsmessstreifen (DMS)** hauptsächlich zur experimentellen Spannungsanalyse und zum Bau von Messgrößen-aufnehmer verwendet, so ermöglichen **Halbleiter Dehnungsmessstreifen (HL-DMS)** die Erweiterung des Anwendungsgebiets von DMS hin zu weiteren Messaufgaben. [25]

Da der piezorestive Effekt bei Halbleitermaterialien sehr viel höher ist als bei Metallen liegt der große Vorteil von HL-DMS vor allem in deren Empfindlichkeit. Diese beträgt nach [25] etwa das Fünfzig- bis Sechszigfache gegenüber metallischen DMS kann aber nach [16] sogar mehr als hundertmal höher ausfallen. Beschrieben wird die Empfindlichkeit von DMS durch den  $k$ -Faktor. Dieser wird üblicherweise nach speziellen Richtlinien für den Dehnungsbereich von  $\varepsilon = \pm 1000 \mu\text{m/m}$  bestimmt und berechnet sich nach

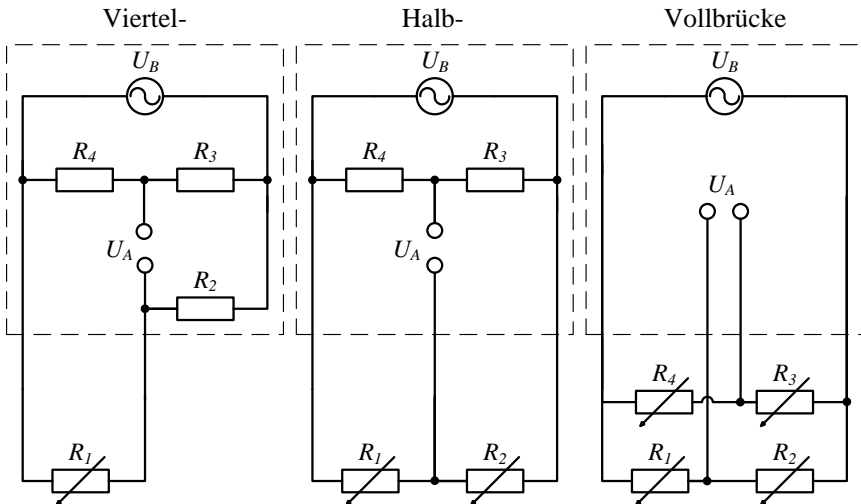
$$\frac{\Delta R}{R} = k \frac{\Delta l}{l_0} \quad \text{Gl. 3.10}$$

wobei  $\Delta l/l_0 = \varepsilon$  gilt. [33]

Aufgrund von wesentlich höheren Preisen, einer nichtlinearen Charakteristik des  $k$ -Faktors, sowie einer vergleichsweise hohen Temperaturempfindlichkeit hinsichtlich scheinbarer Dehnung fanden HL-DMS bis in die 1990er Jahre nur selten eine Anwendung [25]. Erst Fortschritte in der gesamten Halbleiterindustrie ermöglicht eine breitere Anwendung im Bereich der Miniatursensorherstellung [16].

Sind also nicht die absoluten Werte von Interesse sondern z.B. die Ermittlung von minimalen Abweichungen aus einem stationären Zustand, die Erfassung von Schwingungen in einem speziellen Betriebspunkt oder von stoßähnlichen Phänomenen gefragt, so zeichnet sich ein HL-DMS durch seine geringen Abmessungen, sein minimales Gewicht und einem nach [12] ausgezeichnetes Signal-to-Noise-Ratio aus.

Elektrisch angeschlossen bzw. verschaltet werden HL-DMS, in analoger Weise wie auch metallische, meist über eine Wheatstone'sche Brückenschaltung.



**Abbildung 3.4:** Viertel-, Halb und Vollbrückenschaltung

Dies ist insofern naheliegend, da die Widerstandsänderung als physikalische Messgröße identisch ausfällt. Basierend auf zwei parallel geschalteten Span-

nungsteilern findet die Wheatstone'sche Brückenschaltung in unterschiedlichen Ausführungen ihre Anwendung. Diese reichen von Viertel- und Halb- bis hin zu sogenannten Vollbrücken. Durch eine bekannte Brückenspeisespannung  $U_B$  versorgt bewirkt hierbei eine Widerstandsänderung eines der vier Brückenteile eine proportionale Veränderung der Brückenausgangsspannung  $U_A$ , siehe **Abbildung 3.4**.

Bei Anwendungen in störungsanfälliger Umgebung sowie mit erhöhten Anforderungen an die Dynamik wird meist ein Trägerfrequenzverstärker eingesetzt, welcher als Brückenspeisespannung eine hochfrequente Wechselspannung verwendet. Durch lösen von **Gl. 3.11** kann auf die der Dehnung proportionale Widerstandsänderung berechnet werden.

$$U_A = U_B \left( \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} \right) \quad \text{Gl. 3.11}$$

### 3.2.2 Wirbelstrombasierte Wegmessung

Die berührungslose Erfassung eines Abstands nach dem Wirbelstromprinzip basiert auf dem Faradayschen Induktionsgesetz. In einem Sensor wird über eine mit hochfrequentem Wechselstrom gespeiste Spule ein Magnetfeld erzeugt, welches in einem benachbarten elektrisch leitfähigen Messobjekt Wirbelströme induziert. Das hierbei entstehende sekundäre Magnetfeld wirkt dem im Sensor erzeugten Magnetfeld entgegen und sorgt für eine Änderung der Impedanz der Sensorspule. Diese Impedanzänderung ist proportional dem Abstand zum Messobjekt und kann in einem separaten Controller als Amplituden- und Phasenänderung der Speisespannung erfasst werden. [35]

Das Messprinzip zeichnet sich durch eine sehr robuste Funktionsweise selbst unter widrigsten Arbeitsbedingungen aus. So sind die verwendeten Sensoren völlig unempfindlich gegenüber Staub, Verschmutzungen oder Öl. Eine prinzipbedingte starke Temperaturabhängigkeit kann durch eine entsprechend aufwändige Temperaturkompensation im Vorfeld beseitigt werden. [35]

### 3.2.3 Kapazitive Wegmessung

Das kapazitive Messprinzip gehört zu den genauesten Methoden im Bereich der berührungslosen Wegmessung und ermöglicht bei korrektem Einsatz und entsprechend sauberer Umgebung Genauigkeiten von unter einem Nanometer [34]. Im Vergleich zu Wirbelstromsensoren weisen kapazitive Sensoren eine sehr gute Linearität auf und benötigen in der Regel keine Kompensationen. Die physikalische Grundlage dieses Messprinzips stellt ein idealisierter Plattenkondensator dar, welcher aus Sensor und Messobjekt gebildet wird. Dessen Kapazität ergibt sich zu

$$C = \epsilon_0 \epsilon_r \frac{A}{d} \quad \text{Gl. 3.12}$$

und ist abhängig von der Fläche des Kondensators  $A$ , der dielektrischen Leitfähigkeit, auch Permittivität genannt, des Mediums zwischen den Kondensatorplatten  $\epsilon_r$  und deren Abstand  $d$  zueinander. Die Permittivität  $\epsilon_0$  des Vakuums ist eine Naturkonstante und damit immer konstant. Liegt nun keine Änderung der relativen Permittivität vor, wie es z.B. in einer saubereren Umgebung der Falls wäre, so ist  $\epsilon_r$  ebenso konstant wie auch die Kondensatorfläche  $A$ . Die Kapazität  $C$  ist also direkt vom Abstand  $d$  zum Messobjekt abhängig.

Durch eine konstante Wechselspannung gespeist entsteht ein kapazitiver Blindwiderstand  $X_C$ , dessen verursachte Amplitudenänderung proportional dem Abstand der Kondensatorplatten ist. Es gilt

$$U \sim X_C \sim \frac{1}{C} \sim d \quad \text{Gl. 3.13}$$

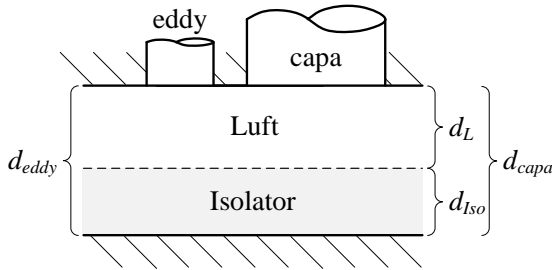
### 3.2.4 Kombinierte Spaltweitenmessung

Der Begriff kombinierte Spaltweitenmessung umschreibt den Einsatz beider Wegmessmethoden an identischem Ort mit dem Ziel die Stärke eines sich im Messspalt befindlichen Isolator zu ermitteln.

Hierbei ist der mit dem Wirbelstromsensor (eddy) gemessene Abstand unabhängig von der Isolatordicke und kann daher als Referenzabstand bezeichnet werden. Da die Permittivität des Isolators unterschiedlich zur derer von Luft



ist, besitzt der durch den kapazitiven Sensor (capa) ermittelte Abstand einen Abweichung gegenüber dem tatsächlichen Wert. Liegen Luft und Isolator in vollständig voneinander getrennten Phasen vor und ist deren Verteilung an beiden Sensorpositionen identisch, so können diese Verhältnisse wie in **Abbildung 3.5** beschrieben werden.



**Abbildung 3.5:** Prinzip der Ermittlung einer Isolatorstärke im Messspalt

Die beiden Phasendicken können gemäß

$$d_{eddy} = d_L + d_{Iso} \tag{Gl. 3.14}$$

in Bezug zum tatsächlich vorliegenden Abstand oder auch Referenzabstand gebracht werden.

Die Gesamtkapazität lässt sich nach

$$\frac{1}{C_{ges}} = \frac{1}{C_L} + \frac{1}{C_{Iso}} \tag{Gl. 3.15}$$

in analoger Weise zu einer Reihenschaltung zweier Kondensatoren bestimmen. Durch Einsetzen von Gl. 3.12 und Gl. 3.14 ergibt sich

$$C_{ges} = \frac{\epsilon_0 \epsilon_r L \epsilon_r Iso A}{\epsilon_r Iso (d_{eddy} - d_{Iso}) + \epsilon_r L d_{Iso}} \tag{Gl. 3.16}$$

Unter der Annahme, dass sich im Spalt kein Isolator sondern nur reine Luft befindet und der Abstand gleich dem Referenzabstand  $d_{eddy}$  ist, gilt für den kapazitiven Sensor

$$C_{eddy} = \epsilon_0 \epsilon_{rL} \frac{A}{d_{eddy}}. \quad \text{Gl. 3.17}$$

Mit den Beziehungen aus Gl. 3.13 lässt sich dann das Verhältnis zwischen dem Spalt mit Isolator und der Referenzkonfiguration wie folgt beschreiben:

$$\frac{C_{ges}}{C_{eddy}} = \frac{\epsilon_{rIso} d_{eddy}}{\epsilon_{rIso}(d_{eddy} - d_{Iso}) + \epsilon_{rL} d_{Iso}} = \frac{d_{eddy}}{d_{capa}} \quad \text{Gl. 3.18}$$

Ist die Permittivität des Isolators bekannt, lässt sich nun die Isolatorstärke nach

$$d_{Iso} = \frac{d_{capa} - d_{eddy}}{\frac{\epsilon_{rL}}{\epsilon_{rIso}} - 1} \quad \text{Gl. 3.19}$$

berechnen.

Eine Betrachtung für den vollständig mit Isolator gefüllten Spalt ( $d_{Iso} = d_{eddy}$ ) sowie den Fall ohne Isolator ( $d_{Iso} = 0$ ) ergibt den möglichen Wertebereich für die kapazitiven Abstandswerte zu

$$d_{eddy} \frac{\epsilon_{rL}}{\epsilon_{rIso}} \leq d_{capa} \leq d_{eddy}. \quad \text{Gl. 3.20}$$

Angewandt wird diese Methode bisher meist bei konstanten Abständen zwischen Sensor und Messpartner, wie z.B. zur Überwachung der Foliendicke während des Herstellungsprozesses. Der in dieser Arbeit vorgesehene Einsatz im Zylinderrohr mit einem vorbeiziehenden Kolben und damit verbundenen dynamischen Abstandsänderungen sowie unter den vorliegenden rauen Bedingungen im Inneren des Zylinders ist daher als absolutes Novum anzusehen.

### 3.3 Signalverarbeitung und Analyseverfahren

#### 3.3.1 Fast-Fourier-Transformation - FFT

Die FFT stellt das in der Signalanalyse zentrale Werkzeug dar. Mit ihrer Hilfe ist es möglich eine zeitabhängige Funktion durch eine Summe von  $N$  harmonischen orthogonalen Paaren von Sinus- und Cosinus-Funktionen mit ausreichend geringem Rechenaufwand zu approximieren. Dieser von Cooles und Tukey entwickelte Algorithmus stellt eine numerisch optimierte Anwendung der Diskreten-Fourier-Transformation dar, welcher die aufgrund der Periodizität von harmonischen Funktionen mehrfach auftretende Berechnungen vermeidet, jedoch ein identisches Ergebnis liefert [47]. Die Gl. 3.21 beschreibt eine FFT in komplexer Schreibweise.

$$X[m] = \sum_{n=0}^{N-1} x[n] e^{-j2\pi \frac{nm}{N}} \quad \text{Gl. 3.21}$$

Wird eine FFT auf ein zeitabhängiges Signal angewandt, so wird von einer Transformation aus dem Zeitbereich in den Frequenzbereich, oder auch einer Spektralanalyse gesprochen. Hierbei wird das zu analysierende Signal in  $\frac{N}{2}$  harmonische Schwingungen mit konstantem Frequenzabstand transformiert. Die im Frequenzbereich entstehenden Linien haben jeweils die Länge des Betrags der Amplitude der Schwingung und werden Spektrallinien genannt. Die Anzahl  $N$  wird oft als Blocklänge bezeichnet und ist über die Abtastfrequenz  $f_A$  fest mit der Frequenzauflösung  $\Delta f$  und der Fensterlänge  $t$  im Zeitbereich verknüpft, vgl. Gl. 3.22.

$$\Delta f = \frac{f_A}{N} = \frac{1}{t} \quad \text{Gl. 3.22}$$

Die Fensterlänge, der Zeitbereich welcher zur Analyse herangezogen wird, begrenzt die niedrigste identifizierbare Frequenz einer FFT und erzeugt gleichzeitig eine gewisse Unschärfe im Frequenzbereich. Dieser Zusammenhang sorgt dafür, dass die Auswahl von Abtastfrequenz und Blocklänge individuell nach Anwendung durchgeführt werden muss. Hinzu kommt das Shannon'sche Abtasttheorem welches für eine fehlerfreie Analyse eines Signals mit einer oberen

Grenzfrequenz  $f_{max}$  eine Abtastfrequenz von mindestens  $2 * f_{max}$  vorschreibt. Zur besseren Anschauung kann ein Frequenzspektrum mit einer hohen Anzahl an Spektrallinien durch ein Zusammenfassen der Einzelpegel innerhalb eines Frequenzbands erfolgen. Hierfür haben sich Terz-Bandbreiten, welche an die Musik angelehnt sind, als gängigste Vergleichsbasis erwiesen. Analog zu einem Filter ist ein Frequenzband durch eine obere und eine untere Grenzfrequenz sowie deren Mittenfrequenz, wie folgt definiert.

$$f_o = \sqrt[3]{2f_u} = 1,26 * f_u \quad \text{Gl. 3.23}$$

$$f_m = \sqrt[6]{2f_u} = 1,12 * f_u \quad \text{Gl. 3.24}$$

Die hier verwendeten Mittenfrequenzen basieren auf den Terzfiltern für elektroakustische Messungen [14] und ergeben ein sogenanntes Terzspektrum.

### 3.3.2 Kohärenz

In der Signalanalyse ist die Verwendung der sogenannten Kohärenzfunktion  $\gamma_{xy}$ , oft auch einfach Kohärenz genannt, ein wirksames Werkzeug, um mögliche Zusammenhänge zwischen zwei Signalen zu identifizieren [23], [44]. Nach Gl. 3.25 berechnet sich die Kohärenz zweier Signale  $x$  und  $y$  aus deren Kreuzleistungsspektrum, engl. **Cross Power Spectrum (CPS)** und den jeweiligen Autoleistungsspektren, **Auto Power Spectrum (APS)**.

$$\gamma_{xy} = \frac{|CPS_{xy}|}{\sqrt{APS_{xx} * APS_{yy}}} \quad \text{Gl. 3.25}$$

Die Kohärenz ist definitionsgemäß frequenzselektiv und nimmt in jedem Fall Werte zwischen Null und Eins an. Treten keine nennenswerten Laufzeiten auf und sind beide Signale „rauscharm“, mit einer geeigneten Fensterfunktion versehen sowie mit einer ausreichenden Auflösung erfasst, beschreibt die Kohärenz eine lineare Abhängigkeit zweier Signale zueinander [53].

### 3.3.3 Kurzzeit-Frequenzanalyse

Eine FFT wendet per Definition immer ein einziges Analysefenster auf den zu untersuchenden Signalabschnitt an und bildet alle enthaltenen Schwingungen durch harmonische Schwingungen des vorgegebenen Frequenzabstands ab. Somit ist keine Aussage über mögliche Amplitudenänderungen einzelner Frequenzen innerhalb dieses Fensters möglich. Die einfachste Möglichkeit einer zeitlichen Zuordnung ist eine Aufspaltung des Signals in mehrere Fenster und deren Analyse mittels FFT. Dieses Vorgehen findet unter dem Begriff **Short Time Fast Fourier Transformation (STFFT)** seine Anwendung und kann als gleitende Fensterfunktion konstanter Länge beschrieben werden. Eine Verwendung der STFFT besitzt allerdings dieselbe Abhängigkeit zwischen Frequenzauflösung und Fensterlänge und daher auch einen ungleichen Einfluss infolge des Unschärfeprinzips bei unterschiedlichen Frequenzen [32].

Um dieses Problem zu lösen ist ein Fenster mit variabler Länge, umgekehrt proportional zur Frequenz und „gleitend“ über der Zeitachse als sogenannte Wavelet-Transformation entwickelt worden, vgl. **Abbildung 3.6**. Das hier dargestellte und mit einer Fensterfunktion vergleichbare „Mutter-Wavelet“, an dieser Stelle ein sogenanntes Mexican-Head-Wavelet, wird über die Zeitachse translatorisch bewegt und für jede Analysezeit von einem breiten Wavelet bei niedrigen Frequenzen hin zu einem schmalen bei höheren Frequenzen gestaucht und mit dem zu analysierenden Signal multipliziert. Das Ergebnis ist eine in ihrer Unschärfe angegliche Zeit-Frequenz-Analyse mit, sowohl im Zeit- wie auch im Frequenzbereich, frei wählbaren Parametern. Somit ist nicht nur eine genaue zeitliche Zuordnung von Frequenzinhalten, sondern auch eine entsprechend exakte spektrale Auflösung möglich.

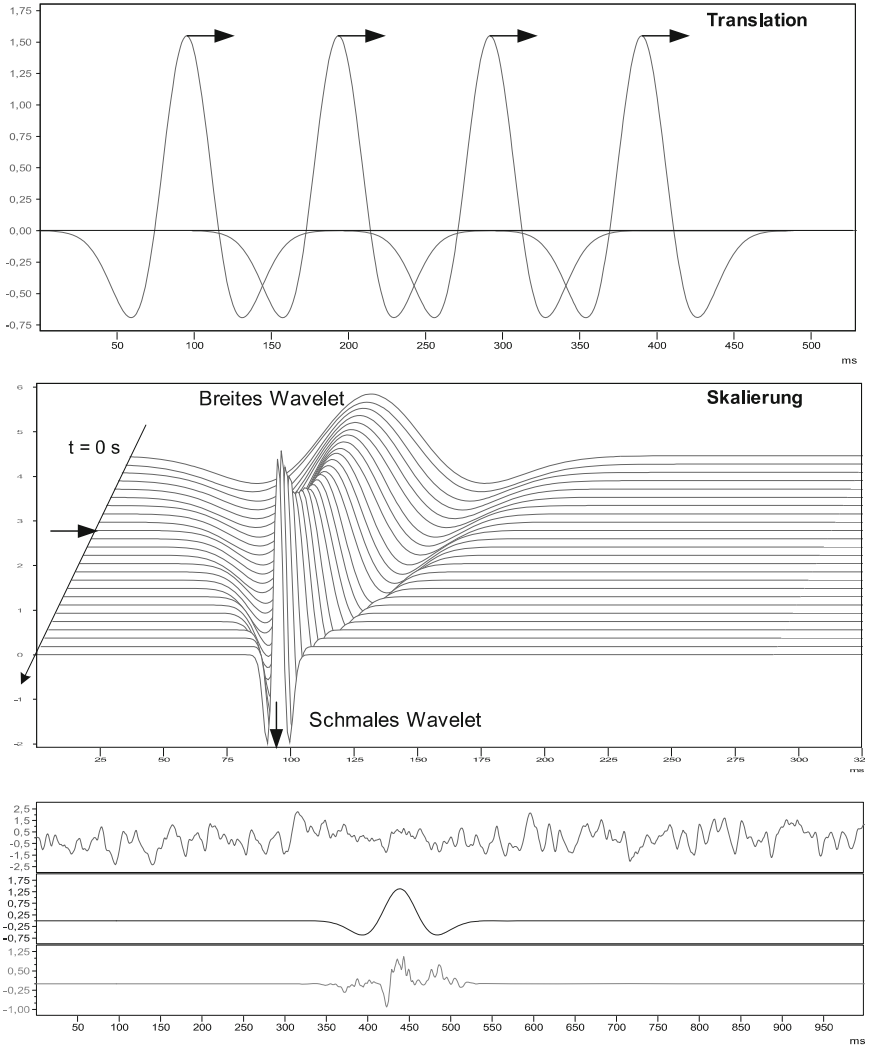


Abbildung 3.6: Prinzip der Wavelet-Transformation [32]

# 4 Versuchsträger und Messaufbau

## 4.1 Versuchsträger

Als Versuchsträger kommt ein 4-Zylinder PKW-Dieselmotor des Typs DV5 aus dem Hause Ford zum Einsatz. Ausgestattet mit Direkteinspritzung, Abgasturbolader mit Variabler Turbinen Geometrie (VTG) und Ladeluftkühlung erfüllt dieser die zum Zeitpunkt des Projektstarts gültige Abgasnorm *Euro 6*. Ein Auszug der technischen Daten ist **Tabelle 4.1** zu entnehmen.

**Tabelle 4.1:** Technische Daten des Versuchsträgers

Kenngröße	Einheit	Wert
<b>Bauart</b>	-	R4 OHC
<b>Nennleistung</b>	[kW]	88 bei 3600 min <sup>-1</sup>
<b>Max. Drehmoment</b>	[Nm]	270 bei 1750 - 2500 min <sup>-1</sup>
<b>Verdichtungsverhältnis</b>	-	17:1
<b>Hubvolumen</b>	[mm <sup>2</sup> ]	1499
<b>Bohrung</b>	[mm]	73,5
<b>Hub</b>	[mm]	88,3
<b>Pleuellänge</b>	[mm]	136,8
<b>Zylinderabstand</b>	[mm]	84

Das Aggregat verfügt über eine obenliegende Nockenwelle welche über einen Riemen angetrieben zwei Ventile pro Zylinder betätigt. Die Kurbelwelle ist 5-fach gelagert und besitzt acht Ausgleichsgewichte welche den gesamten Massenausgleich darstellen. Der Pleuel ist unten geführt und der Bolzen ist um 0.4 mm in Richtung der **Druck Seite (DS)** desachsirt. Der Kolben ist ebenso aus Aluminium gefertigt wie der Zylinderkopf und das Kurbelgehäuse. Letzteres ist in ein Kurbelgehäuse-Oberteil und eine Bedplate unterteilt. Diese besitzt integrierte Hauptlagerstühle aus Stahl welche über 10 Schrauben mit dem Kurbelgehäuse-Oberteil verbunden sind. Die Ölwanne besteht aus Blech und stellt keine strukturelevante Komponente hinsichtlich Belastbarkeit und

Steifigkeit dar.

Auf der als linke Seite definierten **Gegen Druck Seite** (GDS) befinden sich Abgaskrümmer und -turbolader (auf Höhe von Zylinder 4), Ölkühler, 3-Wege-Katalysator, Diesel-Partikel-Filter sowie der serienmäßige Ladeluftkühler. Selbiger wurde durch einen Wasser-Luft-Wärmetauscher ersetzt, um eine vom Kühlwasser unabhängige Konditionierung zu gewährleisten. Die gekühlte Ladeluft gelangt anschließend oberhalb von Zylinder 1 auf die gegenüberliegende rechte Seite des Motors in den, im Zylinderkopf integrierten, Ansaugkrümmer. Hier befindet sich auch die gesamte Kraftstoffversorgung sowie die riemengetriebene Hochdruckpumpe, die Kraftstoffrail und die Injektoren. Die rechte Seite kann daher auch als kalte Seite sowie die linke Seite als heiße Seite bezeichnet werden.

## 4.2 Aufbau am vollreflexionsarmen Motorenprüfstand

Für die in Kapitel 5 beschriebenen Untersuchungen am Vollmotor wird der Versuchsträger in einem vollreflexionsarmen Verbrennungsmotorenprüfstand betrieben.

Die mechanische Anbindung zur Asynchronmaschine erfolgt über die serienmäßige **Zwei Massen Schwungscheibe** (ZMS), einem Prüfstandgetriebe sowie der prüfstandseitigen Wellenverbindung. Gelagert ist der Versuchsträger abtriebseitig über eine beidseitig gelagerte Brücke am Getriebe - welche die Funktion der Drehmomentabstützung übernimmt - und dem serienmäßigen Motorlager auf der Steuertriebseite, siehe **Abbildung 4.1**. Alle notwendigen Medien für einen befeuerten Betrieb wie Verbrennungsluft, Kraftstoff, Kühlwasser und Schmieröl werden prüfstandseitig vorkonditioniert zur Verfügung gestellt. Die Druckölversorgung erfolgt über die serienmäßige Flügelzellenpumpe. Die standardmäßig geregelten Temperaturniveaus bewegen sich zwischen 20°C für den Diesekraftstoff, 60°C für die Ladeluft und jeweils 90°C für Kühlwasser und Schmieröl. Erfasst werden diese Temperaturen an deren entsprechenden Einlasspositionen in den Motor.



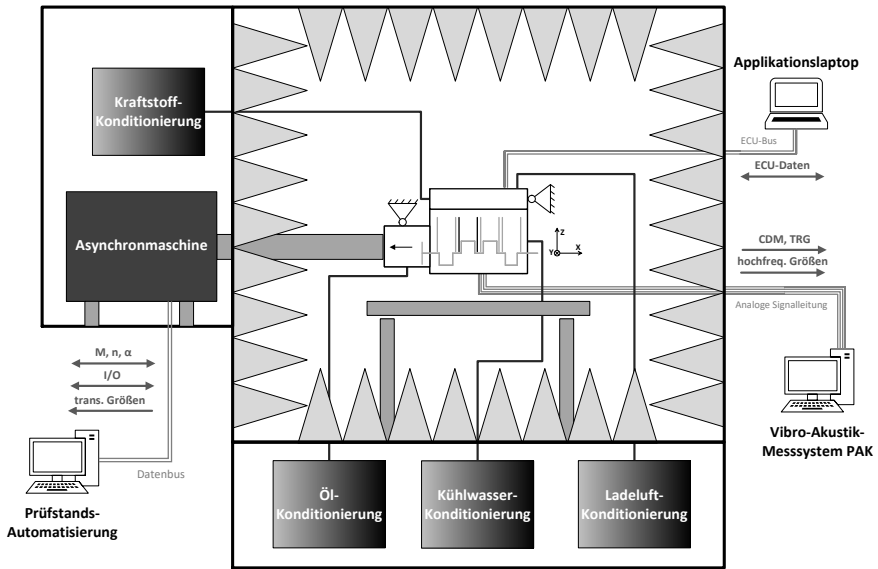


Abbildung 4.1: Schematischer Prüfstandaufbau

Die Prüfstandautomatisierung erfasst, über im Prüfstand vorhandene Messwertumformer, alle notwendigen Betriebs- und Überwachungsgrößen. Dynamische Messwerte wie z.B. die Brennraumdruckindizierung sowie sämtliche akustische Messgrößen werden direkt durch das Vibro-Akustik-Messsystem *PAK MKII* aufgezeichnet. Durch eine CAN-Verbindung zwischen Entwicklungssteuergerät und einem Applikationslaptop ist ein Online-Zugriff auf alle betriebsrelevanten Steuergerätedaten gewährleistet.

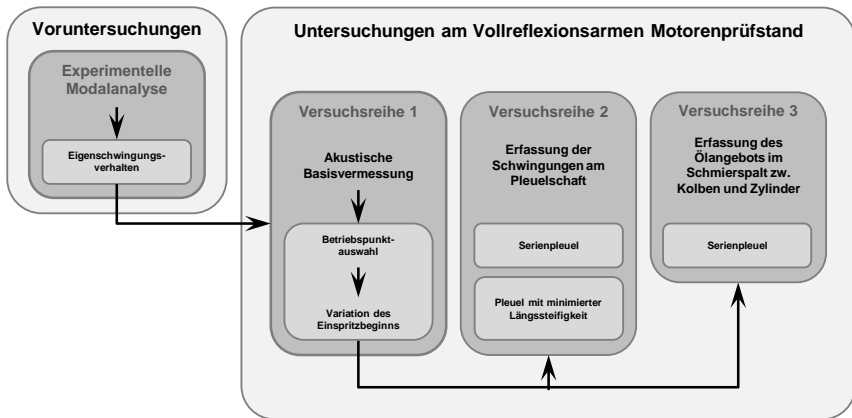
Detaillierte Informationen aller Messstellen sind in **Abschnitt 6** zu finden.



# 5 Durchgeführte Untersuchungen

In diesem Kapitel werden die durchgeführten experimentellen Untersuchungen beschrieben, alle Randbedingungen aufgezeigt und grundlegende Messeinstellungen erläutert.

Wie in **Abbildung 5.1** ersichtlich gliedern sich diese in eine EMA zur detaillierten Bestimmung des Eigenschwingungsverhaltens aller Laufzeugkomponenten sowie in drei Versuchsreihen am vollreflexionsarmen Motorenprüfstand. In diesen befeuerten Untersuchungen werden größtenteils speziell entwickelte Messtechniken eingesetzt, welche in **Kapitel 6** eine detaillierte Beschreibung erfahren. Alle erzielten Ergebnisse werden in **Kapitel 7** separat vorgestellt und diskutiert.



**Abbildung 5.1:** Übersicht der durchgeführten Untersuchungen

## 5.1 Experimentelle Modalanalyse

### 5.1.1 Variantendefinition und Bauteildiskretisierung

Die untersuchten Einzelkomponenten des Kurbeltriebs beschränken sich, anhand der in [30], [58], [27], [31] beschriebenen Phänomene, auf den Kolben, den Pleuel und die Kurbelwelle. Erst in einem zweiten Schritt wird ein Zusammenbauzustand für den dritten Zylinder, bestehend aus Kolben, Kolbenbolzen, Pleuel, Kurbelwelle und Schwungscheibe, betrachtet. Die Übersicht aller Varianten ist **Tabelle 5.1** zu entnehmen.

**Tabelle 5.1:** Übersicht der modal untersuchten Varianten

Variante	Kolben	Pleuel	Kurbelwelle	Schwungscheibe
1	X			
2		X		
3			X	
4	X	X	X	X

Das Fügen der Komponenten in Variante 4 erfolgt hierbei in unterschiedlicher Art und Weise. Der Kolbenbolzen ist in seinen Lagerungen mit Kolben und Pleuel mittels einem Klebstoff zur DMS-Applikation verklebt. Die Verbindung zwischen dem Pleuel und der Kurbelwelle erfolgt durch Einlegen eines, das Lagerspiel übersteigenden, Präzisionslehrenbands in die serienmäßige Lagerschalen und anschließendem Verkleben über die Pleuelschrauben. Dies erlaubt eine identische Schraubenvorspannung wie im Motor.

Prinzipbedingt sind bei einer solchen Betrachtung mehrere Annahmen zu treffen. Zum einen ist der existierende Fehler aufgrund der nicht vorhandenen geometrischen Änderung der Kurbeltriebstellung im Gegensatz zum realen Motorbetrieb zu vernachlässigen. Aufgrund der Anregung zum Zeitpunkt des Verbrennungsdruckanstiegs infolge Selbstzündung und einer Schwingungsausbreitung um den ZOT wird eben genau diese Position des Oberer Totpunkt (OT) als Kurbeltriebstellung für die EMA verwendet. Dieses Vorgehen ist vergleichbar mit den Untersuchungen in [31] sowie [27]. Zum anderen sind die real notwendigen Lagerspiele innerhalb der hydrodynamischen Lagerungen zwischen Kolben, Kolbenbolzen, Pleuel und Kurbelwelle zu vernachlässigen. Infolge des Verbrennungsdrucks steigen die Kräfte in der Lagerstellen, entgegen

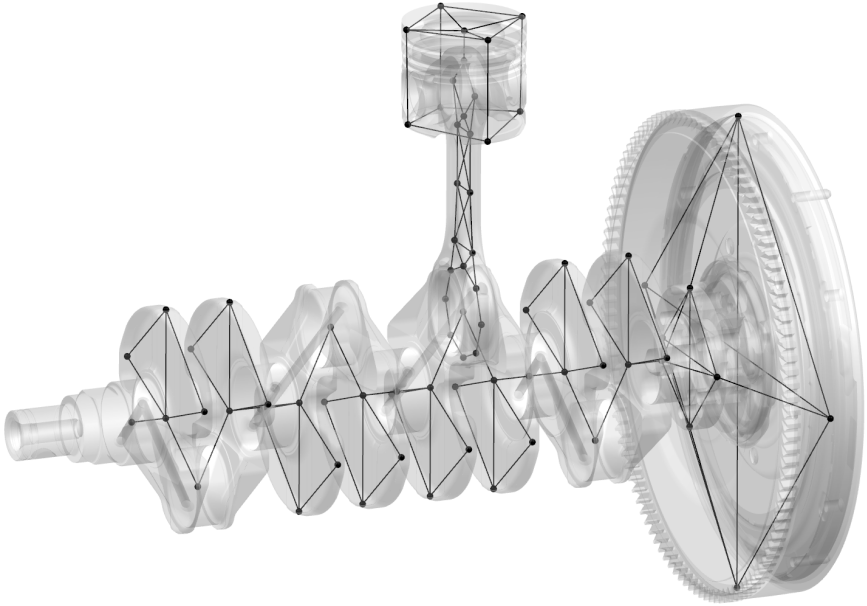
dessen Wirkrichtung, so stark an, dass die Schmierfilmdicke an diesen Stellen rapide abnimmt und daher von einer vernachlässigbaren Dämpfungseigenschaft über die Verbrennung ausgegangen werden kann. Beide Füge-techniken erfüllen aufgrund ihrer geringen Dämpfungseigenschaften diese Annahme.

Die Diskretisierung der jeweiligen Geometrien zu einem vereinfachten Knotenmodell erfolgt gleichermaßen anhand der Realgeometrie sowie des CAD-Datensatzes unter Berücksichtigung nachfolgender Kriterien:

- Erfassung der zu erwartenden Schwingformen
- Gewährleistung einer orthogonalen Impulsaufbringung in mindestens einer Richtung
- Vereinfachung durch Ausnutzen von geometrischen Symmetrien

Im Detail bedeutet das, dass z.B. rotationssymmetrische Geometrien durch eine geeignete Anzahl von Knotenpunkten entlang derer Rotationsachse(n) abgebildet werden. Flache bzw. dünne Geometrien können wiederum durch Verlagerung der Knotenpunkte in deren Symmetrieebene oder Strukturmitte hinreichend vereinfacht werden. Die hierbei entstehende minimale Abweichung zwischen Knotenpunkt und realer Impulsaufbringung kann für Materialien des Motorenbaus, wie Aluminium und Stahl, sowie für Beanspruchungen im linearen Bereich vernachlässigt werden. Bei komplexeren Strukturen und Komponenten mit größeren Wandstärken ist die Positionierung der Knotenpunkte hingegen meist auf der Bauteiloberfläche anzunehmen, da die Strukturdämpfung in diesem Fall einen nennenswerten Einfluss besitzen kann. Zur besseren Darstellung der Schwingformen werden die Knoten über Linien zu einer Art Fachwerkstruktur ergänzt.

Das Ergebnis kann für die vierte gemessene Variante, welche alle untersuchten Komponenten umfasst, in **Abbildung 5.2** betrachtet werden. Der Pleuel und die Schwungscheibe sind hierbei ebenso wie die Ausgleichsgewichte der Kurbelwelle und deren Abtriebsflansch als zweidimensionale Knotengeometrie angenommen. Zusammen mit den Mittelpunkten der Kurbel- und Hauptlagerzapfen sowie einem stark vereinfachten Kolben mit Knotenpunkten auf dessen Oberfläche ist damit der gesamte Kurbeltrieb für Zylinder drei durch 76 Knoten abgebildet. Darüber hinaus ist eine Impulsaufbringung in Richtung der kartesischen Koordinaten für jeden angeschlagenen Knoten gewährleistet.



**Abbildung 5.2:** Knotengeometrie von Schwungscheibe, Kurbelwelle und Pleuel mit Kolben des Zylinder drei

Die Geometrien der in den ersten drei Varianten untersuchten Einzelkomponenten sind in **Abbildung A.1.1**, **A.1.2** und **A.1.3** dargestellt. Eine Übersicht über Knoten- und Impulsanzahl kann ebenso **Tabelle 5.2** entnommen werden, wie auch die Eckdaten der angewandten FFT.

### 5.1.2 Versuchsdurchführung

Sind alle Sensoren angeschlossen und die Sensoreinstellung wie in Abschnitt 6.1 beschrieben getätigt, kann mit dem Versuch begonnen werden. Zu Beginn einer jeder Messung wird anhand einer bestimmten Anzahl von Probeschlägen der Messbereich für jeden Kanal automatisch ermittelt und optimal eingestellt. Hierbei ist es wichtig möglichst alle Impulsrichtungen und sensornahen Knoten anzuschlagen. Das durch diese Autorange-Funktion entstandene Ergebnis kann vor dem Speichern nochmals kontrolliert und gegebenenfalls geändert werden

**Tabelle 5.2:** Übersicht der Test- und Analyseparameter

Parameter	Var. 1	Var. 2	Var. 3	Var. 4
Anzahl Knoten	9	18	45	76
Anzahl Impulse	17	28	56	69
Anzahl Antworten	2	4	8	15
Summe FRFs	34	112	448	1035
Abtastfrequenz [Hz]	32.768			
Analysebereich [Hz]	15.015			
Spektrallinienanzahl	16.384		8192	
Frequenzauflösung [Hz]	0,916		1,833	

und ist für die gesamte Messung gültig.

Jeder Kanal wird unmittelbar nach der Impulsaufbringung durch das Messsystem zwischengespeichert und online mittels FFT in den Frequenzbereich transformiert. Voreingestellte Graphen visualisieren nach beliebigen Zeitsignal, APS oder auch eine Kohärenzberechnung von z.B. Anregungs- und Antwortsignal. Gleichzeitig informiert das Messsystem über eventuell vorhandene Kanalübersteuerungen oder einen Doppelimpuls. Anhand dieser Informationen kann die Qualität des Schlages bewertet, sowie die Sensorsignale hinsichtlich Rauschen oder einer mangelhaften Befestigung geprüft werden. Ist alles in Ordnung wird dies bestätigt und die Einzelmessung wird zwischengespeichert. Sind Fehler oder Auffälligkeiten vorhanden, werden diese verworfen und der Schlag muss erneut erfolgen. Erst wenn 10 bestätigte Schläge pro Impuls erreicht sind, werden diese gemittelt und im Messfile gespeichert. Nach Beendigung der Messung besteht die Möglichkeit einzelne Impulse zu verwerfen bevor der Datensatz final abgespeichert wird.

### 5.1.3 Analyse

Die Analyse der Messdaten erfolgt separat in einer anderen Softwarekomponente und erlaubt ein weiteres Mal eine Eingrenzung der in der Messung getätigten Einzelmessungen bzw. Impulse. Sind diese ausgewählt wird eine SUMFRF der dazugehörigen FRFs gebildet. Anhand dieser Summen-FRF wird das sogenannte Modepiking nach der Peak-Piking-Methode durchgeführt. Hierfür wird

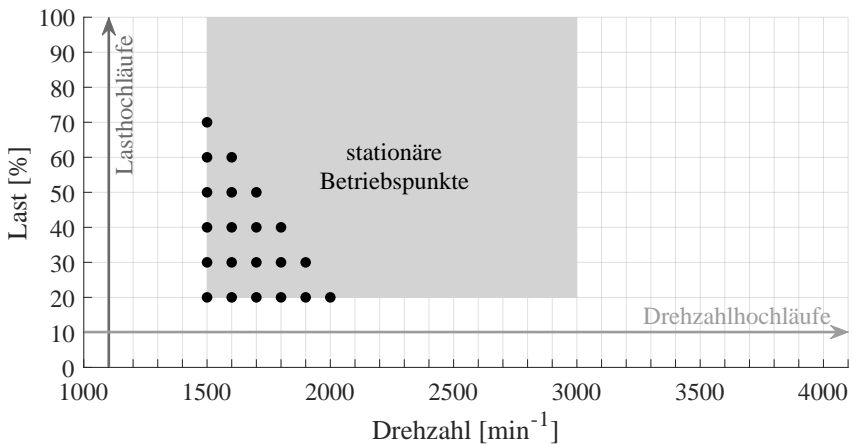
manuell über einen Cursor das Maximum ausgewählt und damit der entsprechende Mode in die weitere Analyse übernommen. Alle vier Varianten werden als SDOF-System betrachtet. Nachdem die Residuen berechnet sind werden die Mode anhand Ihrer Schwingform nochmals selektiert und schlussendlich ausgewählt.

## 5.2 Versuchsreihe 1 - Akustische Basisvermessung

Ziel der ersten Versuchsreihe ist es das akustische Verhalten des Versuchsträgers im gesamten Betriebsbereich zu bestimmen und einzelne Betriebspunkte für die nachfolgenden Untersuchungen herauszuarbeiten.

### 5.2.1 Stationäre und quasi-stationäre Kennfeldmessungen

Zu Beginn wird der für den verwendeten 1.5l Dieselmotor definierte und in **Abbildung 5.3** aufgespannte Betriebsbereich zwischen  $1000$  und  $4100 \text{ min}^{-1}$  vom Schubetrieb bis hin zur Volllast durch sogenannte Drehzahl- und Lastschnitte abgebildet.



**Abbildung 5.3:** Betriebspunkteübersicht im Motorenkennfelds



Dieses Vorgehen kann als Unterteilung des Kennfelds in horizontal verlaufende quasi stationäre Messungen konstanter Last bei kontinuierlicher Erhöhung der Drehzahl mit einem Gradienten von  $40 \text{ min}^{-1}$  \* pro Sekunde respektive vertikalen Messungen konstanter Drehzahl und kontinuierlicher Erhöhung der Last mit einem Gradienten von 1% pro Sekunde verstanden werden. Die Drehzahlschnitte werden hierbei in einem Abstand von  $100 \text{ min}^{-1}$ , die Lastschnitte in 10%-Schritten des Fahrpedalwert durchgeführt.

Größter Vorteil dieses Vorgehens ist die Möglichkeit anhand vergleichsweise wenig Campbell-Diagramme zuverlässig und zügig akustisch auffällige Betriebsbereiche im Kennfeld identifizieren zu können.

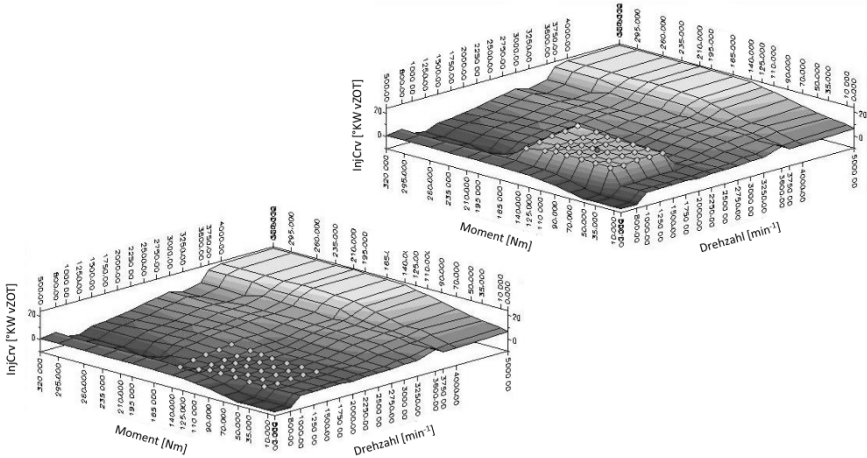
Ist dies geschehen können durch stationäre Messungen im selben Last- und Drehzahlabstand auffällige Bereiche mit ausreichend Stützstellen versehen werden, um z.B. ein entsprechendes Schallpegelkennfeld zu erzeugen oder weitere Untersuchungen anhand spezieller Betriebspunkte durchzuführen.

### 5.2.2 Variation des Einspritzbeginn

Auf Basis eines, in **Abschnitt 7.2** vorgestellten, Referenzbetriebspunkts werden durch Verschieben des Einspritzbeginns in Richtung früh unterschiedliche Zylinderdruckverläufe bei gleichbleibendem indizierten Mitteldruck, fortlaufend als **Indicated Mean Effective Pressure (IMEP)** bezeichnet, realisiert.

Hierfür wird der Motor stationär bei konstanter Drehzahl und konstantem Moment also in n/M-Regelung betrieben. Wie in **Abbildung 5.4** dargestellt, wird die Parametervariation direkt am Einspritzzeit-Kennfeld durchgeführt indem ein Bereich um den Betriebspunkt herum um den selben Wert verschoben wird. Dieses Vorgehen hat den Vorteil, dass leichte Drehzahlschwankungen, welche möglicherweise zu Interpolationen zwischen den Stützstellen im Kennfeld führen können, egalisiert werden. Im unteren Diagramm aus **Abbildung 5.5** ist zu erkennen, dass dieses Vorgehen nur Auswirkung auf den Beginn der Einspritzung und nicht auf den Abstand von  $15,5 \text{ °KW}$  zwischen der Pilot- und Haupteinspritzung hat. Je früher die Einspritzung startet, desto steiler ist der Druckanstieg und damit die Anregung des Systems durch die hervorgerufene Verbrennung, siehe **Abbildung 5.5** oberes Diagramm. In Verbindung mit dem Injektorstrom (unten) ist ersichtlich, dass in dem von der **Engine Control Unit (ECU)** kontrollierten Betrieb der Zylinderdruckverlauf mit entsprechendem

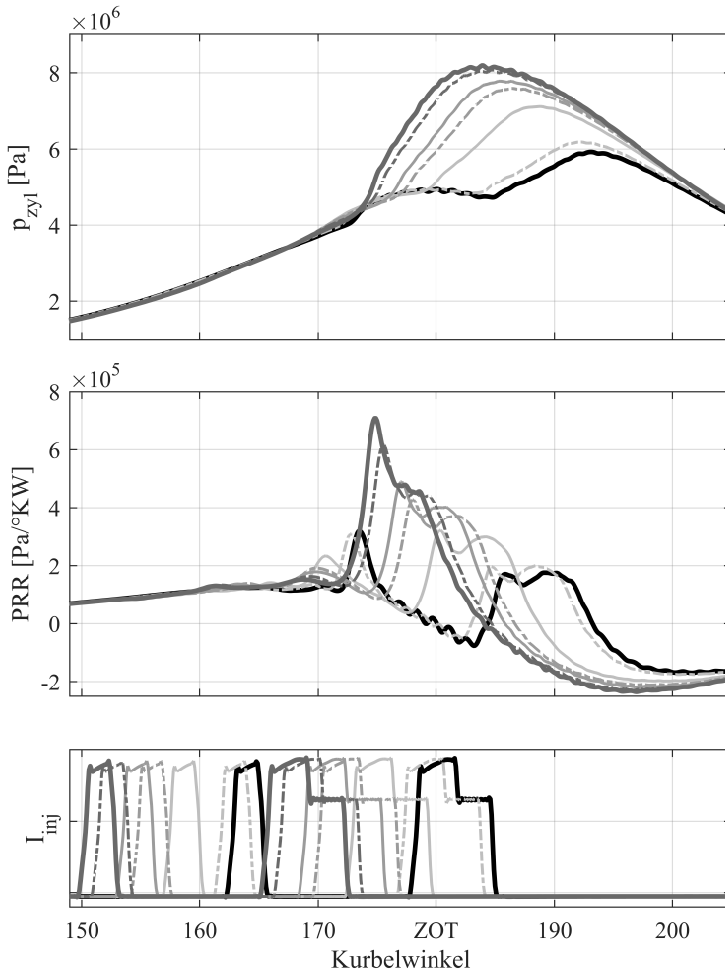
Zündverzögerung zur Voreinspritzung erstmals bei zirka  $172^\circ\text{KW}$  ansteigt. Der Abstand zur Haupteinspritzung ist jedoch so groß, sodass der Zylinderdruck Zeit hat etwas abzunehmen bevor er ein zweites Mal kurz nach ZOT erneut ansteigt.



**Abbildung 5.4:** Verschieben des Einspritzbeginns im ECU-Kennfeld

Dieses Verhalten ist durch den im mittleren Diagramm dargestellten Verlauf des Druckgradienten, auch **Pressure Rise Rate (PRR)** genannt, noch deutlicher als von einander separierte Anstiege zu erkennen. Mit zunehmender Verschiebung des Einspritzzeitpunkts (InjCrv) nach früh übersteigt der Druckgradient, welcher durch die Haupteinspritzung hervorgerufen wird, jedoch denjenigen der Voreinspritzung. Für die in **Tabelle 5.3** dargestellte Variation des Einspritzbeginns wird daher auch der Druckgradient der Haupteinspritzung  $PPR_{MI}$  als Bezugswert herangezogen. Dabei wird die Einspritzung solange nach früh verschoben bis sich  $PPR_{MI}$  auf den nächst höheren ganzzahligen Wert erhöht. Es sei darauf hingewiesen, dass dieser Wert nicht immer mit der in der Motorenentwicklung bekannten Größe des **Peak Pressure Rise Rate (PPRR)**, welcher den höchsten Druckanstiegsgradienten über eine gesamte Verbrennung beschreibt, übereinstimmt.

Alle definierten Variationen und die erreichten Werte sind entsprechend ihrer Sollwerte bezeichnet und **Tabelle 5.3** zu entnehmen. Sie bilden die Grundlage für die in Versuchsreihe 2 getätigten Untersuchungen.



**Abbildung 5.5:** Einspritzzeitvariation im Referenzbetriebspunkt  
 Oben: Zylinderdruckverlauf, Mitte: Druckgradient und  
 Unten: Injektorstrom

**Tabelle 5.3:** Übersicht der Variation des Einspritzzeitpunktes im Referenzbetriebspunkt bei  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  und  $\text{IMEP} = 7 \text{ bar}$

Bezeichnung Betriebspunkt	$\text{PRR}_{MI}$ [bar/°KW]	PPRR [bar/°KW]	InjCrv [°KW v. ZOT]
B (Basis)	1,7	3,2	+ 0
dp2	2,0	3,1	+ 1
dp3		3,2	+ 5,5
dp4		4,2	+ 8,25
dp5		4,9	+ 9,5
dp6		6,2	+ 11,5
dp7		7,1	+ 12,75

Ein Vergleich der damit erreichten unterschiedlichen Verbrennungsanregungen wird im Laufe dieser Arbeit vor allem zwischen den Betriebspunkten Basis und dp7 getätigt. Hier befinden sich die jeweiligen PRRs innerhalb von 1,5°KW Unterschied und können damit als eine Anregung bei geometrisch gleicher Kurbeltriebstellung betrachtet werden.

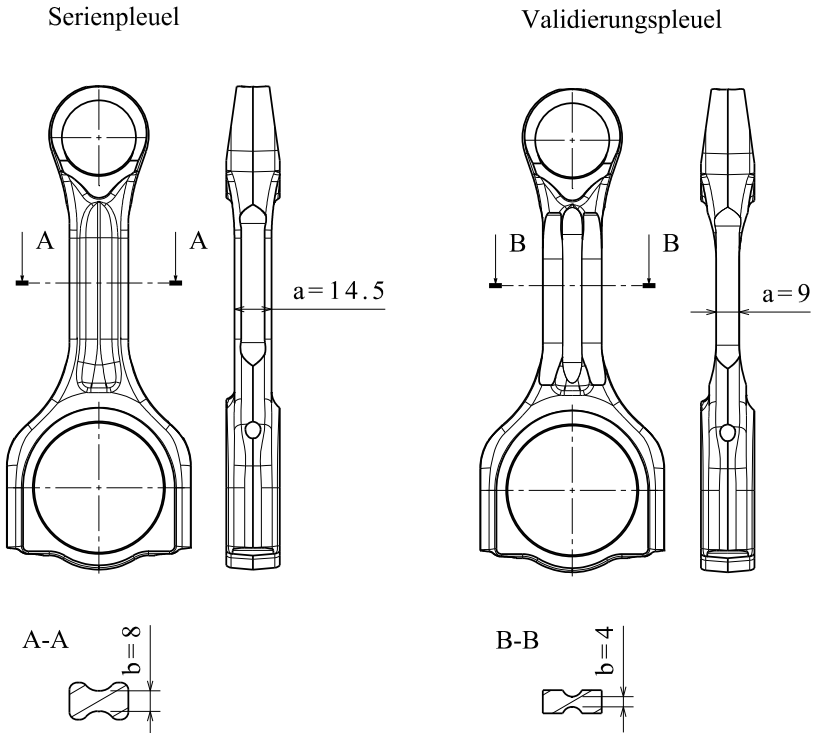
### 5.3 Versuchsreihe 2 - Schwingungen am Pleuelschaft

In der zweiten Versuchsreihe werden die soeben vorgestellten Variationen der Systemanregung durch zweierlei Maßnahmen am System ergänzt.

So wird zum Einen durch eine Dehnungsmessung am Serienpleuel, welche in **Abschnitt 6.3** genau beschrieben wird, das Schwingungsverhalten direkt an der zentralen Komponente erfasst und damit eine detailliertere Unterteilung des inneren Körperschallleitwegs ermöglicht.

Zum Anderen ist durch spanende Bearbeitung des Pleuels, bei bestehender Sensorapplikation, ein hinsichtlich Steifigkeit verringertes System zur Validierung erzeugt worden. Die beiden Bauteilvarianten sind in **Abbildung 5.6** dargestellt. Beide weisen eine Planbearbeitung an den gegenüberliegenden schmalen Schaftseiten, zur Applikation der verwendeten HL-DMS, auf. Die durchgeführten mechanische Bearbeitungen am Validierungspleuel beschränken sich auf

die Reduzierung des, einem Doppel-T-Element gleichenden, Schaftbereichs zwischen großem und kleinem Pleuelauge.



**Abbildung 5.6:** Vergleich der Schaftgeometrie beider Pleuelvarianten

Die in Versuchsreihe 2 getätigten Messungen sind in analoger Weise wie in Versuchsreihe 1 durch Voranstellen des Buchstaben "S" für Serienpleuel und "V" für Validierungspleuel bezeichnet und in **Tabelle 5.4** aufgeführt.

Das zur Führung der Sensor kabel von den HL-DMS aus dem Motor heraus notwendige Messwertübertragungssystem wird in **Abschnitt 6.3** beschrieben. Im Rahmen der Ergebnisdarstellung werden dessen Rückwirkungen auf das Schwingungsverhalten in bestimmten Frequenzbereichen aufgezeigt und auf die Eingrenzungen in der Ergebnisbewertung eingegangen, siehe hierzu **Abschnitt 7.3**.

**Tabelle 5.4:** Übersicht der Versuchsreihe 2 nach Betriebspunkt und Aufbauzustand

Bezeichnung Betriebspunkt	Pleuelvariante	
	Serie	Valid
<b>B</b>	SB	VB
<b>dp2</b>	Sdp2	Vdp2
<b>dp3</b>	Sdp3	Vdp3
<b>dp4</b>	Sdp4	Vdp4
<b>dp5</b>	Sdp5	Vdp5
<b>dp6</b>	Sdp6	Vdp7
<b>dp7</b>	Sdp7	Vdp7
<b>Schub</b>	SS	VS
<b>ohne Injektor</b>	-	VoI

## 5.4 Versuchsreihe 3 - Ölangebot zwischen Kolben und Zylinder

Ziel dieser finalen Untersuchungen ist es die Dämpfungseigenschaften des Kolben-Zylinder-Kontakts, welche zum großen Teil durch das dort vorhandene Schmieröl bestimmt werden, genauer zu betrachten. Im Detail wird dies durch die Ermittlung des vorhandenen Öls im Schmierpalt geschehen. Durch die in **Abschnitt 3.2.4** vorgestellte kombinierte Spaltweitenmessung kann sowohl die Größe des Spalts wie auch die Dicke des sich darin befindlichen Isolators gemessen werden. Die damit ermittelbare Ölfüllung im Schmierpalt soll anschließend in EHD-MKS-Simulationen als neuartiger Vorgabeparameter weiteres Potential zur Verbesserung deren Ergebnisqualität liefern.

Der Messumfang konzentriert sich rein auf den Serienzustand des Versuchsmotors. Grundsätzlich stimmen die gemessene Betriebspunkte mit denjenigen aus der zweiten Versuchsreihe überein. Da anzunehmen ist, dass sich die hydrodynamischen Zustände einen eher geringen Einfluss der Einspritzstrategie aufweisen, sind ausgehend vom Betriebspunkt dpB zusätzlich Last und Drehzahl variiert worden.

# 6 Sensorik und Applikation

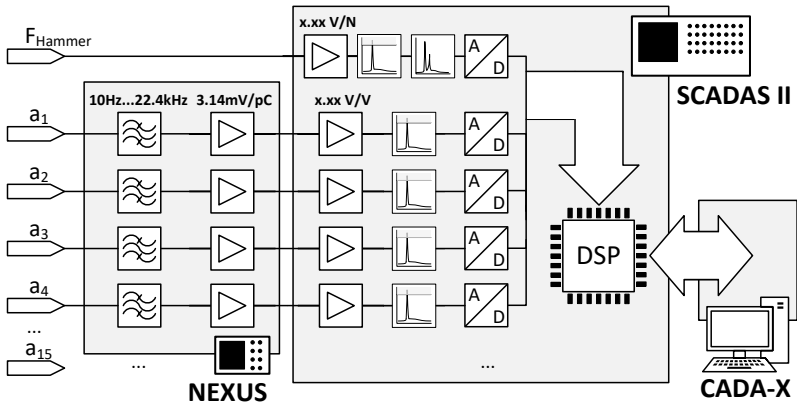
## 6.1 Messtechnik in der Experimentellen Modalanalyse

Die zur EMA eingesetzte Messtechnik umfasst neben der Mess- und Analysesoftware *CADA-X* samt kompatibelem Messfrontend *SCADAS II* geeignete Sensoren zur Erfassung von Impulsanregung und Strukturantwort inklusive notwendiger Sensorkonditioniereinrichtungen. Genauere Spezifikationen sind der Hardwareübersicht in **Tabelle 6.1** zu entnehmen.

**Tabelle 6.1:** Hardwareübersicht zur experimentellen Modalanalyse [9], [10] und [11]

Komponente	Hersteller Typ	Spezifikationen
Mess- und Analysesoftware	LMS CADA-X	HP-UX basiert
Messfrontend	LMS SCADAS II	24 Kanäle mit HP-UX-Schnittstelle
Impulshammer	PCB Typ 086C03	m = 160 g Stahltip
Accelerometer uniaxial	Brüel & Kjær Typ 4375	m = 2,4 g $f_{A10} = 0,1 \dots 16.500$ Hz
Accelerometer triaxial	Brüel & Kjær Typ 4326-A	m = 13 g $f_{A10(x)} = 1 \dots 9.000$ Hz $f_{A10(y)} = 1 \dots 8.000$ Hz $f_{A10(z)} = 1 \dots 16.000$ Hz
Konditionierverstärker	Brüel & Kjær NEXUS Typ 2692-A	4 Kanäle $f_{A10} = 0.1 \dots 100.000$ Hz

Der eingesetzte Modalhammer ist mit einer Stahlspitze und einem Kraftaufnehmer in ICP\*-Ausführung ausgestattet und kann damit direkt an das Messfrontend angeschlossen werden. Wie in **Abbildung 6.1** ersichtlich findet hier die Berücksichtigung des Sensorkalibrierfaktors statt, bevor das Signal hinsichtlich übersteuern und der Existenz eines Doppelimpuls überprüft wird. Für die verwendeten Accerlerometer, fortlaufend als Beschleunigungsaufnehmer bezeichnet, ist eine externe Signalkonditionierung erforderlich. Der hierfür eingesetzte NEXUS Konditionierverstärker verfügt über 4 Kanäle und führt eine Bandpassfilterung zwischen unterer und oberer Grenzfrequenz von 10 Hz und 22.4 kHz, sowie die Wandlung von Ladung [pC] als physikalischer Messgröße in eine Spannung [V] zur störungsfreien Weitergabe an das Messfrontend durch. Dies erfolgt für alle Kanäle anhand identischer Verstärkungsfaktoren. Analog zum Kraftsignal des Impulshammers erfolgt im Messfrontend die Berücksichtigung der sensorindividuellen Kalibrierfaktoren bevor jeder Kanal separat auf ein übersteuerndes Signal überprüft wird.



**Abbildung 6.1:** Signalverarbeitung bei der EMA

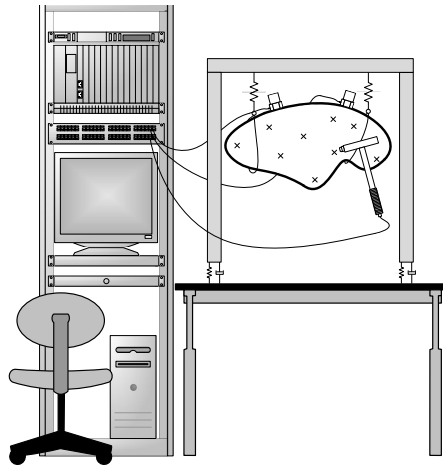
Der im Anschluss an die Analog/Digital-Wandlung der Signale eingesetzte **Digitale Signalprozessor (DSP)** ermöglicht eine separate Anwendung von Filterfunktionen auf die jeweiligen Signale von Hammer und Beschleunigungs-

\*Herstellerbezeichnung für den als **Integrated Electronics Piezo Electric (IEPE)** bezeichneten Industriestandards eines Integrierten Impedanzwandlers



aufnehmer, noch bevor diese einer FFT unterzogen werden. Nach [4] wird das Hammersignal aufgrund seiner Impulsartigkeit mit einem Kraft-Fenster mit einer Länge von 10% multipliziert. Die Signale der Beschleunigungsaufnehmer werden hingegen mit einem Hannig-Fenster multipliziert.

Die Aufhängung der zu untersuchenden Varianten erfolgt in unmittelbarer Nähe zu den Signalverstärkern und der Analyse Hardware. Wie in **Abbildung 6.2** dargestellt ist hierfür eine individuelle Anbringung von Spiralfedern und Schnüren bzw. Gummibändern, an einem gegenüber dem Tisch entkoppeltes Gestell, je nach Variante möglich.



**Abbildung 6.2:** Modalarbeitsplatz

Alle Sensoren sind mittels Aluminiumadapter auf die Bauteile geklebt. Die Adapter sind je nach Position exakt auf die Oberfläche angepasst und gleichen somit vorhandene Radien und Bauteilkonturen aus. Eingesetzt wird hierfür der Klebstoff X60 aus dem Hause HBM. Dieser wird hauptsächlich zur DMS-Applikation verwendet, eignet sich jedoch bis zu einer Temperatur von 80°C auch für Beschleunigungsaufnehmer.

## 6.2 Basisinstrumentierung des Vollmotors

Unter den Begriff Basisinstrumentierung fallen alle im Motorenversuch bekannte und bewährte Sensoren bzw. Messtechniken, welche einen sicheren Betrieb sowie eine grundlegende Beurteilung der jeweiligen Betriebspunkte erlauben. Hierzu gehören zum einen die notwendigen Überwachungs- und Regelgrößen und zum anderen z.B. die Brennraumdruckindizierung. Alle in diesem Abschnitt beschriebenen Messstellen sind über alle Versuchsreihen identisch.

### 6.2.1 Überwachungsgrößen

Wie in Abschnitt 4.2 beschrieben kommen unterschiedliche Überwachungs- und Regelgrößen zum Einsatz. Allen dieser Größen gemein ist deren Erfassung oder Ausgabe über das Prüfstandautomatisierungssystem. Die Abtastfrequenz beträgt 100Hz. In **Tabelle 6.2** sind die wichtigsten der für diese Arbeit notwendigen Messgrößen aufgeführt.

**Tabelle 6.2:** Relevante Betriebs- und Überwachungsgrößen

Name	Messmittel	Beschreibung
TKWE	ThE Typ-K	Kühlwassertemperatur Motoreintritt
TOELE	Pt100	Öltemperatur Motoreintritt
TOELS		Öltemperatur im Sumpf
TANS		Ladelufttemperatur Motoreintritt
TABG	ThE Typ-N	Abgastemperatur nach Krümmer
pOELE	Membrandruck- aufnehmer	Öldruck Motoreintritt
pB		Kraftstoffdruck Vorlauf
pANS		Ansaugluftdruck nach Abgasturbolader
n	Prüfstandsensorik	Motordrehzahl
M		Motormoment
$\alpha$	ECU-Eingang	Sollwertvorgabe Fahrpedal

Diese umfassen in erster Linie Temperaturen und Drücke der Medienkreisläufe, wie auch Drehzahl und abgegebenes Moment. Das Entwicklungssteuergerät ermöglicht es direkt über einen analogen Ausgang der Prüfstandautomatisierung

den Fahrpedalwert vorzugeben und damit einen Betrieb nach  $\alpha/n$ - bzw.  $n/M$ -Regelung zu gewährleisten.

### 6.2.2 Vibro-Akustik-Messsystem

Neben diesen "langsamen" Messgrößen wird zur schnellen Datenerfassung ein spezielles Vibro-Akustik-Messsystem der Müller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH verwendet. Das eingesetzte *PAK MKII* Frontend besitzt insgesamt 56 Kanäle und ermöglicht es Mikrofon- und Beschleunigungsaufnehmer ebenso direkt anzuschließen wie auch Tachoimpulse und analoge Spannungssignale zu erfassen. **Tabelle 6.3** gibt einen Überblick über das verwendete Frontend.

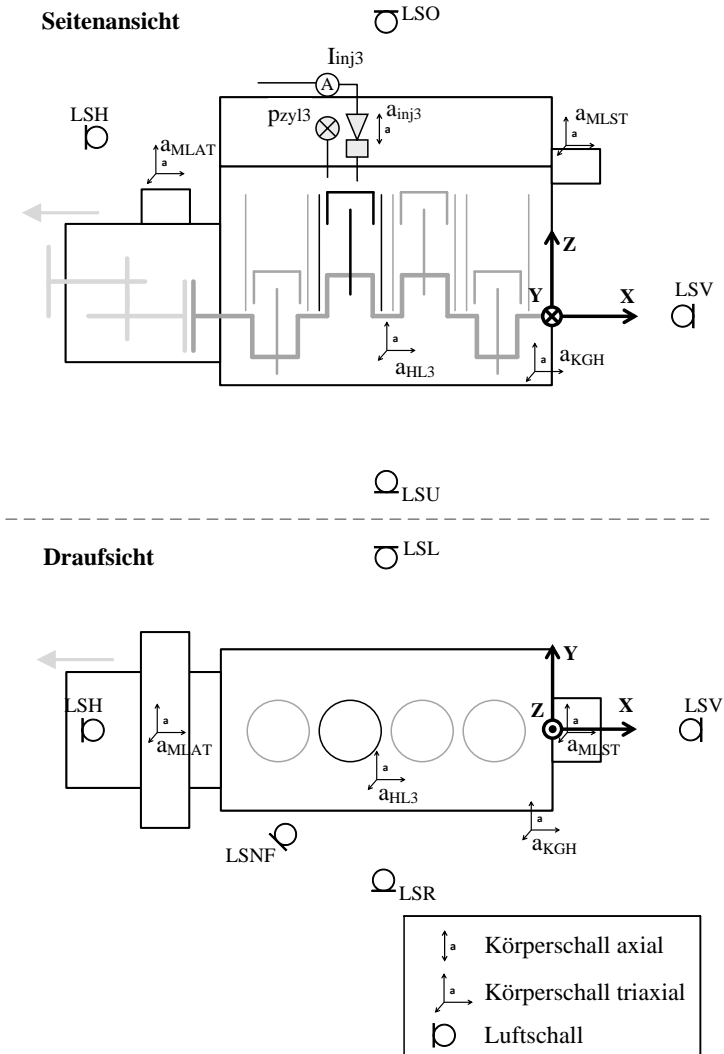
**Tabelle 6.3:** Spezifikationen des *PAK MKII* [48]

Messgröße	Kanäle	Modul	Datenrate	Auflösung
<b>Luftschall</b>	8	MIC42	200kSa/s	24bit
<b>Körperschall</b>	24	CHG42	100kSa/s	24bit
<b>Spannung</b>	20	ICP42S	200kSa/s	24bit
<b>Tachosignal</b>	4	ICT42S	bis zu 700kSa/s	20ns

### 6.2.3 Luft- und Körperschallsensorik

Zur Erfassung von Luftschall werden Freifeldmikrofone aus dem Hause Brüel & Kjær eingesetzt. Die verwendeten Beschleunigungsaufnehmer sind identisch mit den in Abschnitt 6.1 beschriebenen Sensoren.

Wie in **Abbildung 6.3** ersichtlich werden alle 6 Raumseiten durch mindestens ein Mikrofon abgebildet. Die Abstände zur Motoroberfläche betragen im Idealfall 1 Meter und befinden sich auf Höhe der Kurbelwellenachse. Einzig die Position hinter dem Motor (LSH) sowie die Nahfeldposition (LSNF) unterscheiden sich von diesen für NVH-Untersuchungen typischen Werten. Aufgrund des Wellenstrangs befindet sich die Position hinter dem Motor oberhalb des Getriebes in 300 mm Abstand vom Kurbelgehäuse. Die Nahfeldposition befindet sich auf der rechten Seite und ist um 45 Grad um die Hochachse gedreht sowie in einem Abstand von 150 mm mittig auf die DS des Zylinders 3 ausgerichtet.



**Abbildung 6.3:** Anordnung von Luft- und Körperschallsensoren

Ebenso ist die Positionsauswahl der Körperschallmessstellen auf die Analyse des inneren Körperschallleitwegs von Zylinder 3 hin ausgewählt. Um mögliche

Injektoreinflüsse im Luftschall identifizieren zu können ist ein uniaxialer Beschleunigungsaufnehmer auf die Montageschraube des Injektorniederhalters geklebt. Ein triaxialer Beschleunigungsaufnehmer ist über einen Stahladapter unter den Schraubenkopf der rechten Hauptlagerschraube des dritten Hauptlagerstuhls appliziert.

**Tabelle 6.4:** Übersicht der akustischen Basisausrüstung [10] [9]

	Name	Typ	Messbereich [Hz]	Beschreibung
Luftschall	LSR	4190	6.3...20 000	rechts (DS)
	LSL	4190	6.3...20 000	links (GDS)
	LSO	4190	6.3...20 000	oben
	LSU	4190	6.3...20 000	unten
	LSV	4190	6.3...20 000	vorne
	LSH	4190	6.3...20 000	hinten
	LSNF	4190	6.3...20 000	Nahfeld rechts (DS)
Körperschall	aInj3	4375	1...16 500	Injektor 3
	aMLSTx	4326-A	1...9 000	Motorlager Steuertrieb x
	aMLSTy	4326-A	1...8 000	Motorlager Steuertrieb y
	aMLSTz	4326-A	1...16 000	Motorlager Steuertrieb z
	aMLATx	4326-A	1...9 000	Motorlager Abtrieb x
	aMLATy	4326-A	1...8 000	Motorlager Abtrieb y
	aMLATz	4326-A	1...16 000	Motorlager Abtrieb z
	aKGHx	4326-A	1...9 000	Kurbelgehäuse rechts x
	aKGHy	4326-A	1...16 000	Kurbelgehäuse rechts y
	aKGHz	4326-A	1...8 000	Kurbelgehäuse rechts z
	aHL3x	4326-A	1...8 000	Hauptlager 3 rechts x
	aHL3y	4326-A	1...9 000	Hauptlager 3 rechts y
	aHL3z	4326-A	1...16 000	Hauptlager 3 rechts z

Zusätzliche Messpositionen an den beiden Motorlagern auf Abtrieb- und Steuertriebseite sowie auf der rechten Seite des Kurbelgehäuses erfassen darüber hinaus Vibrationen in alle drei Raumrichtungen. Die einzelnen Sensorrichtungen sind bis auf die Messstelle am Injektor identisch mit dem abgebildeten

Koordinatensystem, welches als Referenzsystem fungiert.

### 6.2.4 Brennraumdruckindizierung

Die Brennraumdruckindizierung umfasst zum einen die Erfassung des Brennraumdrucks und zum anderen die Erfassung des Kurbelwinkels sowie deren Zuordnung zueinander.

Ersteres erfolgt mittels eines ungekühlten piezoelektrischen Druckaufnehmer von Kistler, welcher über einen Adapter in die serienmäßige Glühstiftbohrung in Zylinder 3 eingeschraubt ist. Über einen Ladungsverstärker, welcher die gemessene Ladung in ein Spannungssignal wandelt, erfolgt die Signalweitergabe an das Messfrontend *PAK MKII*.

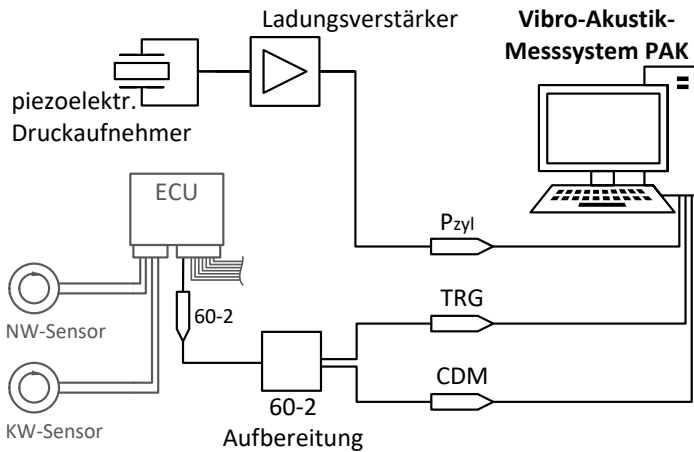


Abbildung 6.4: Messkette der Brennraumdruckindizierung

Zur Erzeugung eines geeigneten Kurbelwinkelsignals wird das an der ECU vorhandene 60-2-Signal des serienmäßigen Kurbelwellensensors abgegriffen, über eine Winkelaufbereitung vervielfacht und als Crank Degree Marker (CDM) dem *PAK MKII* übergeben. Gleichzeitig wird in der Winkelaufbereitung ein Triggersignal pro Arbeitsspiel - Combustion Cycle **Trigger** (TRG) - erzeugt,

welches später die Zuordnung des ZOT erlaubt. In **Abbildung 6.4** ist die gesamte Indizier-Messkette dargestellt. Die Spezifikationen der jeweiligen Komponenten sind in **Tabelle 6.5** zu finden.

**Tabelle 6.5:** Spezifikationen der Indizier-Komponenten [37] [39]

Hardware	Hersteller Typ	Spezifikation
<b>Hochtemperatur-Drucksensor</b>	Kistler Typ 6056A	Messbereich: 0...250 bar Empfindlichkeit: -20 pC/bar Linearität: $\leq 0.3$ % FSO
<b>Glühkerzenadapter</b>	Kistler Typ 6542Q	-
<b>Ladungsverstärker</b>	Kistler Typ 5064C21	Messbereich: $\pm 100 \dots \pm 100.000$ pC Fehler $\pm 0.1$ % integrierte Driftkompensation
<b>60-2 Aufbereitung</b>	-	Winkelauflösung: $0.1^\circ \text{KW}$ separater Triggerimpuls

Durch eine Verwendung eines Glühkerzenadapters können sogenannte Pfeifenschwingungen hervorgerufen werden, welche nach [45] hinsichtlich deren Frequenzinhalt hin zu untersuchen und zu bewerten sind.

Das Vorkommen und die Intensität von Pfeifenschwingungen nehmen in Richtung Volllast deutlich zu und hängen direkt mit dem Rückversatz des Sensors im Glühstiftadapter zusammen, welcher wiederum die Lebensdauer des ungekühlten Druckaufnehmers umgekehrt proportional beeinflusst [38]. Aufgrund des geringen Volllastanteils über die gesamten Untersuchungen hinweg konnte durch einen geringen Rückversatz der Einfluss der Pfeifenschwingungen ohne Lebensdauereinbußen erzielt werden.

### 6.3 Ausrüstung zur Dehnungserfassung am Pleuel

Für die Erfassung von Betriebsschwingungen am bewegten Pleuel, vgl. Abschnitt 5.3, kommen vier HL-DMS zum Einsatz. In **Tabelle 6.6** sind alle Sensor-

daten enthalten. Deren Positionen befinden sich oben und unten am Pleuelschaft und sind symmetrisch zur Pleuelmitte ausgeführt. Alle vier Sensoren erfassen einzig Dehnungen in Längsrichtung des Pleuels.

Wie in Abschnitt 5.3 beschrieben wird das Pleuel in zwei Konfigurationen vermessen, was eine mechanische Bearbeitung erforderlich macht. Aus diesem Grund ist die zur Aufbringung der HL-DMS abgefräste Planfläche hergestellt und die Applikation so schmal wie möglich gehalten. Die realisierte Stärke des Validierungspleuels weist 9 mm auf, siehe **Abbildung 5.6**, und erlaubt damit ausreichend Abstand zu Sensor und Kabelführung. **Abbildung 6.5** zeigt die Positionierung der Sensoren anhand des Serienpleuels sowie die zugehörige Drehrichtung der Kurbelwelle. Die Sensoren 1 und 2 befinden sich auf der GDS, 3 und 4 auf der DS.

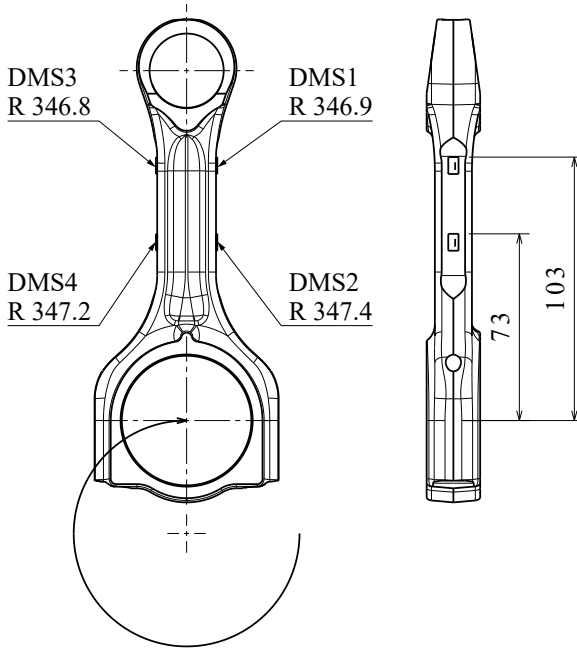
**Tabelle 6.6:** Spezifikation der verwendeten HL-DMS

Hersteller Bezeichnung	Typ	$k$ -Faktor [-]	$R_0$ [ $\Omega$ ]	Dynamik [kHz]	Träger [mm]	Gitter [mm]
KYOWA KSP-1-350-E4	p-Si	164	350	0...360	6,6 x 4	1 x 0,25

Der elektrische Anschluss erfolgt jeweils über ein Paar Lötstützpunkte direkt unterhalb der DMS. Von diesen werden die Signale über Kupferlackdraht bis auf weitere Lötstützpunkte oberhalb der Trennstelle des großen Pleuelauges geführt. Bis zu diesen Übergabestellen bleibt die gesamte Sensorik und Verkabelung über die gesamte Versuchsreihe unverändert. HL-DMS sowie Lötstützpunkte werden dazu mit einem speziellen Klebstoff zur DMS-Applikation verklebt und anschließend verlötet. Im Anschluss werden die Lötunkte gereinigt, Sensor- sowie Isolationswiderstand gegenüber dem Pleuel kontrolliert bevor mit der Verklebung der Kupferlackdrahte begonnen wird.

Am großen Pleuelaug erfolgt der Übergang auf Stahllitzen, welche zur Signalübertragung über ein sogenanntes Messwertübertragungssystem, welches in Abschnitt 6.3.2 beschrieben wird, dienen und aufgrund einer verbesserten Haltbarkeit Kupferleitungen vorgezogen werden.



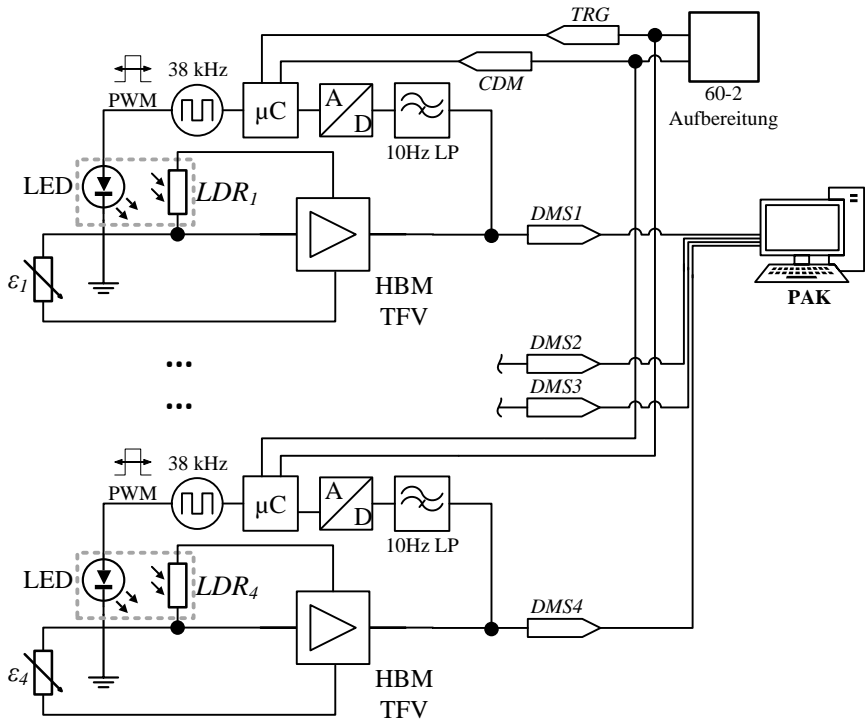


**Abbildung 6.5:** Positionierung der HL-DMS am Serienpleuel

### 6.3.1 Kompensationsschaltung

Außerhalb des Motors werden alle DMS einzeln an eine speziell entwickelte Kompensationsschaltung angeschlossen, um den in Abschnitt 3.2.1 beschriebenen temperaturbedingten Drift zu entfernen.

Ausgehend von **Abbildung 3.4** werden die HL-DMS jeweils über eine Halbbrücke an einen Träger Frequenz Verstärker (TFV) angeschlossen. Hierbei repräsentiert der HL-DMS den Widerstand  $R_1$ . Der Widerstand  $R_2$  wird durch einen Ligth Dependent Resistor (LDR) gebildet, welcher lichtdicht gegenüber einer Ligth Emitting Diode (LED) positioniert ist, siehe **Abbildung 6.6**.



**Abbildung 6.6:** Elektrische Verschaltung der HL-DMS innerhalb der Driftkompensation

Durch die Regelung der Helligkeit der LED über eine **Microcontroller Unit** (MCU) kann somit der Widerstandswert  $R_2$  aktiv eingestellt und damit die Messbrücke wieder ausgeglichen werden.

Möglich ist dies jedoch nur wenn die absoluten Dehnungswerte nicht von Bedeutung sind und die Kompensation so gewählt ist, dass diese außerhalb des Analysebereichs stattfindet.

Zu diesem Zweck wird die MCU zusätzlich zum Ausgangssignal des TFV, also dem eigentlichen Dehnungssignal, mit den Winkelinformationen der Brennraumdruckindizierung (CDM und TRG) versorgt. Durch eine Eingrenzung der Aktivität der Kompensationsschaltung auf einen Kurbelwinkelbereich von 375 bis 405 °KW und damit zu Beginn des Ladungswechsels, ist eine vollständige

Frequenzanalyse des Hochdruckteils ohne Regeleinfluss gewährleistet. Zur Sicherstellung einer korrekten Funktion wird über die Dauer des Regeleingriffs jeweils ein analoger Ausgang auf High gesetzt und selbiger aufgezeichnet.

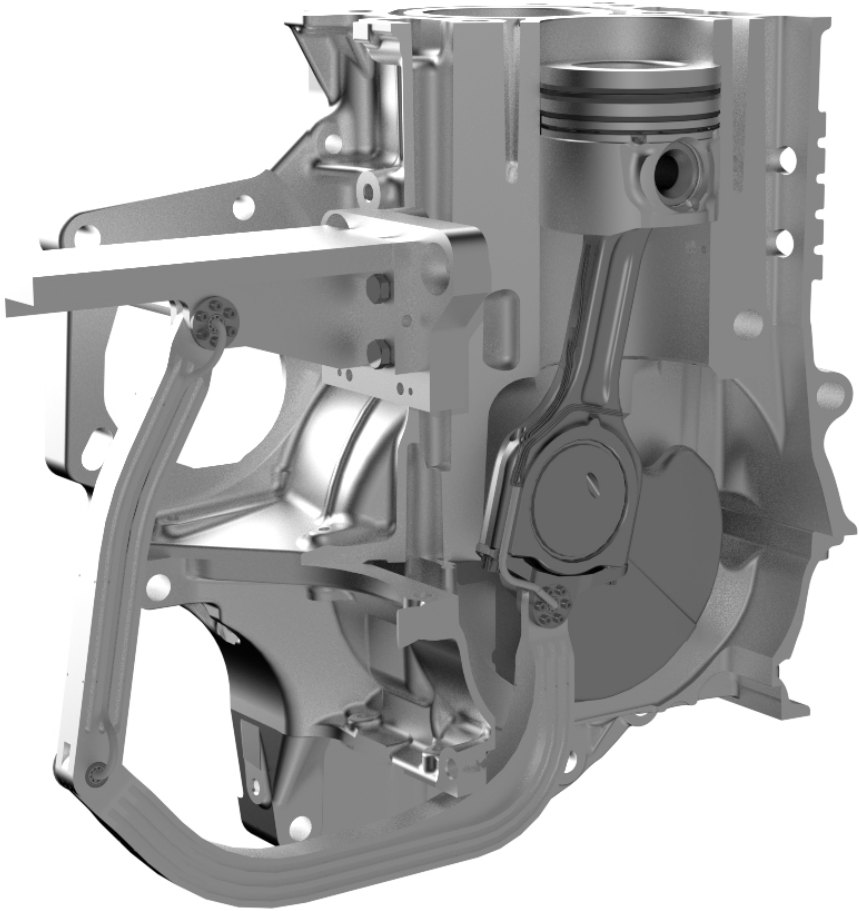
Als begrenzende Komponente hinsichtlich der Dynamik des Messsignals ist der TFV zu nennen. Seine Spezifikationen sind in **Tabelle 6.7** aufgeführt.

**Tabelle 6.7:** Spezifikation der verwendeten TFV

Hersteller Bezeichnung	$f_{TF}$ [kHz]	$U_{B(eff)}$ [V]	$U_{\varepsilon}$ [V]	Dynamik [Hz]	Linearität [ $\mu\text{m/m}$ ]
HBM KWS 3085	$50 \pm 1\%$	$5 \pm 5\%$	$\pm 10$	0...15.000	< 1,22

### 6.3.2 Messwertübertragungssystem

Die Verwendung eines Messwertübertragungssystems in Form einer Kabelschwinde ist in erster Linie aufgrund des zu analysierenden Frequenzbereichs von bis zu 5 kHz sowie der hierfür notwendigen Signalbandbreite notwendig. Auch eine aktive Beeinflussung der Wheatstone'schen Brückenschaltung, wie diese soeben beschrieben wurde, ist nur durch eine außerhalb der Motors befindliche zweite Brückenhälfte und damit kabelgebundene Signalwege möglich. Neben diesen Vorteilen ist die Beeinflussung des dynamischen Verhaltens des Kurbeltriebs durch die zusätzlichen Massenkräfte der Schwingenarme als Nachteil anzuführen. Um diesen Einfluss zu minimieren ist die Kabelschwinde, wie in **Abbildung 6.7** ersichtlich, am unteren Bereich des großen Pleuelauges über die serienmäßigen Pleuelschrauben angebunden. Die zu erwartende Beeinflussung der Pleuelschwingung ist hierbei als wesentlich geringer einzuordnen als bei Anbindungen im Bereich vom oberen Pleuelauge oder dem Kolben wie diese beispielsweise in [42] ausgeführt sind. Dennoch ist anhand der Basisausrüstung ein Vergleich zwischen dem Schwingungsverhalten mit und ohne Kabelschwinde unerlässlich. Dieser ist in der Ergebnisbetrachtung unter **Abschnitt 7.3** zu finden.



**Abbildung 6.7:** Messwertübertagungssystem in der Motor-Schnittdarstellung

Die Kabelschwinge ist so konzipiert, dass eine möglichst lange Lebensdauer der Sensorsignalleitungen gewährleistet werden kann. Hierfür werden isolierte Einzeladern aus Stahl anstelle von Kupfer verwendet, welche in einem Silikon Schlauch gebündelt axial durch die Gelenke geführt werden und damit eine reine Torsionsbeanspruchung erfahren. Bei der konstruktiven Auslegung ist daher das Hauptaugenmerk auf eine Minimierung der einzelnen Verdrehwinkel in den insgesamt 3 Lagerstellen gesetzt. Zudem ist in der Konstruktion der

Kabelschwinde darauf zu achten, dass die strukturelle relevante Bedplate nur an den Bereichen der Schwallbleche bearbeitet werden muss. Das Resultat ist daher auch im Vergleich zu Untersuchungen an Motoren ohne Bedplate, wie z.B. in [27], an signifikant längeren Schwingenhebeln zu erkennen. Insgesamt ergibt sich eine Kabellänge von 680 mm, welche von dem großen Pleuelauge über einen Pleueladapter, zwei Schwingenhebel bis zu einer Kurbelgehäuseanbindung verlaufen. Dort stoßen diese unmittelbar aus dem Schwingenkasten heraus und können an die Kompensationsschaltung angeschlossen werden.

**Tabelle 6.8:** Spezifikationen des Messwertübertragungssystems

Komponente	Material	bew. Masse [g]	Verdrehwinkel [°]		
<b>Anbindung KGH</b>	Al 7075	-	39,95	43,05	41,57
<b>Hebel 1</b>	Al 7075	111,6			
<b>Hebel 2</b>	Al 7075	190			
<b>Anbindung Pleuel</b>	St 37-2	57,6			

Bei der Nutzung der Kabelschwinde ist ein Aufprallen der Schwinde auf die Oberfläche des Ölsumpfs zu verhindern. Aus diesem Grund ist die serienmäßige Ölwanne ersetzt und der Ölstand abgesenkt. Erreicht wird dies durch eine im Schwingenkasten integrierte Ölwanne aus 10 mm starken Aluminiumblechen, welche an einen entsprechenden Adapterflansch geschweißt ist und über die serienmäßigen Befestigungspunkte an die Bedplate verschraubt wird.

Darüber hinaus ist die Kabelschwinde hinsichtlich ihres Eigenschwingungsverhaltens untersucht und ausgelegt. Mittels der Software ANSYS Workbench ist eine Simulation der Bauteilbelastung sowie eine analytische Modalanalyse durchgeführt.

## 6.4 Kombinierte Spaltweitenmesstechnik

Zur Erfassung des Ölangebots im Schmierspalt zwischen Kolben und Zylinder kommt die bereits in Abschnitt 3.2.4 beschriebene Methode der kombinierten Spaltweitenmessung zu Anwendung.

Der theoretische Idealfall einer koaxialen Sensorapplikation erfordert eine bereits beim Hersteller berücksichtigte Kombination beider Messmethoden in einem Sensor und ist zum Zeitpunkt der Arbeit noch nicht für die notwendige geringe Sensorgröße verfügbar. Das Hauptaugenmerk bei der konstruktiven Auslegung liegt daher darauf die beiden Sensoren so nahe wie möglich zueinander zu positionieren, um die Notwendigkeit eines identischen Abstands zwischen Messobjekt und Sensoren sowie konstante hydrodynamische Bedingungen gewährleisten zu können.

Wie in **Tabelle 6.9** sowie **Abbildung 6.9** ersichtlich ist der kapazitive Sensor (capaNCDT) deutlich größer als der Wirbelstromsensor (eddyNCDT). Vor allem die Tatsache, dass dieser Sensortyp zum Zeitpunkt der Auslegung nicht mit integriertem Kabel verfügbar ist, lässt die Baulänge von ohnehin bereits über 12 mm zusätzlich anwachsen und verhindert eine Applikation im Kolben.

**Tabelle 6.9:** Merkmale der verwendeten Abstandssensoren

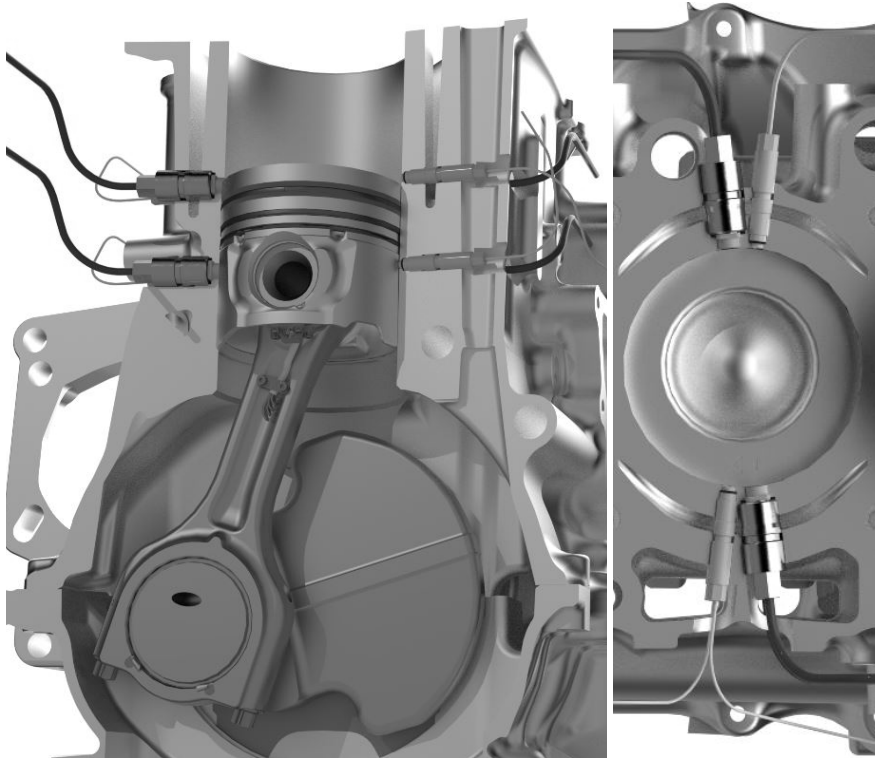
Hersteller Bezeichnung	Ausführung	D x L [mm]	Messfleck [mm]
Micro-Epsilon capaNCDT CSE05(02)	geschirmt mit Stecker und Bund (Sonderausf.)	6 x 12,4	6
Micro-Epsilon eddyNCDT EU05/180	ungeschirmt mit integriertem Kabel	2,3 x 2,8	9 (6)

#### 6.4.1 Zylinderfeste Sensorapplikation

Das Ergebnis ist eine zylinderfeste Applikation auf zwei unterschiedlichen Positionen über dem Hub, vgl. **Abbildung 6.8**. Hierbei befinden sich auf DS und GDS jeweils ein Sensorpaar, bestehend aus Wirbelstromsensor und kapazitivem Sensor. Diese sind so angeordnet, dass sich die beiden Sensoren identischer Bauart gegenüber befinden.

Ähnlich wie bei Wirbelstromsensoren, wie diese z.B. in [51], [27], [42] oder auch [43] zum Einsatz kommen, ist die resultierende Bauteiloberfläche nach der Sensorapplikation nachzuarbeiten damit keine Beeinflussung der Vorgänge in den hydrodynamischen Lagerungen entsteht. Für kapazitive Sensoren ist dies darüber hinaus von immenser Relevanz, da sich z.B. ein möglicher Rückversatz

oder ein entstandener Hinterschnitt mit Schmieröl füllen würde. In diesem Fall ist davon auszugehen, dass die Füllungs Zustände in einem solchen Hinterschnitt nicht belastbar vorhergesagt werden können und damit in hohem Maße die Messergebnisse negativ beeinflussen.

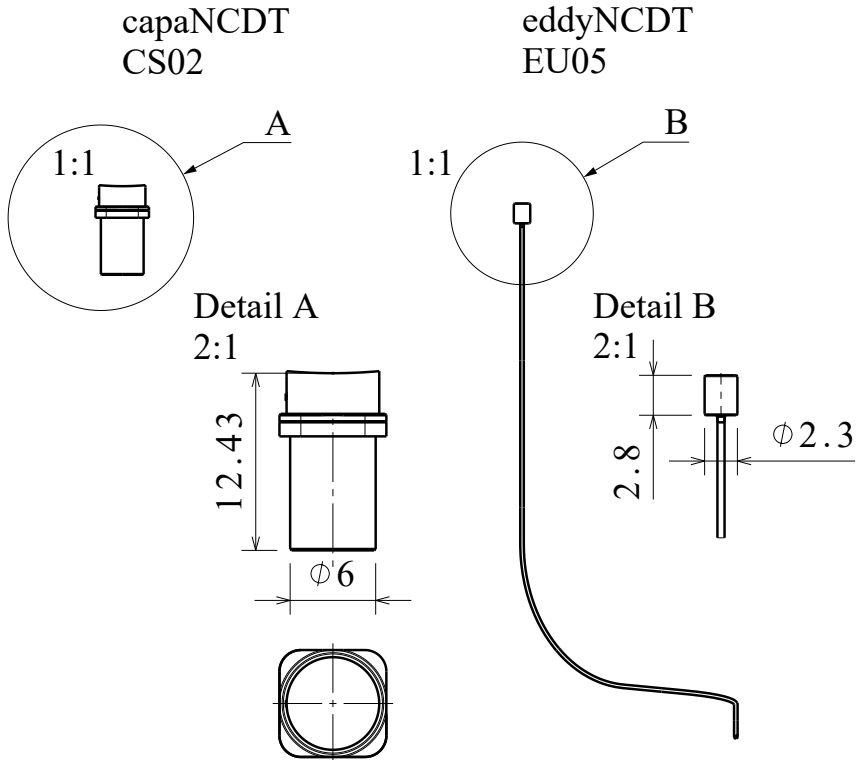


**Abbildung 6.8:** Schnittdarstellungen der applizierten Sensorik zur kombinierten Spaltweitenmessung

Umgangen wird dieses Problem indem der kapazitive Sensor mit einer konvexen Kappe aus **Polyetheretherketon (PEEK)** ausgeführt, eingebaut und durch Honen der Zylinderbohrung absolut bündig in deren Oberfläche integriert wird. Durchgeführte Honversuche von Hand haben gezeigt, dass PEEK in der Lage ist Honstrukturen zu einem wesentlichen Anteil anzunehmen. Durch die

Verwendung eines Übermaßkolben wird anschließend das ursprüngliche Einbauspiel von  $70 \mu\text{m}$  wiederhergestellt und damit serienmäßige hydrodynamische Verhältnisse vorausgesetzt.

In **Abbildung 6.9** sind die Abmessungen beider Sensortypen ohne Montagehülse ersichtlich.



**Abbildung 6.9:** Sensordimensionen und -geometrien nach [34] und [35]

Die notwendigen Maßnahmen, welche bei der Herstellung des kapazitiven Sensors berücksichtigt werden müssen, werden durch das Anbringen eines quadratischen Sensorbunds ergänzt. In Verbindung mit entsprechenden senkerodierten Sensorsitzen garantiert dies die korrekte Einbaulage der konvexen



Sensorfläche zur Zylinderbohrung und übernimmt die Funktion der Abdichtung gegenüber dem Brennraum. Gleichzeitig wird dadurch ein Verdrehen des Sensors beim Honprozess oder bei der Montage verhindert. Diese erfolgt über eine Montagehülse, welche über ein Feingewinde in das Kurbelgehäuse eingeschraubt wird und von hinten gegen den Bund drückt. Ein O-Ring an der Außenseite der Montagehülse sorgt für eine Trennung zwischen Wassermantel und Ölrücklauf.

Darüber hinaus ist eine Masseverbindung zum Messobjekt Kolben zur fehlerfreien Funktion der Messmethode vorzusehen. Ein erster Versuch unter der Annahme, dass der Kolben über die Kolbenringe zu jeden Zeitpunkt des Arbeitsspiels einen elektrisch leitfähigen Kontakt zur Zylinderbuchse herstellt welcher über einen Masseabgriff am Kurbelgehäuse zu einen geschlossenen Stromkreis verschaltet werden kann, hat sich als nicht ausreichend robust erwiesen.

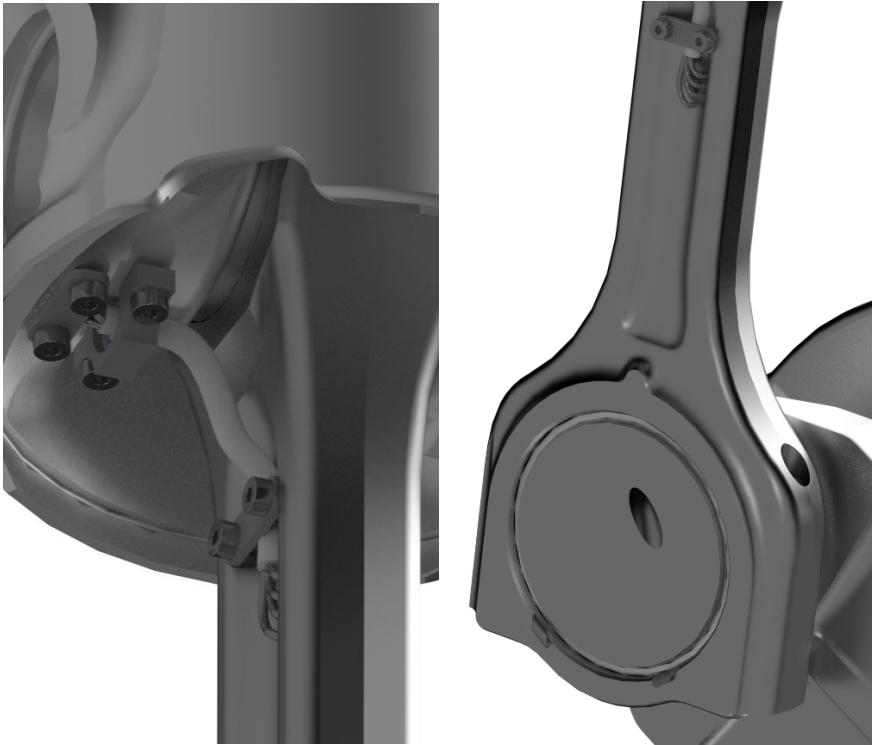
Aus diesem Grund erfolgt ein definierter Massekontakt von Kolben, über den Pleuel zur Kurbelwelle auf die Außenseite des Motors. Wie in **Abbildung 6.10** ersichtlich ist befinden sich hierfür kleine Bohrungen an der Unterseite der Bolzenlagerung am Kolben, in welche mittels elektrisch leitfähigem Klebstoff Stahllitzen verklebt werden. Darüber hinaus ist in unmittelbarer Nähe hierzu eine Tasche für die Aufnahme eines senkrecht zur Oberfläche positionierten Kugellagers angebracht. In diesem wird, analog zur Messschwinge aus Abschnitt 6.3, ein Schutzschlauch aus Silikon als Führung für die Stahllitzen untergebracht. Der Schlauch führt in einem ausreichend dimensionierten Bogen auf den Pleuel. Dieser Bogen kann in Verbindung mit dem Lager die durch die Pleuelschwenkbewegung verursachte Bewegung relativ zum Kolben aufnehmen.

Am Pleuel angekommen wird der Schlauch am oberen Schaftende fixiert und die Masseverbindung erneut mittels leitfähigem Klebstoff auf das Bauteil übertragen.

Der Masseübergang von Pleuel zu Kurbelwelle erfolgt am großen Pleuelauge über vier in der unteren Pleuelhälfte angebrachte Kupferschlaufen, welche nach der Montage den Freistich der Kurbelkröpfung ausfüllen.

Auf der Seite des Steuertrieb wird der Massekontakt über die Montagescheibe der Riemenscheibe von der Kurbelwelle an eine Kabelverbindung zum Sensor-signalverstärker übergeben. Dieser Übergang erfolgt über einen Schleifkontakt

aus Kohle und stellt damit eine kontinuierliche Masseverbindung sicher.

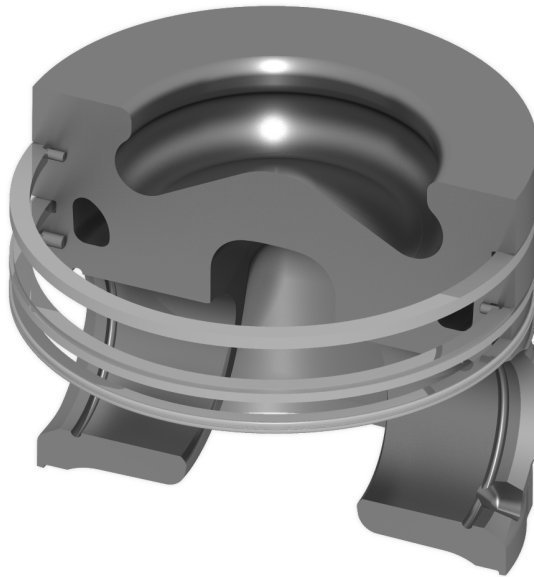


**Abbildung 6.10:** Masseverbindung von Kolben auf Pleuel (links) und von Pleuel auf Kurbelwelle (rechts)

Deutlich weniger Aufwand bedarf die Applikation des Wirbelstromsensors. Dieser wird bereits beim Hersteller in eine zur Verfügung gestellte Montagehülse bündig zur Vorderseite eingeklebt. Ein ausreichend dimensionierter radialer Klebespalt sowie die Hülse selbst sorgen dafür, dass der an für sich ungeschirmte Subminiatursensor des Typs EU05 das selbe Verhalten aufweist, wie ein serienmäßig geschirmter Sensor der Baureihe ES. Ein, im Vergleich zu diesen, minimierter Applikationsdurchmesser erlaubt eine sehr enge Montage zu seinem kapazitiven Sensorpartner. Die Hülse selbst besteht aus Aluminium und übernimmt dieselbe Funktion hinsichtlich Abdichtung zwischen Wasser-

und Ölkreislauf wie diejenige des kapazitiven Sensors. Ein Stahldichtring sorgt für die Abdichtung zum Brennraum und erlaubt darüber hinaus, durch eine individuelle Anpassung dessen Stärke, eine optimale axiale Positionierung des Sensors zur Zylinderoberfläche.

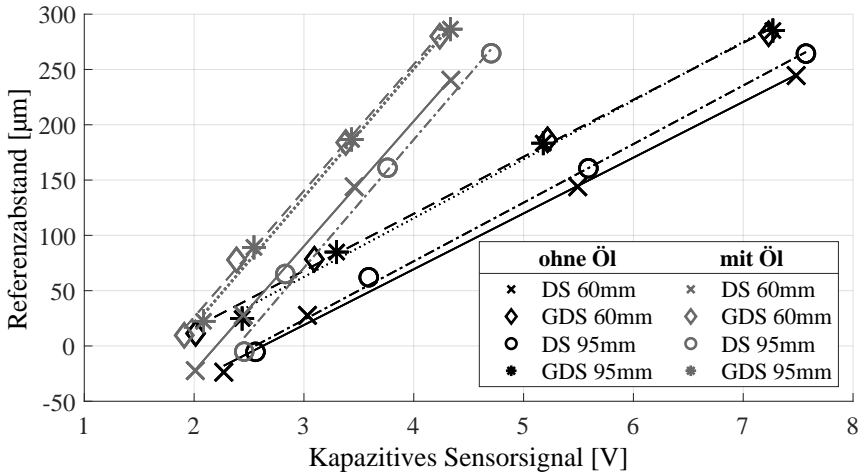
Um die Sensoroberflächen vor der Stoßkante der Kolbenringe, welche sich im Serienbetrieb unkontrolliert in der Ringnut drehen, zu schützen, sind die Kolbenringe gegen Verdrehen zu sichern. Erreicht wird dies durch radiales Anbringen von Spannhülsen im Grund jeder der drei Ringnuten. Die Kolbenringe rasten dann in dazu passende Aussparung an deren Innenseite ein und laufen damit gegen die Spannhülsen.



**Abbildung 6.11:** Kolbenringfixierung über Stifte

Die Montage der Wirbelstromsensoren erfolgt erst nachdem die applizierten kapazitiven Sensoren verbaut sind und die Honbearbeitung abgeschlossen ist. Sind alle 4 Sensorpaare vollständig appliziert, wird eine Kontrolle ihrer Funktion im Zylinder durchgeführt. Durch Einlegen eines Kolbensegments, welches über eine unterschiedliche Anzahl an Klebestreifen rechts und links der Messfläche

in seinem Abstand variiert wird, können die Spannungswerte der kapazitiven Sensoren für den ölfreien Zustand in Bezug zu den Signalen der entsprechenden Referenzsensoren gebracht werden. Die Ergebnisse sind für vier Konfigurationen in **Abbildung 6.12** ersichtlich.



**Abbildung 6.12:** Kapazitive Sensorsignale samt Regressionsgeraden nach der Honbearbeitung | Schwarz: für den Luftspalt | Grau: für vollständig mit Öl gefüllten Spalt

Durch schwarze Punkte ist der ölfreie Zustand dargestellt, während die in grau dargestellten Punkte einen mit Öl vollgefüllten Messspalt repräsentieren. Es ist ersichtlich, dass der zuerst gemessene Zustand ohne Klebestreifen, welcher theoretisch ein vollständiges Anliegen des Kolben vor dem Sensor darstellt, von Null differente referenzabstandswerte zur Folge hat. Positive Abweichungen, wie diese die Sensoren auf der Gegendruckseite aufweisen, sind auf die Montage der wirbelstrombasierten Sensoren mit einem Rückversatz zurückzuführen und damit bewußt herbeigeführt. Die vorliegenden negativen Werte auf der Druckseite sind dagegen nicht zu erklären. Alle kapazitiven Sensoren erfahren zusätzlich noch eine Nullpunktverschiebung infolge der durch den Honprozess verringerten Sensorkappe. Ersichtlich ist dies an veränderten Werten für den Y-Achsenabschnitt, welcher sich am Beispiel der Sensorposition

DS60 von  $+0,43 \mu\text{m}$  im Zustand der Herstellerkalibrierung auf  $-121 \mu\text{m}$  verändert. Unter Berücksichtigung der Permittivität von PEEK mit  $\epsilon_{rPEEK} = 3,2$  entspricht dies einer Reduktion der Sensorkappe von ca.  $38 \mu\text{m}$  und stimmt damit mit der vorgegebenen Bohrungsvergrößerung innerhalb der Genauigkeiten der Honbearbeitung überein. Aufgrund von weiterhin vollständigem linearem Sensorverhalten können alle vorhandenen Nullpunktabweichungen durch eine Offsetkorrektur für den befeuerten Betrieb beseitigt werden.

Ein Vergleich der Steigungen aus **Abbildung 6.12** bestätigt die getätigten Voruntersuchungen und erlaubt die Berechnung der Permittivität für das verwendete Motoröl durch Division der Steigungen der einzelnen Regressionsgeraden mit Öl durch diejenigen ohne Öl zu

$$\epsilon_{rIso} = \epsilon_{rOIL} = 2,2. \quad \text{Gl. 6.1}$$

Eine zusätzliche Überprüfung dieses Werts über einen in der Ölwanne installierten kapazitiven Sensor, welcher gegen einen Referenzabstand misst, hat gezeigt, dass keine Änderungen infolge Ölverschmutzung über die Messdauer eingetreten sind.

Eingesetzt in Gl. 3.20 und unter Berücksichtigung der relativen Permittivität von Luft mit  $\epsilon_{rL} \approx 1$ , [28], resultiert ein Wertebereich für die kapazitiven Sensoren von

$$\frac{1}{2,2} d_{eddy} \leq d_{capa} \leq d_{eddy}. \quad \text{Gl. 6.2}$$

Die grundsätzlich temperaturempfindlichen Wirbelstromsensoren sind mit einer Temperaturkompensation ausgestattet und weisen somit bis  $180^\circ\text{C}$  ein lineares Verhalten auf. In **Tabelle 6.10** sind diese und alle weiteren Spezifikationen der eingesetzten Messtechnik zu entnehmen.

**Tabelle 6.10:** Spezifikationen der Spaltweitenmesstechnik

Sensortyp	Dynamik [Hz]	Linearität [ $\mu\text{m}$ ]	Auflösung [ $\mu\text{m}$ ]	Einsatzbereich	
				[ $^\circ\text{C}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]
capaNCDT	0...20.000	< 0.5	0.5	-50...200	0...500
eddyNCDT	0...100.00	< 1	1	20...180	

### 6.4.2 Resultierende Messbereiche

Die Betrachtung des hydrodynamischen Kontakts zwischen Kolben und Zylinder begrenzt sich in dieser Arbeit auf den Kontakt zwischen Kolbenschaft und Zylinderlauffläche. Aufgrund der vorhandenen Desachsierung führt der Kolben im Anlagewechsel eine Art Abrollbewegung über den Kolbenschaft durch. Hierbei berührt das freie und damit weiche Ende des Kolbenschaft als erstes den Zylinder. Dies sorgt für einen sanfteren Erstkontakt und damit für eine reduzierte Geräuschbildung.

Alle anderen Bereiche des Kolbens wie Ringträgerpartie oder Feuersteg sind konstruktiv so konzipiert, dass diese nicht in direkten Kontakt mit dem Zylinder kommen und daher für die Geräuschbildung nicht relevant sind. [1]

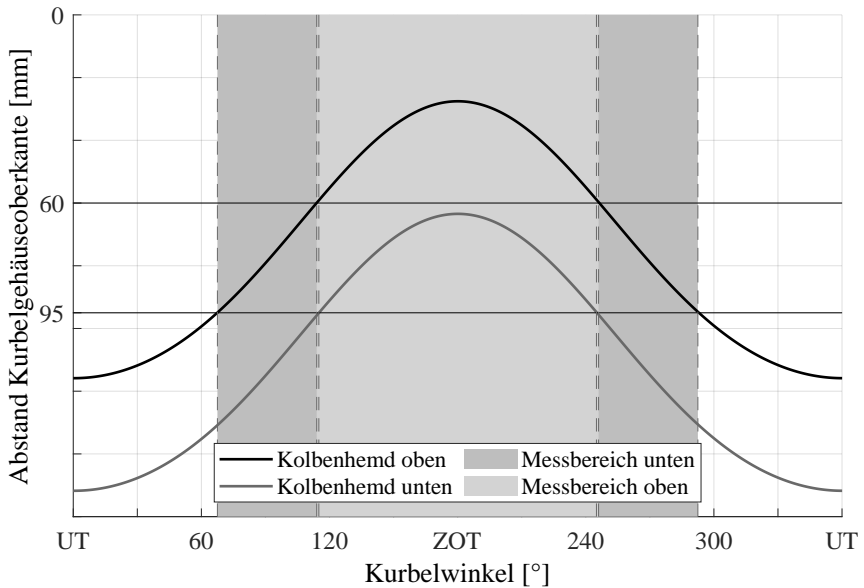
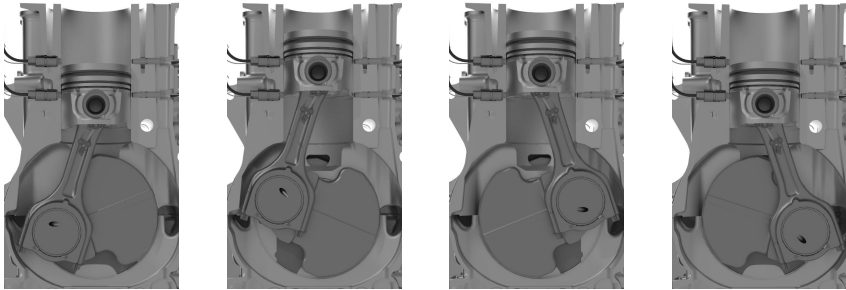
Die aus einer zylinderfesten Applikation resultierende Messbereiche lassen sich daher direkt aus der Hubfunktion und der durch die Kolbengeometrie vorgegebene Schafthöhe sowie der beiden beschriebenen Sensorebenen, in 60 und 95 mm Abstand zur Trennstelle zwischen Kurbelgehäuse Zylinderkopf berechnen, vgl **Tabelle 6.11**.

**Tabelle 6.11:** Messbereichsübersicht nach Kurbelwinkel

Messbereich	Hochdruckteil		Ladungswechsel		Auswahlkriterium
	Beginn	Ende	Beginn	Ende	
Unten	67	116	427	476	max. Kolbengeschw.
Oben	114	247	474	607	Anlagewechsel
Unten	246	293	606	653	max. Kolbengeschw.

Es bilden sich drei Messbereiche über eine Kurbelwellenumdrehung, welche zur besseren Verdeutlichung in **Abbildung 6.13** grafisch dargestellt sind.

Beginnend im **Unteren Totpunkt (UT)** schneidet der Kolbenschaft mit seiner Oberkante bei  $67,5^\circ$  KW die untere Sensorebene und der untere Messbereich beginnt. Selbiger erstreckt sich bis der Kolbenschaft bei Kurbelwinkel  $115^\circ$  die untere Messebene in Richtung OT verlässt.



**Abbildung 6.13:** Resultierende Messbereiche über den Hubverlauf

Bereits ein Grad Kurbelwinkel vorher ( $114^\circ$ ) erreicht die Kolbenschaftoberkante wiederum die obere Sensorebene und startet den oberen Messbereich, welcher

sich symmetrisch über den OT hinweg bis zu einem Kurbelwinkel von  $246^\circ$  erstreckt. Hat der Kolbenschaft also den oberen Messbereich erreicht so ist eine zusammenhängende Messwerterfassung über einen Kurbelwinkelbereich von  $132^\circ$  KW möglich. Symmetrisch zum OT beginnt der Kolben in seiner Abwärtsbewegung erneut die untere Sensorebene zu passieren und eröffnet von Kurbelwinkel  $245$  bis  $292,5$  zum zweiten Mal den unteren Messbereich.

Aussagen über Kolbensekundärbewegungen, wie diese bei einer kolbenfesten Sensorbestückung, z.B. in [61], immer möglich sind, können in dieser Konfiguration nicht getätigt werden. Hierfür sind die hinsichtlich hydrodynamischen Aspekten ausgelegten Sensorabstände zueinander zu hoch. Nur wenn mehrere Sensorebenen einen sich ausreichend lang überschneidenden Messbereich ergeben, wie es beispielsweise in [40] der Fall ist, ist eine Berechnung z.B. der Kolbenschragstellung möglich. Auf dies wurde zu Gunsten der Erfassung des Bereichs um die maximale Kolbengeschwindigkeit jedoch verzichtet.

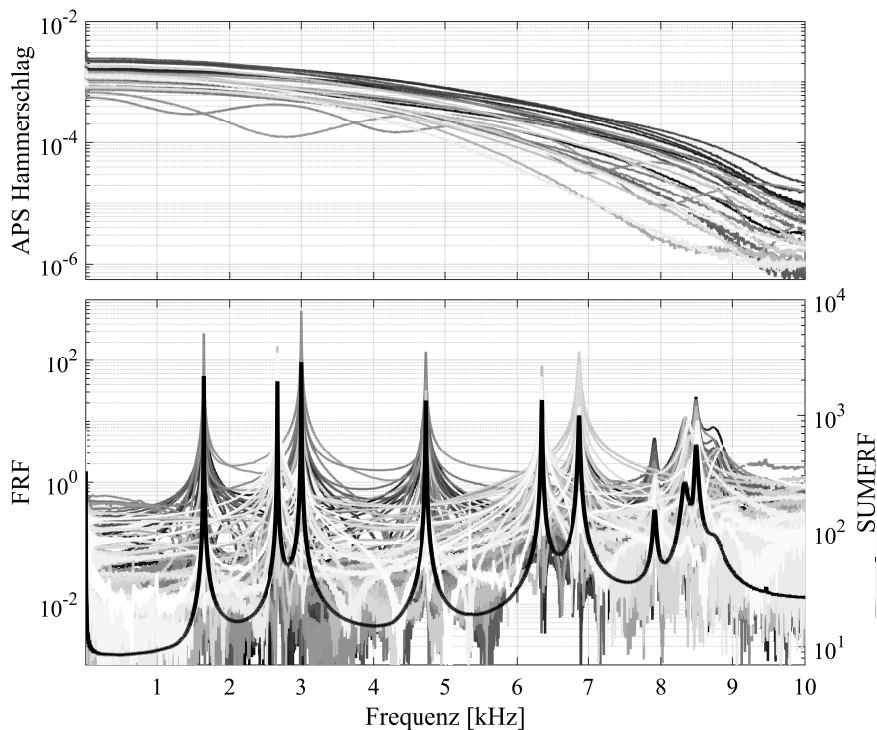
Ziel dieser Messtechnikanwendung ist von Beginn an eine qualitative Aussage über die Ölmenge im Schmierspalt tätigen zu können. Darauf wie genau diese Aussage möglich ist, wird in Abschnitt 7.4 eingegangen.



# 7 Ergebnisse

## 7.1 Experimentelle Modalanalyse


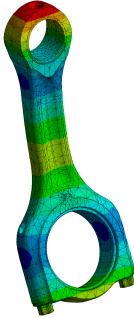
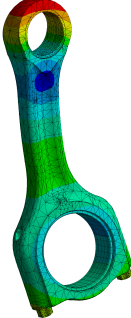
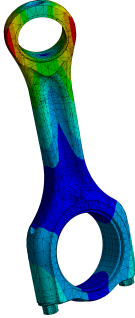
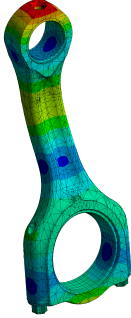

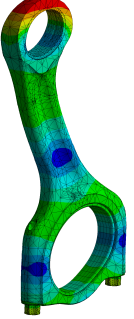
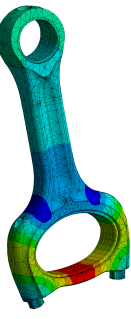
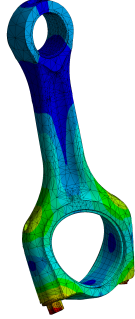
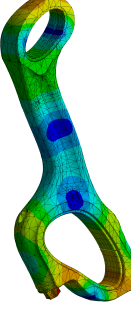
In **Abbildung 7.1** sind für Variante 2 (Pleuel) die Hammersignale sowie die dazugehörigen FRF-Signale aller vier Beschleunigungsaufnehmer über dem Analysebereich bis 10 kHz dargestellt.



**Abbildung 7.1:** Hammersignale und FRF für den untersuchten Pleuel

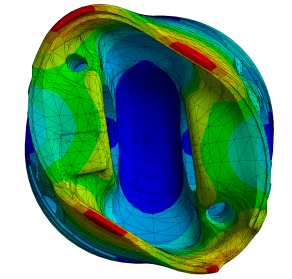
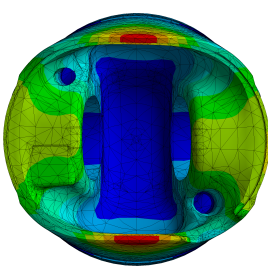
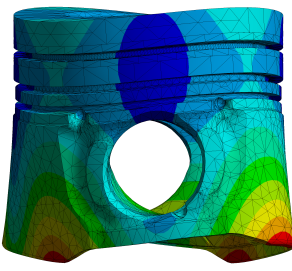
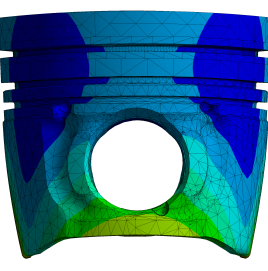
Es ist ersichtlich, dass die Signalqualität der Hammerschläge für den Pleuel bis zu einem Bereich von 9 kHz ausreichend hoch ist. Vereinzelt abfallende Schläge im ersten Frequenzdrittel sind ohne Auswirkung, da deren Einfluss über 10 Wiederholungsschläge je Impulsaufbringung heraus gemittelt wird. Im unteren Diagrammteil sind alle berechneten FRFs aufgetragen und durch deren gebildete SUMFRF ergänzt. Deren Maxima repräsentieren die mittels Peak-Piking ausgewählten Mode, acht an der Zahl.

**Tabelle 7.1:** Übersicht der ermittelten Mode des Pleuel

Mode	1	2	3	4
f [Hz]	1644	2672	3027	4733
c [-]	0,00069	0,00059	0,00057	0,00074
				
Mode	5	6	7	8
f [Hz]	6344	6873	7916	8485
c [-]	0,00087	0,0015	0,0029	0,0021
				

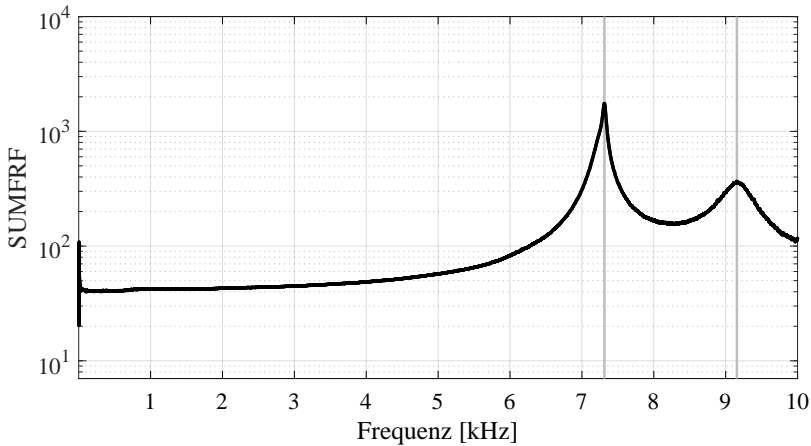
Diese acht Mode finden sich in **Tabelle 7.1** zusammen mit den anhand der SUMFRF berechneten Dämpfungen sowie der visualisierten Schwingformen wieder. Beginnend mit den ersten Biegeformen in den Querrichtungen (X und Y) folgt die erste Torsionsschwingung um die Hochachse Z an dritter Stelle bei zirka 3 kHz. Mit deutlichen Abständen, auch zueinander, schließen die zweiten Eigenformen in Querrichtungen daran an und verdoppeln den Frequenzbereich auf 6 kHz. Die für das Dieselnageln hauptverantwortliche Mode Sechs befindet sich dicht gefolgt bei 6873 Hz und bildet eine longitudinale Schwingform entlang der Hochachse Z aus. Ebenfalls im Analysebereich befinden sich die zweite Torsion um die Hochachse Z sowie die dritte Biegung um X. Die Kenntnisse aus [31] und [27] erlauben es jedoch diese aus der weiteren Betrachtung auszuschließen.

**Tabelle 7.2:** Übersicht der ermittelten Mode des Kolben

Mode	1	2
f [Hz]	7313	9156
c [-]	0,0036	0,0236
		
		

Der Kolben als gemessene Variante 1 ist an für sich ein äußerst steifes Bauteil und besitzt daher auch nur zwei Mode im Bereich bis 10 kHz, siehe **Tabelle 7.2**. Beide sind vor allem durch Verformungen am weichen Kolbenschaft gekennzeichnet und für das Dieselnageln nicht relevant. [27]

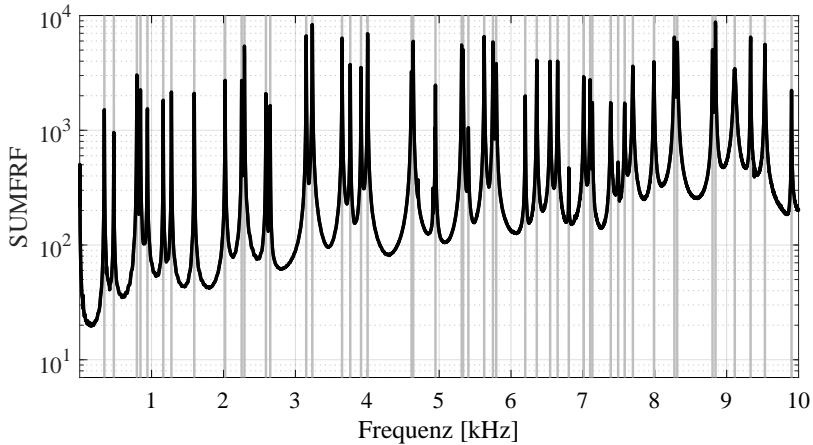
Der Kolben fungiert im Gesamtsystem innerhalb des Motors in erster Linie als Masse am oberen Ende des Pleuels. Der Vollständigkeit halber ist in **Abbildung 7.2** die SUMFRF dargestellt.



**Abbildung 7.2:** SUMFRF für den untersuchten Kolben

Bei der Kurbelwelle, Variante 3, ergeben sich durch die gewählte Betrachtung der Bauteile als einzelne SDOF-Systeme 49 Mode bis 10 kHz, siehe **Abbildung 7.3**.

Nicht alle davon sind für die Schwingungen im Motor relevant, weshalb **Tabelle 7.3** nur sogenannte globale Schwingformen enthält. Unter global ist an dieser Stelle die Ausbildung der Eigenmode über die gesamte Struktur, also die gesamte Kurbelwelle, zu verstehen.


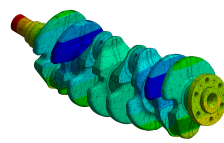
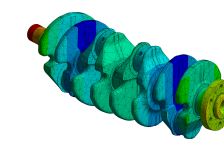
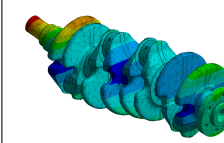
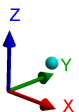
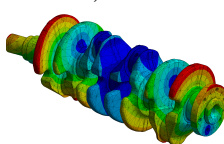
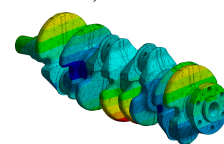
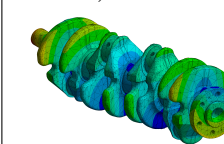
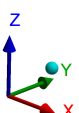
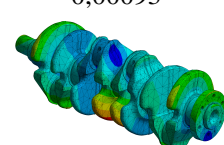
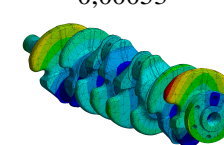
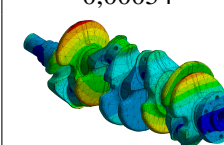
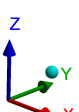
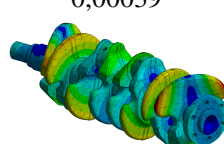
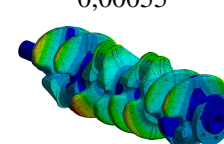


**Abbildung 7.3:** SUMFRF für die untersuchte Kurbelwelle

Die Auswahl ist anhand der dargestellten Analyse getätigt und selektiert z.B. Schwingungen von einzelnen Ausgleichsgewichten aus. In einer zweiten Analyse werden dann nur die entsprechenden Mode ausgewählt und der Parameterbestimmung übergeben.

Für die weiteren Betrachtungen verwendet werden also Biege- und Torsionschwingungen der gesamten Kurbelwelle bis 5 kHz.

**Tabelle 7.3:** Übersicht der ermittelten Mode der Kurbelwelle

<b>Mode</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>
<b>f [Hz]</b> <b>c [-]</b>	343 0,0030	475 0,0023	795 0,0022
			
<b>Mode</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>
<b>f [Hz]</b> <b>c [-]</b>	942 0,0014	1162 0,00083	1276 0,00083
			
<b>Mode</b>	<b>8</b>	<b>10</b>	<b>15</b>
<b>f [Hz]</b> <b>c [-]</b>	1593 0,00093	2253 0,00053	3236 0,00054
			
<b>Mode</b>	<b>19</b>	<b>21</b>	
<b>f [Hz]</b> <b>c [-]</b>	4005 0,00039	4639 0,00055	
			

Ein ganz ähnliches Verhalten gilt für die Betrachtung des gesamten Kurbeltriebs in der Konfiguration des Zusammenbaus in OT-Stellung. Die Anzahl

an Moden ist jedoch noch einmal um ein vielfaches höher und daher wird der Analysebereich auf 5,25 kHz eingegrenzt.

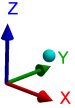
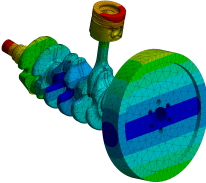
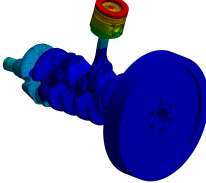
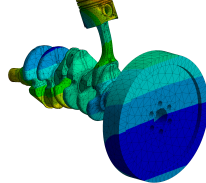

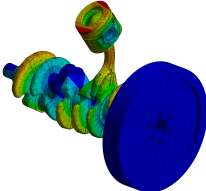
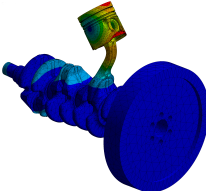
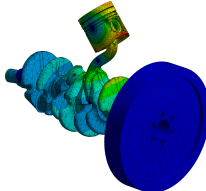

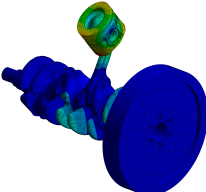
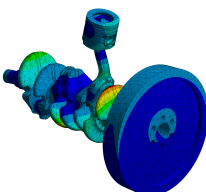
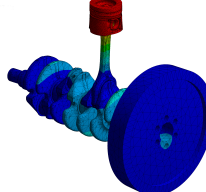
In **Tabelle 7.4** sind daher ebenfalls nur globale Schwingformen enthalten, wenngleich die noch für die Kurbelwelle gültige Definition einer Schwingung über die gesamte Struktur sich hier als untauglich herausstellt.

Aufgrund der hohen Masse des ZMS und des verspannten Pleuels fallen noch deutlich mehr Eigenmode als lokale Schwingung auf. Mit dem Fokus auf den Kolben-Pleuel-Verbund setzten sich die dargestellten Mode aus zwei Querbiegungen globalen Charakters um Y, Mode Ein und Fünf, sowie mannigfaltigen Schwingformen mit dem Pleuel als zentrales Element zusammen.

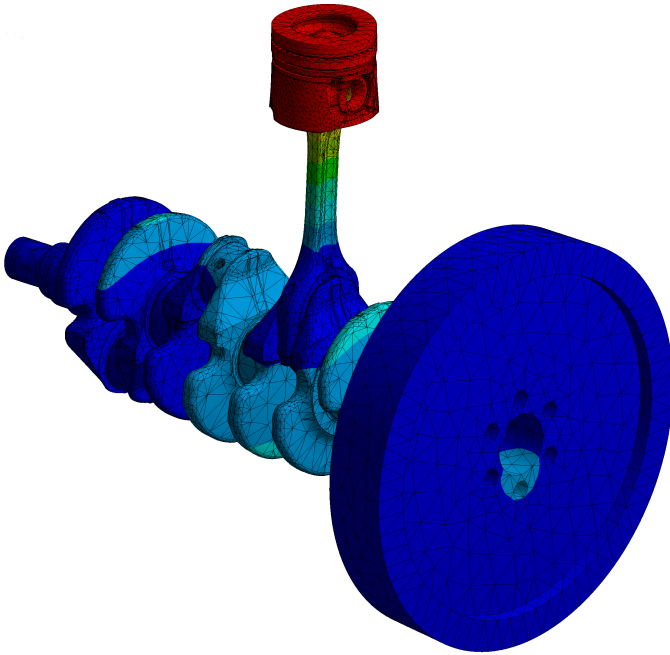
Die Biegungen um Y liegen dabei ebenso im unteren Frequenzbereich, wie auch Mode Drei, welcher sich durch ein Kippen des Kolbens in der X/Z-Ebene auszeichnet. Mit deutlichem Abstand ab einer Frequenz um 1,5 kHz beginnt der Pleuel mit Mode 16 mehrere Biegeschwingungen in den Querrichtungen sichtbar losgelöst von Kurbelwelle auszubilden. Dieser Effekt ist in erster Linie an der unbeteiligten Schwungscheibe zu erkennen.

Ebenfalls ist eine schwankende Dämpfung festzustellen, welche erst im Frequenzbereich oberhalb 3,3 kHz auf das niedrige Niveau von Mode 15 zurückkehrt. Hinsichtlich Dämpfung sind vor allem die Mode 15 und 36 hervorzuheben. In Mode 36 findet sich auch der Hauptverursacher der Dieselnagelns wieder. Hier verübt der Pleuel analog zum Einzelbauteil eine Stauchung um die Hochachse.

**Tabelle 7.4:** Übersicht der ermittelten Mode der Zusammenbau Konfiguration

<b>Mode</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>5</b>
<b>f [Hz]</b> <b>c [-]</b>	158 0,0038	215 0,0051	347 0,0018
			
<b>Mode</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>22</b>
<b>f [Hz]</b> <b>c [-]</b>	1432 0,00052	1525 0,0119	2284 0,0027
			
<b>Mode</b>	<b>28</b>	<b>30</b>	<b>37</b>
<b>f [Hz]</b> <b>c [-]</b>	3124 0,0017	3309 0,00086	4009 0,00059
			





**Abbildung 7.4:** Hochmode des Pleuel im Zusammenbau bei 4009 Hz

Aufgrund seiner Relevanz ist Mode 37 abschließend im **Abbildung 7.4** dargestellt. Diese Schwingform ist aus [27] und [31] bekannt und Teil des als „Dieselnageln“ bezeichneten Phänomens, welches im Frequenzbereich zwischen 3 und 4 kHz besonders auffällig ist.

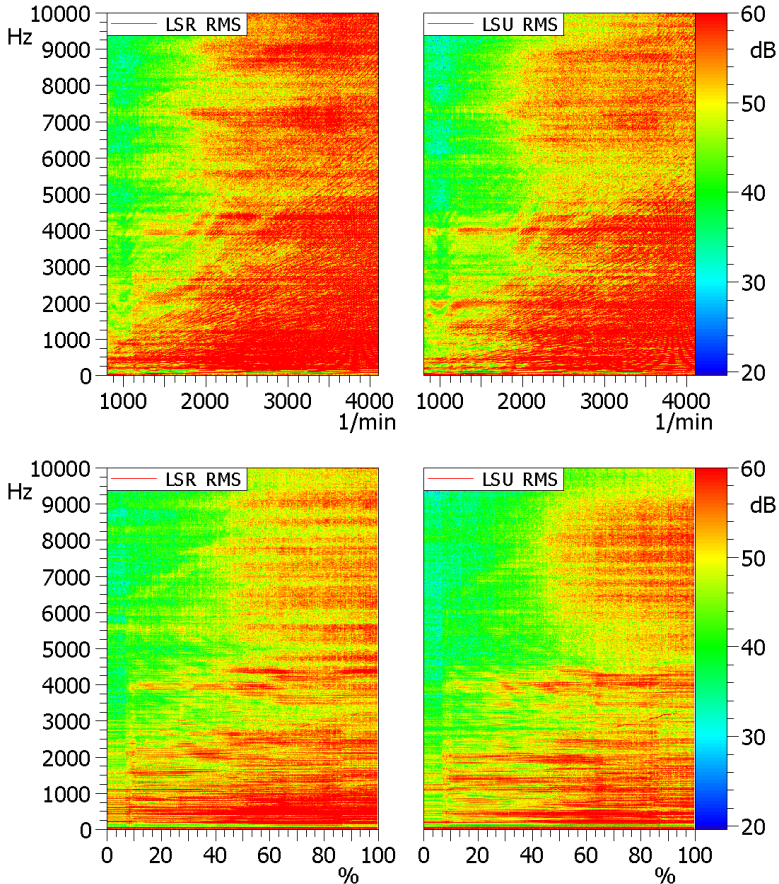
## 7.2 Versuchsreihe 1

### 7.2.1 Kennfelduntersuchungen

Das akustische Verhalten von Dieselmotoren kann dennoch teils gravierende Unterschiede aufweisen, welche es in Kennfelduntersuchungen zu bewerten gilt.

In **Abbildung 7.5** ist beispielhaft anhand der beiden Luftschall-Messpositionen

rechts (LSR) und unten (LSU) – sowohl im Drehzahlhochlauf wie auch im Lastschnitt – ersichtlich, dass sich die genannten Mechanismen größtenteils auf den aktuellen Versuchsträger übertragen lassen.

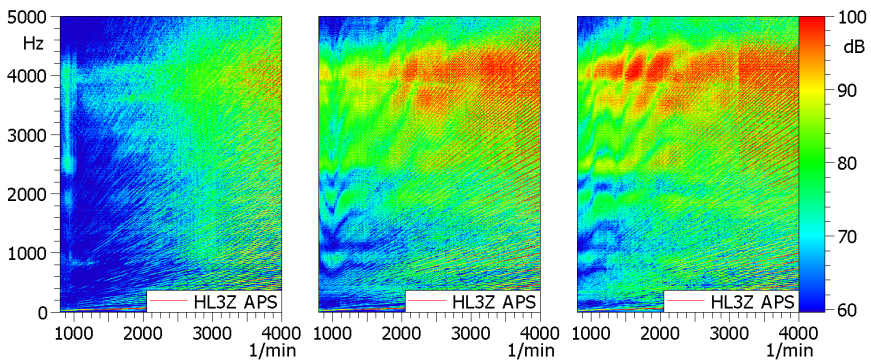


**Abbildung 7.5:** Vergleich Drehzahlhochlauf bei 30% Last (oben) und einem Lastschnitt bei  $1500 \text{ min}^{-1}$  (unten) anhand von Luftschall rechts (LSR) und links (LSU)

Lediglich der genaue Frequenzbereich unterscheidet sich zu [27] und [31], da

Pegelerhöhungen erst um 4 kHz und höher ausgebildet werden. Diese Frequenzabweichung kann gemäß Gl. 3.5 sowohl in der Pleuelsteifigkeit, der Kolbenmasse sowie den Dämpfungseigenschaften der Laufzeugkomponenten seine Ursache haben und daher von Motor zu Motor variieren. Im Detail betrachtet lässt sich der zu untersuchende Bereich in Drehzahlen unterhalb von  $2000 \text{ min}^{-1}$  und Lasten kleiner 50 % einschränken. Oberhalb dieser Lasten sind keine nennenswerten weiteren Pegelerhöhungen vorhanden. Bei zunehmend steigender Drehzahl treten darüber hinaus weitere Geräuschphänomene auf und erschweren die Zuordnung der Anteile.

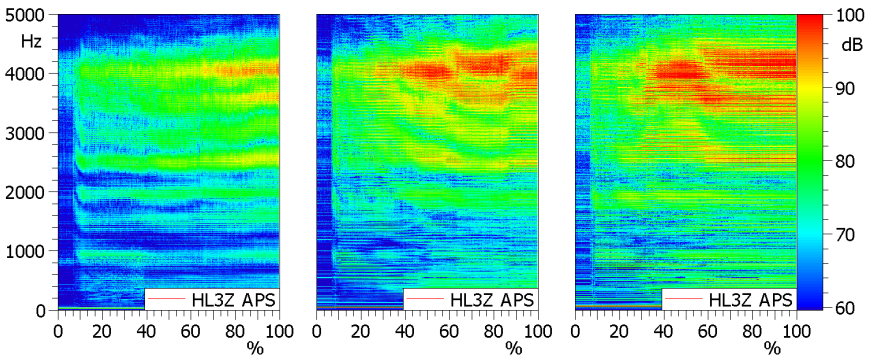
Anhand des Luftschalls ist jedoch keine eindeutige Zuordnung der ersichtlichen Pegelerhöhung zu deren Verursacher möglich. Daher ist in **Abbildung 7.6** und **Abbildung 7.7** die Beschleunigung am Hauptlager drei (zwischen Zylinder zwei und drei), stellvertretend für den inneren Körperschalleitweg, dargestellt. Im Schubhochlauf auf der linken Seite von **Abbildung 7.6** ist das Fehlen der Verbrennung im Vergleich zu den beiden weiteren Diagrammen rechts davon ersichtlich. Der Vergleich des mittleren mit dem rechten Diagramm zeigt, dass eine Erhöhung der Last von 30 % auf Volllast keinerlei weiteren Phänomene in Form von abweichenden Frequenzbereichen der Pegelerhöhungen verursacht.



**Abbildung 7.6:** Beschleunigungssignale am Hauptlager in Hubrichtung von Drehzahlhochläufen im Schubbetrieb (Links), bei 30 % Fahrpedal (Mitte) sowie für Volllast (Rechts)

**Abbildung 7.7** stellt drei unterschiedliche Lastschnitte für 1000, 1500 und

2000  $\text{min}^{-1}$  dar. Auf der linken Seite ist deutlich ersichtlich, dass hier die Drehzahl noch zu niedrig ist und eine nennenswerte Pegelerhöhung erst ab 70 % Last sichtbar wird. Die beiden rechten Diagramme zeigen dagegen, dass bei höheren Drehzahlen die Bereiche erhöhter Pegel schon nahe 40 % Last beginnen. In allen diesen Abbildungen bestätigen sich vorhandene hohe Pegel bei 4000 Hz, welche sich bereits ab einer Drehzahl von 1500  $\text{min}^{-1}$  sehr deutlich ausprägen und bis zirka 2000  $\text{min}^{-1}$  als sehr schmalbandiges Ereignis hervortreten.



**Abbildung 7.7:** Beschleunigungssignale am Hauptlager in Hubrichtung im Lastschnitt 1000 (Links), 1500 (Mitte) und 2000  $\text{min}^{-1}$  (Rechts)

Ab einem Bereich um 40 % Last weitet sich der Frequenzbereich etwas auf und wird zudem von weiteren Bereichen erhöhter Pegel bei 3500 und 2500 Hz begleitet.

Unter Berücksichtigung der Beanspruchung der in Kapitel 6 geschilderten Messtechnik im Zylinder sowie derjenigen des notwendigen Messwertübertragungssystems ist ein vergleichsweise niedriger Betriebspunkt anzustreben. Das ermittelte Momentenkennfeld in **Abbildung 7.8** zeigt, dass bei bereits 1500  $\text{min}^{-1}$  das volle Drehmoment bei konstanter Fahrpedalstellung anliegt. Das Ergebnis ist ein Referenzbetriebspunkt mit einer Drehzahl von 1500  $\text{min}^{-1}$  und 79 Nm Drehmoment, welcher z.B. mit den Untersuchungen in [27] vergleichbar ist.

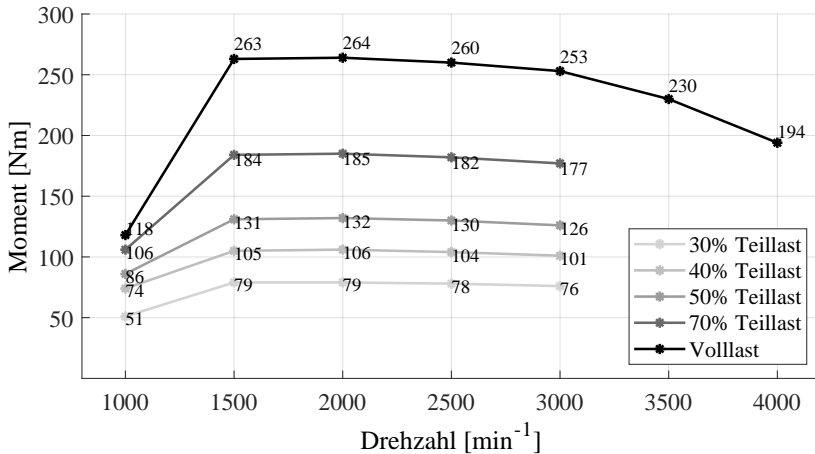


Abbildung 7.8: Momentenkennfeld

## 7.3 Versuchsreihe 2

Wie bereits geschildert beschränken sich die getätigten Untersuchungen in Versuchsreihe 2 auf die in **Tabelle 5.4** beschriebenen Betriebspunkte. Als Ergänzung zu **Abbildung 5.5** sind in **Abbildung 7.9** die zugehörigen Zylinderdruckspektren des Serienzustands aus Versuchsreihe 2 dargestellt.

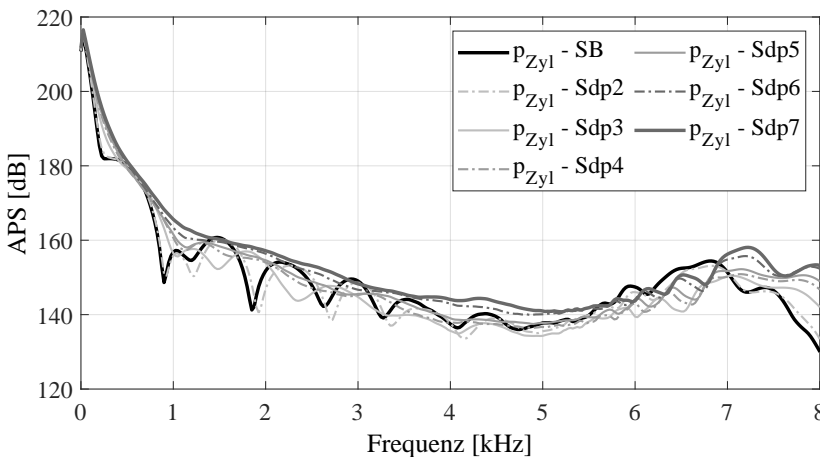
Unter Berücksichtigung der in Abschnitt **6.3** beschriebenen Temperaturkompensation ist der verwendete Analysebereich bereits an dieser Stelle auf den Hochdruckteil beschränkt und umfasst  $360^\circ\text{KW}$ . Der ZOT befindet sich bei  $180^\circ\text{KW}$  und die Analysedaten sind mit einem Hanning-Fenster versehen. Diese Randbedingungen sind für alle Frequenzanalysen in diesem Abschnitt, welche mittels einer FFT getätigt sind, identisch und somit allgemein gültig.

Anhand **Abbildung 7.9** ist ersichtlich, dass die serienmäßige Einspritzstrategie mit einer Voreinspritzung einen für diese typischen Verlauf des Zylinderdruckspektrums mit mehreren Pegel einbrüchen zur Folge hat [20]. Dieses Verhalten schwächt sich bei Verschiebung des Einspritzbeginns nach früh immer weiter ab, bis es ab einem Druckgradienten von  $5 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$  nicht mehr als solches

erkennbar ist. In diesem Bereich ähnelt die Impulsartigkeit der Verbrennungsanregung zunehmend derjenigen eines Dirac-Stoßes und nähert sich daher auch einer breitbandigen Anregung aller Frequenzen an.

Im direkten Vergleich zwischen dem Basisbetriebspunkt (SB) und dem frühesten Einspritzbeginn (Sdp7) ist darüber hinaus ersichtlich, dass im Betriebspunkt Sdp7 ab einer Frequenz von 3,5 kHz bis oberhalb von 5 kHz deutlich höhere Pegel vorliegen.

Ein weiteres für den DI-Dieselmotor typisches Verhalten ist für den Bereich oberhalb von 5 kHz ersichtlich. Die ab dort erkennbaren Anstiege der Pegel weisen auf vorhandene Brennraumresonanzen hin [63] und sind für diese Arbeit nicht weiter von Belang. Aus diesem Grund werden alle weiteren Analysen fortan auf einen Frequenzbereich bis 5 kHz beschränkt.



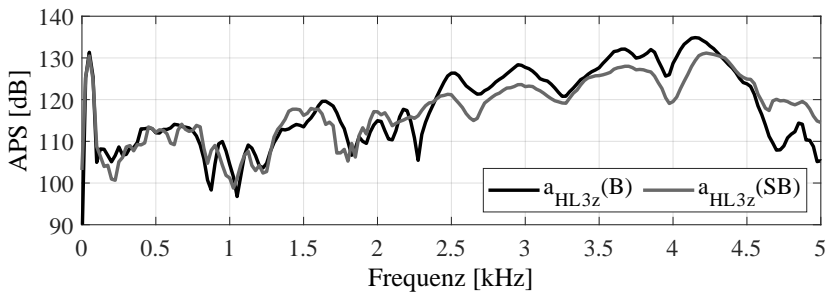
**Abbildung 7.9:** Zylinderdruckspektren bei unterschiedlichem Einspritzbeginn

### 7.3.1 Einfluss des Messwertübertragungssystems

Bevor mit der Analyse der erfassten Dehnungssignale begonnen werden kann, sind etwaige vorhandene Einflüsse des Messwertübertragungssystem zu untersuchen und zu bewerten. Der durch das Absenken des Ölstandes notwendig

gewordene Austausch der Ölwanne, sowie der auf der kalten Seite angebrachte Schwingenkasten lassen einen Vergleich zwischen den gemessenen Luftschallpositionen nur bedingt zu. Aus diesem Grund werden in **Abbildung 7.10** die Beschleunigungen am Hauptlager in den Konfigurationen mit und ohne Schwinge verglichen.

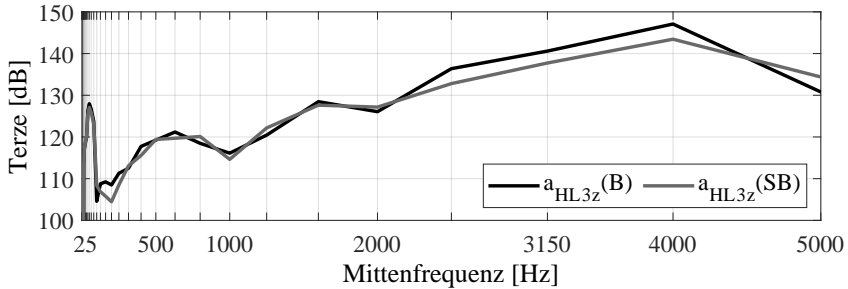
Es sind Abweichungen um 1,5 kHz sowie ab 2,3 kHz anhaltend bis zum Ende des Analysebereich ersichtlich. Knapp oberhalb von 1,5 kHz erfolgt eine Verschiebung des ursprünglichen Pegelanstieg ohne Schwinge hin zu geringeren Frequenzen in Verbindung mit einer leichten Abschwächung des Beschleunigungsmaximums. In Bereichen zwischen 2 und 2,5 kHz verändert sich der charakteristische Pegelverlauf hervorgerufen durch die Kabelschwinge deutlich. Anstelle eines steilen Anstiegs auf 2,5 kHz beginnen die Pegel mit Schwinge bereits bei 2 kHz mäßig anzusteigen und verlaufen bei ähnlicher Charakteristik bis 4,5 kHz unterhalb der Konfiguration ohne Schwinge.



**Abbildung 7.10:** Beschleunigungsspektrum am Hauptlager 3 in Hubrichtung mit (grau) und ohne Schwinge (schwarz)

Es zeigt sich also eine Pegel verringernde Wirkung der Schwinge ohne den charakteristischen Verlauf entscheidend zu beeinflussen. Der Pegelabstand bleibt hierbei in allen drei vorhandenen Maxima vergleichbar um 5 dB.

Ab 4,5 kHz dreht sich dieses Verhalten um, und die Vibrationen im Hauptlager mit Kabelschwinge übersteigen diejenigen ohne Kabelschwinge um ebenfalls 5 dB.



**Abbildung 7.11:** Terzspektrum der Beschleunigung am Hauptlager 3 in Hubrichtung mit (grau) und ohne Schwinde (schwarz)

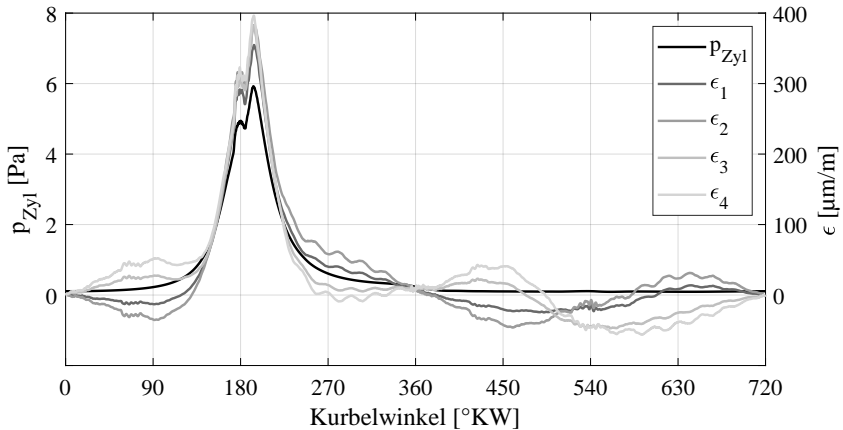
Im direkten Vergleich dazu ist in **Abbildung 7.11** das entsprechende Terzspektrum in identischer Dynamik dargestellt. Die anhand der FFT-Analyse getätigten Aussagen sind in dieser Darstellung noch einmal bestätigt und es kann eine Verursachung von Resonanzphänomenen durch die Kabelschwinde oberhalb von 2,5 kHz ausgeschlossen werden. Einzig die Reduzierung der Pegel zwischen 2,5 und 4,5 kHz bleibt festzuhalten.

Anhand der Ergebnisse aus der EMA, vgl. 7.4, lassen sich an dieser Stelle auch die Verläufe ohne Schwinde aus 7.10 sehr gut auf deren Ursache zurückführen. Die Moden 15 und 16 sind zweifelsfrei für den zweistufigen Pegelanstieg um 1,5 kHz verantwortlich. Ebenfalls eindeutig ist Mode 22 ursächlich für den Pegelsprung bei 2,5 kHz. Es zeigt sich allerdings, dass in höheren Frequenzbereichen die Maxima nicht mehr so exakt mit den Eigenfrequenzen übereinstimmen. Die gemessenen Auffälligkeiten bewegen sich um 200 bis 400 Hz oberhalb der Eigenformen aus der EMA.

### 7.3.2 Ergebnisbewertung der Dehnungsmessung

In **Abbildung 7.12** sind für den Basisbetriebspunkt (SB) die Signale der HL-DMS zusammen mit dem Zylinderdruck über ein Arbeitsspiel aufgetragen.

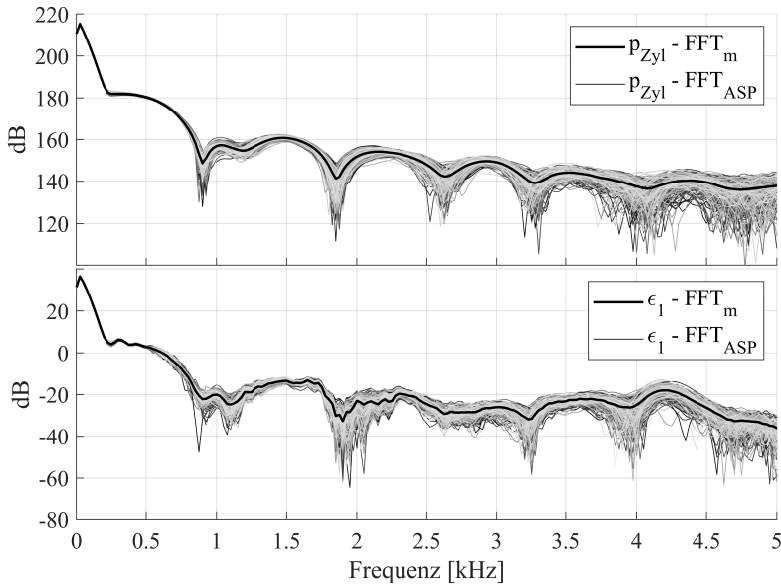




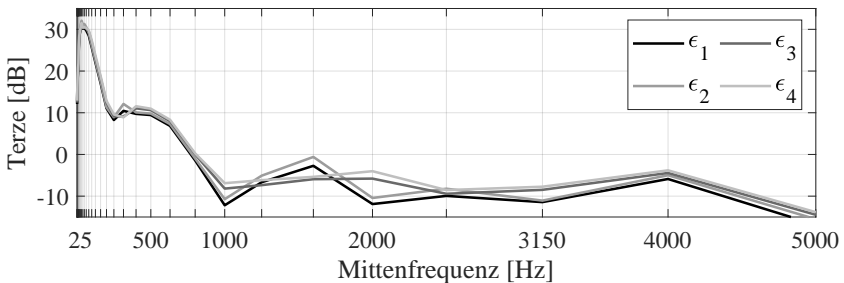
**Abbildung 7.12:** Verlauf der Dehnungen am Pleuelschaft über ein Arbeitsspiel, (SB)

Folgen die Dehnungen erwartungsgemäß während Verdichtung und Verbrennung dem Zylinderdruck, so ist außerhalb des Bereichs hoher Gaskräfte eine Beeinflussung durch die Massenkräfte der am großen Pleuelauge angeschraubten Kabelschwinge erkennbar. Ohne im Detail auf die Phänomene im Zeitsignal einzugehen ist ersichtlich, dass die beiden gegenüberliegenden Sensorpaare 1 + 2 sowie 3 + 4 gegenphasig mit einer Periodendauer von  $360^\circ\text{KW}$  verlaufen, was eine direkte Folge der von der Schwinge verursachten Biegung des Pleuel darstellt. Zur besseren Bewertung der Signalqualität ist in **Abbildung 7.13** eine FFT-Analyse von Brennraumdruck (oben) und Dehnungen an Messposition 1 (unten) gegenübergestellt. Beide Diagramme beinhalten Analysen jedes einzelnen Arbeitsspiels sowie ein gemitteltes Arbeitsspiel.

Es ist sehr gut zu erkennen, dass die Streuung der Dehnungssignale dieselbe Größenordnung aufweisen, wie diejenigen des Zylinderdrucks und damit die Dynamik der verwendeten Trägerfrequenzverstärker völlig ausreichend ist. Die Ähnlichkeiten in Verlauf und Dynamik sind groß. Unterschiede sind vor allem in der Bereichen um 2 kHz und oberhalb von 3,5 kHz vorhanden. Bereits sehr deutlich ist die Auswirkung der charakteristischen Längsmode (Mode 37) bei 4,2 kHz ersichtlich. Die einzelnen Dehnungen aller vier DMS sind als Terzspektrum in **Abbildung 7.14** dargestellt.



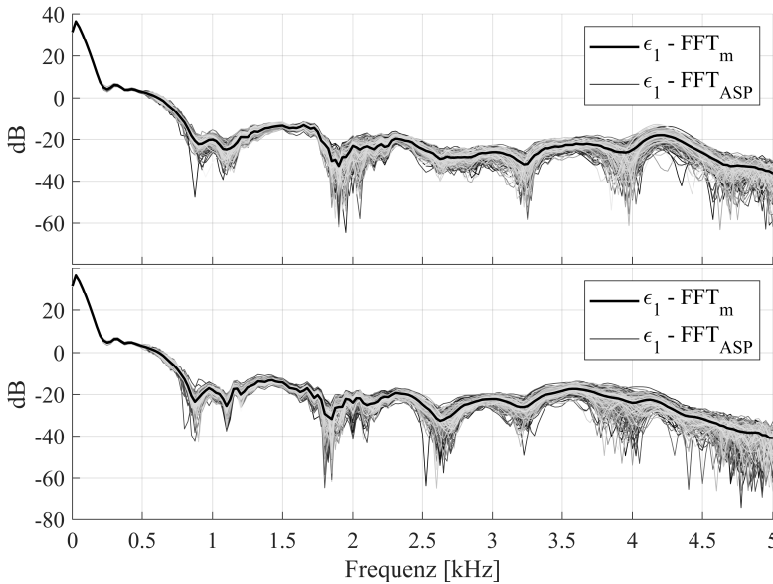
**Abbildung 7.13:** Einzelspektren von Brennraumdruck und Dehnung am Pleuelschaft, (SB)



**Abbildung 7.14:** Terzspektrum der Dehnungen am Pleuel, (SB)

Leichte Unterschiede zwischen den beiden DMS-Paaren auf DS und GDS sind erkennbar, allerdings vor allem im Bereich oberhalb der Mittenfrequenz bei 3,15 kHz ohne weiteres zu vernachlässigen.

Der Einfluss der Steifigkeit des Pleuels lässt sich in 7.15 erkennen. Bleiben die Verläufe bis 2.5 kHz absolut vergleichbar, so verschiebt sich das Pegelmaximum zwischen 4 und 4.5 kHz in Richtung 3.5 kHz.



**Abbildung 7.15:** Vergleich Serien- (oben) und Validierungspleuel (unten) im Basisbetriebspunkt

### 7.3.3 Detailanalyse des inneren Körperschalleitweges

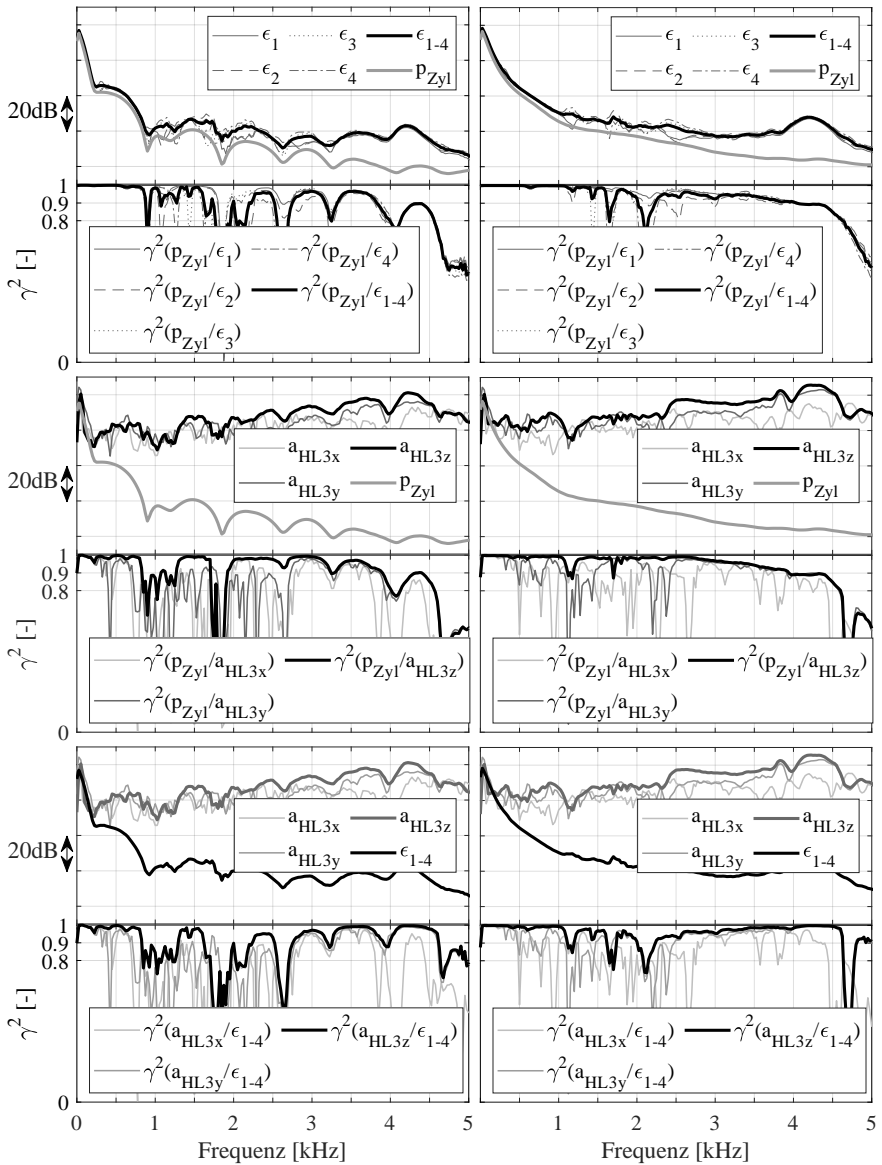
Die in **Abbildung 7.16** und **Abbildung 7.17** dargestellten Einzeldiagramme setzen sich paarweise aus den im oberen Teil dargestellten Spektren  $X$  und  $Y$  sowie der entsprechenden Kohärenzbetrachtungen  $\gamma_{X/Y}^2$  im unteren Teil zusammen.

**Abbildung 7.16** setzt sich wiederum aus insgesamt sechs Einzeldiagrammen in zwei Spalten zusammen. Die linke Spalte repräsentiert den Basisbetriebspunkt (SB) und die rechte Spalte den für den frühesten Einspritzbeginn (Sdp7). In der obersten Reihe wird die Berechnung der Kohärenz anhand des Zylinderdrucks

in grau und den Pleueldehnungen in schwarz durchgeführt. Zur Steigerung der Übersichtlichkeit ist zusätzlich zu den Spektren der vier Dehnungssignale deren Mittelwert im Frequenzbereich über alle vier Sensorpositionen  $\varepsilon_{1-4}$  fett dargestellt. In der zweiten Reihe ist der Zylinderdruck mit den Hauptlagerbeschleunigungen verrechnet und in der letzten Reihe die Körperschallsignale von Pleuel und Hauptlager untereinander. Auch bei den Beschleunigungen ist die interessante Messrichtung ( $z$ ) in fett hervorgehoben.

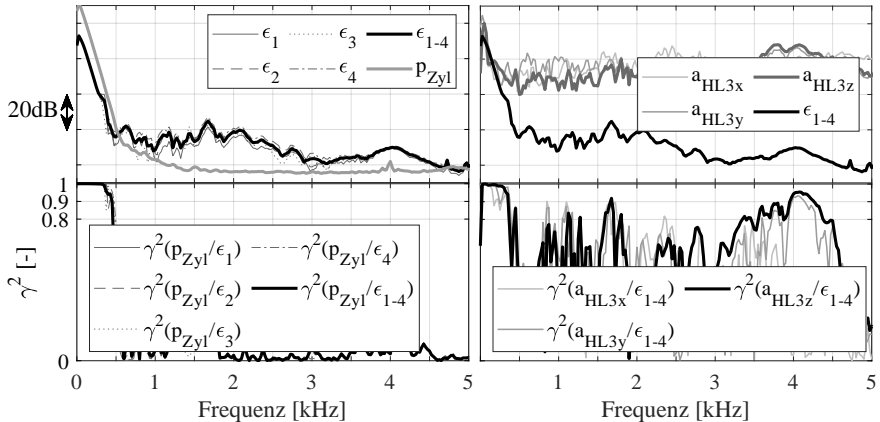
Allgemein ist zwischen dem Zylinderdruck und den Bauteilschwingungen am Pleuel und am Hauptlager eine hohe lineare Abhängigkeit ( $\gamma_{X/Y}^2 > 0,9$ ) mit einer abnehmenden Tendenz ab 3,5 kHz erkennbar. Ab einer Kohärenz unterhalb 0,8 sind nach [44] keine linearen Anteile zwischen den beiden Signalen vorhanden. Diese Schwelle wird im Basisbetriebspunkt vor allem in den Bereichen 800 bis 1250 Hz und 1800 bis 2200 Hz, welche die in Abschnitt 7.3.1 bereits gestellte Vermutung einer Beeinflussung durch die Schwinde bestätigt, sowie oberhalb von 4.5 kHz unterschritten. In den beiden ersten Bereichen ist auch die Kohärenz zwischen Pleueldehnungen und Hauptlagerbeschleunigung in Hubrichtung, untere Reihe, häufig kleiner 0,8, während sich diese sonst hauptsächlich oberhalb von 0,95 befindet und damit direkte lineare Abhängigkeit belegt.

Beim Betriebspunkt dp7 (rechts) sind diese Beobachtungen in analoger Weise zu erkennen. Die tendenzielle Abnahme der Kohärenz zwischen Zylinderdruck und Dehnungen oder Beschleunigungen ist ebenfalls vorhanden, während die Schwingen Einflüsse infolge der dominierenden Anregung durch die Verbrennung abnehmen.



**Abbildung 7.16:** Vergleich der Kohärenz zwischen SB (links) und Sdp7 (rechts) | Oben: Zylinderdruck - Pleueldehnung | Mitte: Zylinderdruck - Hauptlagerbeschleunigung | Unten: Hauptlagerbeschleunigung - Pleueldehnung

In beiden Betriebspunkten besonders hervorzuheben ist der konstant hohe lineare Anteil zwischen Pleueldehnungen und Beschleunigungen am Hauptlager in Hubrichtung von nahezu 1, welcher ab 2,5 kHz bis zu einem Einbruch bei knapp unterhalb von 5 kHz vorliegt. Dieses Verhalten lässt auf einen direkten Zusammenhang zwischen den Bauteilschwingungen schließen.



**Abbildung 7.17:** Vergleich der Kohärenz im Schubbetrieb | Links: Zylinderdruck - Pleueldehnung | Rechts: Hauptlagerbeschleunigung - Pleueldehnung

Wird zusätzlich der geschleppte Betriebspunkt bei gleicher Drehzahl, wie in **Abbildung 7.17** dargestellt, betrachtet ist ersichtlich, dass zwischen dem Zylinderdruck und den Bauteilsignalen oberhalb von 500 Hz keinerlei linearen Anteile mehr vorhanden sind während zwischen Pleueldehnung und Hauptlagerbeschleunigung zwischen 3,5 und 3,9 kHz eine Kohärenz größer 0,8 und zwischen 3,9 und 4,4 kHz sogar oberhalb von 0,9 vorliegt. Dieses Verhalten ist ein Indiz für eine lineare Abhängigkeit zwischen den Vorgängen am Pleuel und derer am Hauptlager und belegt die Ausbildung von Eigenschwingungen am Pleuel, welche auf die in Abschnitt 7.1 identifizierte Eigenform des Zusammenbau zurückzuführen ist.

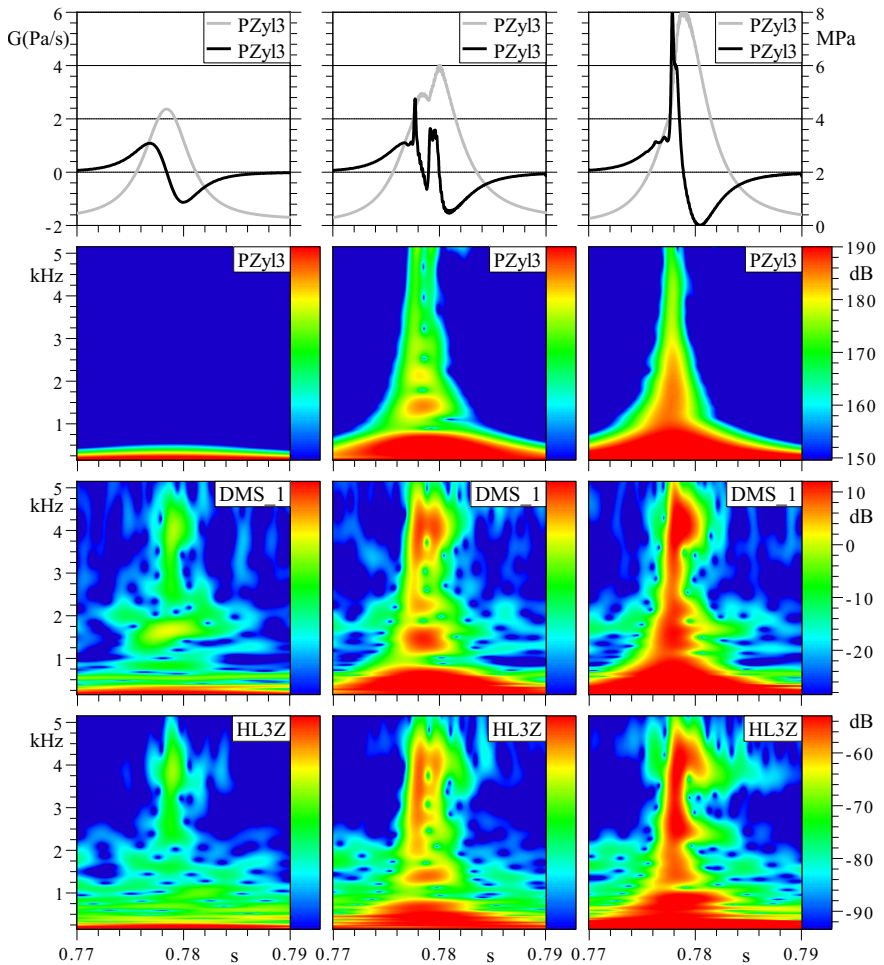
Weitere Rückschlüsse lassen sich durch Anwendung einer Kurzzeitfrequenzanalyse mittels Wavelets, wie sie in **Abbildung 7.18** dargestellt ist, ableiten. Der

große Vorteil einer Wavelet-Analyse ist die hohe zeitliche Auflösung und die damit verbundene engere Eingrenzung auf den Bereich der Anregung durch die Verbrennung. Auch in dieser Darstellung sind mehrere Analysen übereinander und verschiedene Betriebspunkte nebeneinander angeordnet. Die linke Spalte stellt den Schubtrieb S, die mittlere die Basisapplikation dpB und die rechte Spalte den frühesten Einspritzbeginn dp7 dar. Der Zylinderdruckverlauf (grau) und der Druckgradient (schwarz) sind in der oberen Reihe, als Anregung des Systems, im Zeitbereich dargestellt. In Analogie zur Fortpflanzung im realen Motor sind die Wavelet-Analysen des Zylinderdrucks (zweite Reihe) oberhalb derjenigen der Dehnungen am Pleuel (dritte Reihe) und der Beschleunigungen am Hauptlager in Hubrichtung (unterste Reihe) angeordnet. Zur besseren Vergleichbarkeit untereinander sind die Beschleunigungen vor der Frequenzanalyse zweimal nach der Zeit integriert. Der ausgewählte Zeitbereich umfasst ungefähr einen Kurbelwinkel von 95 bis 275°KW und der ZOT befindet sich bei 0.778 s.

Bei geschlepptem Motor (links) sind im Brennraumdruck durchweg nur sehr niederfrequente Inhalte kleiner 500 Hz vorhanden. Hervorgerufen durch die Bewegung des Kurbeltriebs und die Interaktion des Kolbens mit der Zylinderfläche sind am Pleuel bereits Bauteilschwingungen über den gesamten betrachteten Frequenzbereich vorhanden. Ein Vergleich zum Brennraumdruckverlauf zeigt, dass sich die Schwingungen im Bereich des Kompressionsenddrucks befinden, wengleich die zeitliche Ausbreitung Unterschiede aufweist. Die im Bereich von 1.6 kHz auftretenden Pegelerhöhungen erstrecken sich auf über die Hälfte des dargestellten Zeitbereichs, während die sich darüber befindlichen Schwingungen deutlich enger um den ZOT verteilen. Bereits diese Charakteristik belegt das Vorhandensein der EMA gewonnene Schwingformen des Pleuels im Zusammenbau. Am auffälligsten sind hierbei die Mode 16 und 37.

Dieser Schubeinfluss ist ebenfalls im Hauptlager nachweisbar, wengleich etwas abgeschwächt. Ebenfalls fällt auf, dass die Schwingungen der Mode 37 deutlicher wiederzuerkennen sind als diejenigen von Mode 16. Insgesamt lässt sich festhalten, dass keine direkte Verbindung zwischen Zylinderdruck und Bauteilschwingungen oberhalb von 500 Hz erkennbar ist.

In den befeuerten Betriebspunkten dpB und dp7 weist der Brennraumdruck typische Pegelverläufe auf, welche sich auch sehr gut mit den Charakteristika aus **Abbildung 7.9** decken.



**Abbildung 7.18:** Wavelet-Analyse des inneren Körperschalleitweg

Das Auftreten ebenso wie die zeitliche Ausbreitung sind eng mit dem Brennraumdruckgradienten verknüpft. Im Basisbetriebspunkt sind Pegelabschwächungen zwischen den Druckanstiegen hervorgerufen durch die Pilot- und Haupteinspritzung in Form von winzigen blauen Flächen erkennbar.

Ein Blick auf die Pleueldehnung zeigt identische Charakteristik zum Brenn-



raumdruck bis an 1 kHz heran und einen ähnlichen Pegelverlauf bis knapp 3 kHz. Oberhalb von 3 kHz und im speziellen zwischen 4 und 4.5 kHz treten massive Schwingungen auf, welche im Brennraumdruck in dieser Form nicht vorhanden sind. Die zeitliche Lage wird durch die maximalen Brennraumdruckgradienten initiiert. Es liegt eindeutig ein Resonanzfall am Pleuel vor.

Die Schwingungen, in Form eines Längen und Stauchen des Pleuels, gelangen ohne größere Dämpfung über die Kurbelwelle bis in die Hauptlager. Dort sind nur im mittleren Frequenzbereich leichte Unterschiede in der Charakteristik erkennbar.

Das Vorziehen des Einspritzbeginns im Betriebspunkt dp7 hat eine scharfe dem Diracstoß ähnelnde Anregung zur Folge. Das Brennraumdruckspektrum weist, ausgehend von einem mit dem Betriebspunkt dpB vergleichbaren Sockel bis 1 kHz, einen eindeutigen Peak zum Zeitpunkt des maximalen Druckgradienten auf.

Die Auswirkung auf den Pleuel sind entsprechend groß und es entsteht eine durchgängig scharfer Anstieg bis über den dargestellten Frequenzbereich hinaus. Auch hier ist klar ersichtlich, dass die Längsmode sehr stark vorhanden ist, da diese eine sehr ausgeprägte Ausdehnung aufweist.

Analoge Aussagen sind für die Hauptlagerbeschleunigung möglich. Einzig die maximale Frequenz der dominanten Schwingungen ist bereits bei 5 kHz erreicht.

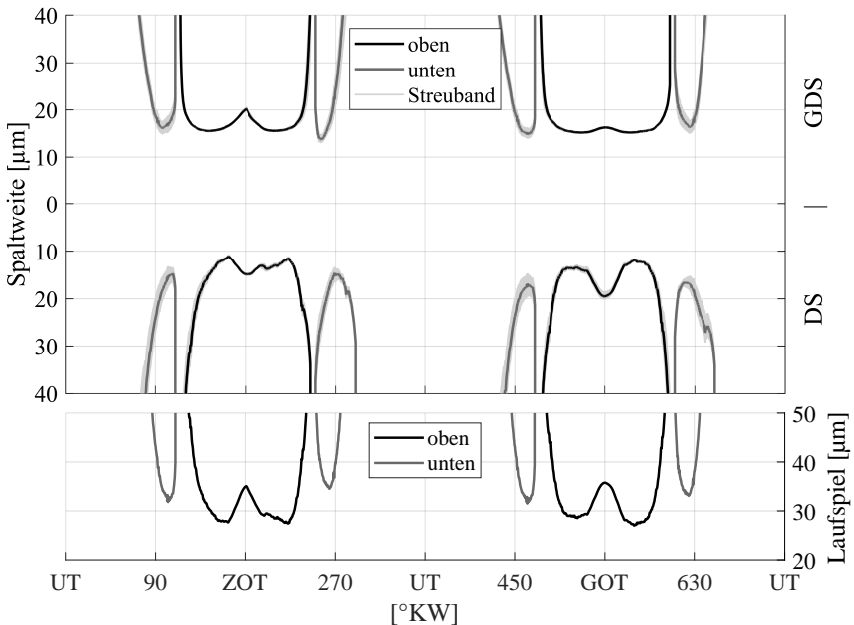
## 7.4 Versuchsreihe 3

Vor einer intensiven Analyse der Signale ist die Beseitigung der durch die Honbearbeitung entstandenen Nullpunktabweichungen, siehe hierzu 6.4, notwendig. Zu diesem Zweck wird der Versuchsträger betriebswarm in geschlepptem Zustand betrieben. Anhand dieses Zustands werden die Signale der Wirbelstromsensoren über deren Y-Achsenabschnitt so verschoben, dass sich ein mittleres Laufspiel von knapp unter 30  $\mu\text{m}$  einstellt. Diese Nullpunktkorrektur hat für alle getätigten Analysen und Darstellungen identisch Bestand und kann dem unteren Diagramm aus **Abbildung 7.19** entnommen werden.

Im oberen Diagramm sind die zugehörigen Signale der Wirbelstromsensoren,

fortan auch als Referenz bezeichnet, entsprechend ihrer Applikation gegenüber zueinander ausgerichtet und über dem Kurbelwinkel aufgetragen. In der Mitte des Diagramms befindet sich Spaltweite Null. Die obere Hälfte repräsentiert positive Spaltweiten in Richtung GDS und die untere Hälfte in deren entgegengesetzte Richtung (DS). Auf beiden Seiten sind jeweils der obere und untere Messbereich enthalten. Es sei an dieser Stelle auf die Erläuterung der Messbereiche in **Abbildung 6.13** verwiesen.

Die Spaltweiten werden nach Messbereich oben (schwarz) und unten (grau) unterschieden und repräsentieren ein gemitteltes Arbeitsspiel. Diese sind durch die Werte der Einzelarbeitsspiele in hellgrau hinterlegt, welche als Streuband verstanden werden können. Grundsätzlich werden pro Messung mindestens 375 Arbeitsspiele für eine Mittlung herangezogen.

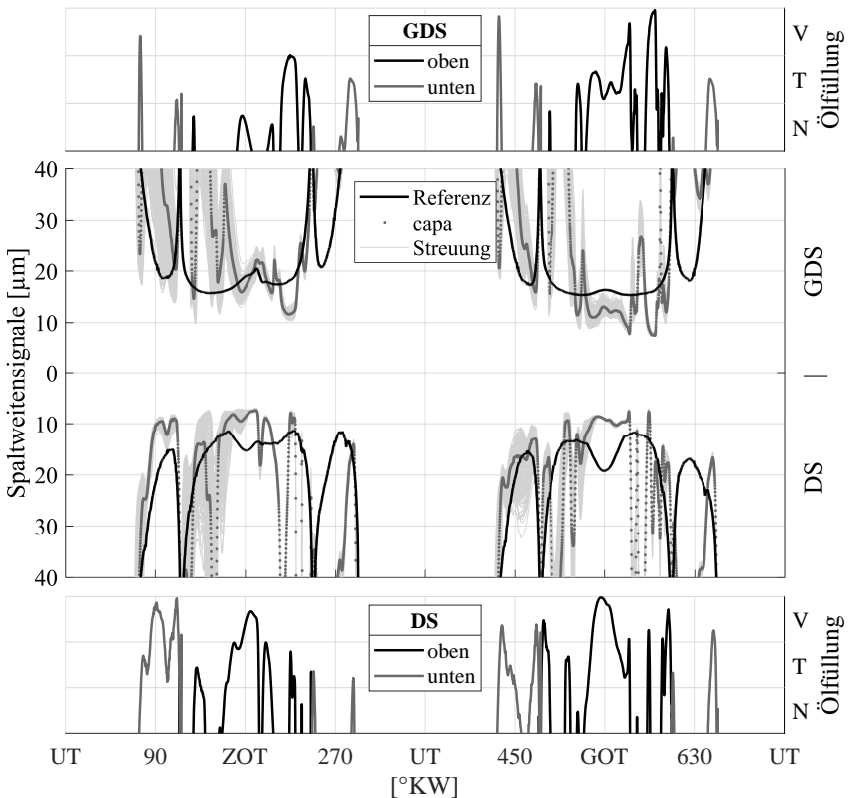


**Abbildung 7.19:** Warm-Laufspiel im Schubetrieb bei  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Prinzipiell zeigen die Abweichungen eine, wie zu erwartende, hohe Wiederholbarkeit von wirbelstrombasierten Sensorsignalen.

Das obere Diagramm wird in **Abbildung 7.20** leicht abgewandelt durch die Werte der kapazitiven Sensoren als graue Punktwolken ergänzt. Alle Referenzspaltweiten sind in schwarz aufgetragen. Die hellgrauen Streubänder sind in diesem Fall den kapazitiven Signalen zuzuordnen.

Im dargestellten Betriebspunkt dpB aus Versuchsreihe 2 zeigen die Referenzsignale im Vergleich zum Schubtrieb sichtbare Verbrennungseinflüsse.



**Abbildung 7.20:** Signale der kombinierten Spaltweitenmessung für dpB

Ohne belastbare Aussagen über die Kolbensekundärbewegung tätigen zu können ist zumindest eine Verformung des Kolbenschafts nach dem ZOT infolge des Gasdrucks erkennbar.

Die kapazitiven Sensorwerte weisen im direkten Vergleich mit den Wirbelstromsensoren ein deutlich unterschiedliches Verhalten auf. Es liegen Bereiche vor in denen die Messsignale abrupt ihren eigentlich möglichen Wertebereich, siehe hierzu Gl. 6.2, verlassen und Werte oberhalb des Referenzabstands annehmen. Im Extremfall erreichen die Werte den Bereich des Overload, was eine Fehlfunktion innerhalb dieser Bereiche belegt. Die in diesem Diagramm für die kapazitiven Sensoren dargestellten Streubänder erlauben in dieser Hinsicht eine Differenzierung zwischen einem nahezu reproduzierbarem Fehlverhalten über alle Arbeitsspiele, wie es beispielsweise auf der DS am Ende des oberen Messbereichs mehr oder weniger in beiden Takten der Fall ist und einem eher driftähnlichen Verhalten, welches z.B. im oberen Bereich, vor allem jedoch vor dem ZOT und auf beiden Seiten zu erkennen ist. Ebenfalls ist dieses Phänomen auf der GDS im unteren Messbereich während der Aufwärtsbewegung des Kolbens, vor allem jedoch in der Kompression, stark ausgeprägt.

Übersteigt der Wert von einem der kapazitiven Sensoren denjenigen seines wirbelstrombasierten Sensorpartner, also den des Referenzabstands, ist keine Berechnung der Ölfüllmenge im Schmierspalt mehr möglich.

Zu besseren Aussagefähigkeit wird die Ölfüllung in die Bereiche Niedrig- (N), Teil- (T) und Vollfüllung (V) unterteilt. Unter Teilfüllung ist das mittlere Drittel der berechenbaren Ölfüllung zu verstehen. Die beiden anderen Bereiche repräsentieren das untere respektive obere Drittel der Ölfüllung.

Auf der GDS ergeben sich gemäß des oberen Diagramms in Abbildung 7.20 demnach folgende Aussagen im Betriebspunkt dpB:

Obwohl der untere Messbereich während der Kompressionsphase wenig belastbaren Signalbereich aufweist, kann, von einem Peak bis in die Vollfüllung am Beginn des Messbereichs abgesehen, gegen Messbereichsende von einer Teilfüllung gesprochen werden. Diese fällt im oberen Messbereich ab und es liegt bis zirka  $30^\circ$  nach ZOT eine niedrige Ölfüllung vor. An dieser Stelle steigt der Wert deutlich in den Bereich der Teilfüllung an und verweilt dort bis zum Verlassen des Messbereichs. Der daran anschließende untere Messbereich lässt keine weitere Aussage während der Expansion zu.

Im Ladungswechsel ist, im Vergleich zum Hochdruckteil, bei direkt vergleich-

barem Signalverlauf etwas mehr Öl vorhanden, das Signal befindet sich aber ebenso im teilgefüllten Bereich. Die Ölmenge fällt jedoch nicht wie im Hochdruckteil in die Niedrigfüllung ab, sondern befindet sich den gesamten oberen Messbereich, über den Gaswechsel-Oberer Totpunkt (GOT) hinaus, im teilgefüllten Bereich. An vergleichbarer Stelle zum Hochdruckteil, ab ca.  $30^\circ$  nach Passieren des OT, wird der Bereich der Vollfüllung erreicht und bis zum Ende des Messbereichs nicht mehr verlassen. In analoger Weise wie zum Hochdruckteil ist über die Kolbenabwärtsbewegung im unteren Messbereich keine Aussage möglich.

Die Verhältnisse auf der DS lassen sich wie folgt beschreiben:

Die Ölfüllung lässt sich, im Gegensatz zur GDS, über den kompletten unteren Messbereich der Kompressionsphase ohne Unterbrechung berechnen. Im teilgefüllten Zustand beginnend erreicht die Ölfüllung rasch Werte im Bereich der Vollfüllung, bricht kurz wieder in die Teilfüllung ein und verbleibt dann in der Vollfüllung bis zum Verlassen des Messbereichs. Der obere Messbereich weist zu Beginn erneut eine Teilfüllung auf. Nach einem Bereich ohne Aussagekraft steigt die Füllung kontinuierlich an, um im ZOT für einige  $^\circ\text{KW}$  in der Vollfüllung zu verweilen. Danach fällt der Wert in die Teilfüllung ab und befindet sich bis zum Verlassen des oberen Bereichs am Übergang zwischen Niedrig- und Teilfüllung. Aussagen im unteren Messbereich während der stattfindenden Verbrennung sind nur stark eingeschränkt möglich und erreichen am Anfang und Ende des Bereichs jeweils nur sehr kurz die Teilfüllung.

Im Ladungswechsel startet der untere Messbereich in Vollfüllung, driftet anschließend über den Messbereich in Richtung unplausibler Werte ab, erreicht allerdings vor Messbereichsende nochmals die Vollfüllung. Der obere Messbereich startet ebenfalls in der Vollfüllung, gefolgt von einem teilgefüllten Bereich welcher bis ca.  $10^\circ\text{KW}$  vor GOT in die Niedrigfüllung abfällt. Ab dort herrscht jedoch symmetrisch zum GOT über ca.  $20^\circ\text{KW}$  ein zusammenhängender Bereich in Vollfüllung. Im weiteren Verlauf wird diese durch zwei kurze unplausible Wertebereiche unterbrochen, erreicht jedoch zu Ende des Messbereichs wieder die Vollfüllung. Analog zum Hochdruckteil ist im unteren Messbereich während der Kolbenabwärtsbewegung größtenteils keine belastbare Aussage möglich.

Allgemein lässt sich festhalten, dass die hydrodynamische Lagerung des Kolbens im Zylinderrohr in dem verfügbaren Wertebereich größtenteils mindestens

eine Teilfüllung aufweist. Die DS weist tendenziell höhere Ölfüllungen als die GDS auf und ist nahezu für die Hälfte der berechenbaren Werte im Bereich der Vollfüllung.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit ermöglicht es, durch Anwendung neu entwickelter Messtechniken und optimierter Analyseverfahren einen detaillierten Einblick in den inneren Körperschallleitweg von Hubkolbenmotoren mit hohen Verbrennungsdruckgradienten zu erhalten.

Die experimentelle Modalanalyse der Komponenten Kolben, Pleuel und Kurbelwelle bildet die Basis zur Identifikation der Eigenschwingungen der einzelnen Bauteile. Um die Aussagefähigkeit auf den befeuerten Betrieb zu erweitern, wird zusätzlich eine zusammengebaute und entsprechend gefügte Konfiguration aus blockiertem Zweimassenschwungrad, Kurbelwelle und Kolben, Kolbenbolzen und Pleuel des dritten Zylinders untersucht. Hier zeigt sich, dass die Eigenschwingungen aufgrund der zusätzlichen Koppelung und der kombinierten Massen und ihrer Verteilung eine entscheidende Änderungen in Schwingformen und Eigenfrequenzen aufweisen. Speziell der Kolben-Pleuel-Verbund weist eine höhere Modendichte auf. Diese Kenntnisse stellen bei der Analyse der untersuchenden Vorgänge eine große Hilfe dar.

Der als Versuchsträger verwendete 1,5l Vierzylinder-DI-Dieselmotor besitzt eine Hochdruckindizierung an Zylinder drei und wird in einem voll-reflexionsarmen Motorenprüfstand betrieben. Neben diversen, am Motor applizierten Beschleunigungsaufnehmern zur Erfassung von Körperschall wird auch der abgestrahlte Luftschall in einem Meter Entfernung von der Motoroberfläche gemessen. Messungen in Form von Drehzahlrampen, Lastschnitten und stationären Betriebspunkten liefern die Daten zur Analyse des akustischen Verhaltens. In einem akustisch markanten Betriebspunkt bei niedriger Teillast werden durch Variation des Einspritzzeitpunktes unter Beibehaltung des Einspritzverlaufs unterschiedliche Brenn- und damit Zylinderdruckverläufe realisiert. Dies resultiert in geänderten Druckgradienten und dadurch in abweichenden Anregungen der Kurbeltriebkomponenten.

Das Betriebsschwingungsverhalten des Pleuel wird mit Hilfe von DMS bestimmt. Die kleinen Dehnungen bei Frequenzen oberhalb von ca. 1 kHz können wegen der geringen Empfindlichkeit von herkömmlichen metallischen DMS

nicht erfasst werden. Zur Verbesserung des Signal-Rausch-Verhältnis werden Halbleiter-DMS mit einer um Faktor 80 höheren Empfindlichkeit verwendet. Ihr deutlich höherer Temperaturdrift erfordert den Einsatz einer speziell entwickelten, kurbelwinkelgesteuerten Kompensationsschaltung.

Vier Messpositionen am Pleuelschaft erlauben es, die für das Dieselnageln hauptverantwortliche longitudinale Schwingung des Kolben-Pleuel-Verbund direkt am Pleuel zu erfassen. Die Messsignalübertragung erfolgt über eine am großen Pleuelauge montierte Kabelschlinge. Ihr Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Laufzeuges kann im Vergleich mit der Basismessungen für den entscheidenden Frequenzbereich oberhalb von 2500 Hz vernachlässigt werden. Neben gängiger FFT-Analysen kommen Morlet-Wavelets mit einer deutlich feineren Zeit-Frequenzauflösung zum Einsatz. Diese erlauben es, den inneren Körperschallleitweg beginnend mit dem Zylinderdruck über das Pleuel und die Hauptlager mit der hierfür notwendigen hohen zeitlichen Auflösung zu analysieren. Die Ergebnisse dienen zur Validierung der Simulation hinsichtlich hochdynamischer, für die Akustik relevanten Vorgänge.

Die Körperschallanregung und -übertragung zwischen Kolben und Zylinder wird wesentlich durch die Schmierfilmeigenschaften zwischen diesen bestimmt. Die Ölmenge im Schmierpalt wird mit einer neuartigen Messmethodik ermittelt. Diese basiert auf Abstandssensoren mit zwei unterschiedlichen physikalischen Messprinzipien. Ein Wirbelstromsensor misst unbeeinflusst vom Schmiermedium den Abstand zwischen den Messpartnern, während das Signal eines kapazitiven Sensors davon beeinflusst wird.

Die kolbenfeste Applikation der Messtechnik, welche eine weitere Miniaturisierung der verwendeten Sensoren voraussetzt, kann zukünftig die Aussagekraft durch die Erweiterung auf den vollständigen Hubverlauf deutlich erhöhen.



# Literaturverzeichnis

- [1] Kolben und motorische Erprobung. MAHLE GmbH, 2015. – ISBN 978-3-658-09558-1
- [2] AOUICHI, A. ; HERRMANN, M.: Diesel Engine Noise and Internal Excitation Mechanisms. In: SAE Technical Paper Series, SAE International, feb 1989
- [3] ATZLER, Martin: Bewertungsmodelle für impulshaltige Störgeräusche von Verbrennungsmotoren, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 2011
- [4] AVITABILE, Peter: Modal Testing - A Practitioner's Guide. John Wiley & Sons Ltd., 2018. – ISBN 978-1-119-22289-7
- [5] BADUR, Jens: Ermittlung der Schadstoff- und Klimagasemissionen von Pkw und leichten Nutzfahrzeugen durch WLTP und RDE unter Berücksichtigung zukünftiger Kraftstoffe und Antriebskonzepte / Umweltbundesamt. Umweltbundesamt Wörlitzer Platz 1 06844 Dessau-Roßlau, 2016 (UBA-FB 002507). – Abschlussbericht. – URL [https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1410/publikationen/2019-03-18\\_texte\\_27-2019\\_wltp-rde.pdf](https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1410/publikationen/2019-03-18_texte_27-2019_wltp-rde.pdf)
- [6] BASSHUYSEN, Richard van (Hrsg.): Ottomotor mit Direkteinspritzung. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013
- [7] BAUMGARTNER, Laura S. ; KARMANN, Stephan ; BACKES, Fabian ; STADLER, Andreas ; WACHTMEISTER, Georg: Experimental Investigation of Orifice Design Effects on a Methane Fuelled Prechamber Gas Engine for Automotive Applications. In: SAE Technical Paper Series, SAE International, sep 2017
- [8] BERTOLINI, Claudio ; HORAK, Jan ; LAFONT, Thibault: Design of Sound Package for Pass-By Noise Reduction: Process and Application. In: Automotive Acoustics Conference 2019. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020, S. 137–169

- [9] BRÜEL&KJAER: Product Data Charge Accelerometer - Types 4375, 4375-S and 4375-V. Skodsborgvej 307 DK-2850 Nærum Dänemark: Brüel&Kjaer (Veranst.), Juni 2009
- [10] BRÜEL&KJAER: Product Data Miniature Triaxial Cahrge Accelerometer - Types 4326-A and 4326-A-001. Skodsborgvej 307 DK-2850 Nærum Dänemark: Brüel&Kjaer (Veranst.), August 2009
- [11] BRÜEL&KJAER: Product Data The NEXUS Range of Conditioning Amplifiers Types 2690, 2691, 2692 and 2693. Skodsborgvej 307 DK-2850 Nærum Dänemark: Brüel&Kjaer (Veranst.), Februar 2015
- [12] CHELNER, Robert A. M.: Sensors based on Semi-Conductor Strain Gages for Automated Structural Health Monitoring and Medical Applications. In: 8th European Workshop on Structural Health Monitoring (EWSHM 2016), URL <https://www.ndt.net/search/docs.php3?showForm=off&id=20172>, 2016
- [13] DANIEL, C. ; WOSCHKE, E. ; STRACKELJAN, J.: Experimentelle und numerische Analyse eines dynamisch belasteten Kurbeltriebs. In: VDI BERICHTE 2109 (2010), S. 283–296. – ISSN 0083-5560
- [14] DIN 45652:1964-01: Terzfilter für elektroakustische Messungen. Januar 2009
- [15] DISO 362-1: Messverfahren für das von beschleunigten Straßenfahrzeugen abgestrahlte Geräusch - Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 - Teil 1: Fahrzeuge der Klassen M und N. Januar 2015
- [16] DU, Winncy Y.: Resistive Capacitive Inductive and Magnetic Sensor Technologies. CRC Press, 2015. – URL <https://www.engineeringbookspdf.com/download/?file=6408>. – ISBN 978-1-4398-1249-5
- [17] ESSERS, Ulf ; KÜNZEL, Reiner ; KÜHN, Roland: Untersuchung des Anteils des indirekten Verbrennungsgeräusches am Motorgesamtgeräusch direkteinspritzender Dieselmotoren. FVV-Heft R 529, Abschlussbericht über das Vorhaben Nr. 461 (Lastabhängigkeit des Dieselgeräuschs II). 1993

- [18] FÜSSEL, Andreas: Technische Potenzialanalyse der Elektromobilität. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. – ISBN 978-3-658-16696-0
- [19] FELBINGER, F.: Körperschallanalyse von gekoppelten Kurbeltriebkomponenten auf Basis moderner EHD/EMKS-Simulationstechniken, Universität Kassel, Dissertation, 2014
- [20] FINGER, K.: Untersuchungen zur Kraftanregung durch die Verbrennung beim direkteinspritzenden Common-Rail-Dieselmotor unter Berücksichtigung des Körperschallübertragungsverhaltens, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2001
- [21] FRAIDL, Günter ; KAPUS, Paul ; MITTERECKER, Horst ; WEISSBÄCK, Michael: Verbrennungsmotor 4.0. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 79 (2018), aug, Nr. 9, S. 28–35
- [22] GAVRIC, Léon: New fuel-saving technologies and NVH refinement of powertrains. In: Automotive Acoustics Conference 2017. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, S. 123–139
- [23] GÖHRINGER, Veit: Beitrag zur experimentellen Bestimmung des Strukturübertragungsmaßes von Dieselmotoren. Expert-Verlag GmbH, 2008. – URL [https://www.ebook.de/de/product/7640919/veit\\_goehringer\\_beitrag\\_zur\\_experimentellen\\_bestimmung\\_des\\_strukturuebertragungsmasses\\_von\\_dieselmotoren.html](https://www.ebook.de/de/product/7640919/veit_goehringer_beitrag_zur_experimentellen_bestimmung_des_strukturuebertragungsmasses_von_dieselmotoren.html). – ISBN 3816928757
- [24] HELFER, Martin: Zur Anregung und Ausbreitung des vom Kolben erregten Geräusches, Universität Stuttgart, Dissertation, 1994
- [25] HOFFMANN, Karl: Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 1987. – URL [https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/files/hoffmann-book/HBM\\_Karl-Hoffmann\\_DE\\_Eine-Einfuehrung-in-die-Technik-des-Messens-mit-Dehnungsmessstr.pdf](https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/files/hoffmann-book/HBM_Karl-Hoffmann_DE_Eine-Einfuehrung-in-die-Technik-des-Messens-mit-Dehnungsmessstr.pdf)

- [26] HRDINA, D. ; BARGENDE, M. ; FELBINGER, . ; LANG, J.: Störgeräusche bei Motoren mit hohen Druckgradienten. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 74 (2013), oct, Nr. 12, S. 1010–1017
- [27] HRDINA, Daniel: Untersuchungen des Schwingungs- und Geräuschverhaltens des Kurbeltriebs eines Verbrennungsmotors, Universität Stuttgart, Dissertation, 2015
- [28] HÜTTE: Das Ingenieurwissen. Horst Czichos und Manfred Hennecke, 2012. – ISBN 978-3-642-22850-6
- [29] JANSSENS, K. ; BIANCIARDI, F. ; BRITTE, L. ; PONSEELE, P. van de ; AUWERAER, H. van der: Pass-by noise engineering: a review of different transfer path analysis techniques. In: SAS, P. (Hrsg.) ; MOENS, D. (Hrsg.) ; DENAYER, H. (Hrsg.): Proceedings of ISMA 2014 International Conference on Noise and Vibration Engineering. Heverlee : KU Leuven, Dep. Werktuigkunde, 2014, S. 3924–3940. – ISBN 9789073802919
- [30] KANDA, Hiroshi ; OKUBO, Minoru ; YONEZAWA, Tohru: Analysis of Noise Sources and Their Transfer Paths in Diesel Engines. In: SAE Technical Paper Series, SAE International, feb 1990
- [31] KANDA, Y. ; MORI, T.: Diesel Combustion Noise Reduction by Controlling Piston Vibration / SAE International. 2015 (2015-01-1667). – SAE Technical Paper Series
- [32] KARRENBERG, Ulrich: Signale – Prozesse – Systeme. Springer Berlin Heidelberg, 2017
- [33] KEIL, Stefan: Dehnungsmessstreifen. 2. Auflage. Springer Vieweg, 2017. – ISBN 978-3-658-13612-3
- [34] KG, MICRO-EPSILON MESSTECHNIK GmbH & C.: Auskunft über Simulationsergebnisse hinsichtlich Linearität von capaNCDT Sensoren. 2015
- [35] KG, MICRO-EPSILON MESSTECHNIK GmbH & C.: Mehr Präzision. eddyNCDT // Wirbelstromsensoren für Weg, Abstand und Position. 2015

- [36] KÖHLER, Eduard ; FLIERL, Rudolf: Verbrennungsmotoren. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019
- [37] KISTLER-GRUPPE: Hochtemperatur-Drucksensor für Zylinderdruckmessung in Glühkerzenadapter - Datenblatt Typ 6056A. 2013
- [38] KISTLER-GRUPPE: Glühkerzenadapter - Datenblatt für Zylinderdruckmessung in Dieselmotoren des Typ 6542Q... 2015
- [39] KISTLER-GRUPPE: SCP Signalaufbereitungssystem für Motorenindizierung - Datenblatt Ladungsverstärker Typ 5064C... 2015
- [40] KÜNZEL, Reiner: Untersuchung der Kolbenbewegung in Motorquer- und Motorlängsrichtung, Universität Stuttgart, Dissertation, 1997. – ISBN 3-8169-1529-9
- [41] LANG, J. ; DUVIGNEAU, F. ; KNOLL, G. ; GABBERT, U.: MKS/EHD-gestützte Luft-und Körperschallanalyse des Kurbeltriebdesigns von Verbrennungsmotoren. 07 2016. – Forschungsbericht
- [42] LAZZARA, Maik: Tribologisches Verhalten der Kolbenbolzenlagerung, Dissertation, 2016
- [43] LEONETTI, Marco: Experimentelle Untersuchung subsynchroner Schwingungen an Abgasturboladern, Universität Stuttgart, Dissertation, 2019
- [44] LUFT, Tommy: Aktive und passive Schallreduktion am Dieselmotor, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2016
- [45] MERKER, Günther P. ; TEICHMANN, Rüdiger: Grundlagen Verbrennungsmotoren - Funktionsweise und alternative AntriebssystemeVerbrennung, Messtechnik und Simulation. Günther P. Merker and Rüdiger Teichmann, 2019. – URL <https://doi.org/10.1007/978-3-658-23557-4>. – ISBN 978-3-658-23557-4

- [46] MERRITT, David ; MIAN, Omar ; WANG, Ducai: Connecting rod bearing EHD analysis including inertia effects due to the distributed rod mass. In: SAE Technical Papers 15 (2007), 09
- [47] MEYER, Martin: Signalverarbeitung - Analoge und digitale Signale, Systeme und Filter. Vieweg+Teubner, 2011. – ISBN 978-3-8348-8138-0
- [48] MÜLLER-BBM: PAK MKII front end datasheet. Robert-Koch-Straße 13, 82152 Planegg: Müller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH (Veranst.), 2008
- [49] MOLLENHAUER, Klaus (Hrsg.) ; TSCHÖKE, Helmut (Hrsg.): Handbook of Diesel Engines. Springer Berlin Heidelberg, 2010
- [50] MÖSER, Michael (Hrsg.): Messtechnik der Akustik. Springer Berlin Heidelberg, 2010. – ISBN 978-3-540-68087-1
- [51] PHILIPP, U.: Messtechnische Untersuchungen zum akustischen Verhalten der Kurbelwellenhauptlager von Verbrennungsmotoren. Expert-Verlag GmbH, 1999. – URL [https://www.ebook.de/de/product/7640919/veit\\_goehringer\\_beitrag\\_zur\\_experimentellen\\_bestimmung\\_des\\_strukturuebertragungsmasses\\_von\\_dieselmotoren.html](https://www.ebook.de/de/product/7640919/veit_goehringer_beitrag_zur_experimentellen_bestimmung_des_strukturuebertragungsmasses_von_dieselmotoren.html). – ISBN 978-3816918462
- [52] PISCHINGER, Stefan ; MIRLACH, Robert ; HEUER, Stefan ; SILIES, Andreas: Akustik neuer ottomotorischer Brennverfahren. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 70 (2009), oct, Nr. 10, S. 770–777
- [53] RANDALL, R. B.: Frequency analysis. Naerum : Brüel&Kjaer, 1987. – ISBN 8787355078
- [54] SCHNEIDER, Sebastian ; CARSTENS, Jan H. ; NOBIS, Jürgen ; ROT-  
TENGRUBER, Hermann ; GÜHMANN, Clemens ; NEUMANN, Enrico ;  
JOERRES, Michael: Diesel engine control based on structure-borne noise – optimization and adaptation of parameters. In: Automotive Acoustics Conference 2017. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, S. 141–170

- [55] SELLERBECK, Philipp ; NETTELBECK, Christian ; HEINRICHS, Ralf ; ABELS, Thomas: Improving Diesel Sound Quality on Engine Level and Vehicle Level - A Holistic Approach. In: SAE Technical Paper Series, SAE International, may 2007
- [56] SENS, Marc ; BINDER, Emanuel: Vorkammerzündung als Schlüsseltechnologie für einen zukünftigen Antriebsstrang-Mix. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 80 (2019), jan, Nr. 2, S. 46–53
- [57] SHAHLARI, Arsham ; KURTZ, Eric ; HOCKING, Chris ; ANTONOV, Simon: Correlation of cylinder pressure-based engine noise metrics to measured microphone data. In: International Journal of Engine Research 16 (2014), 10
- [58] SPESSERT, Bruno: Untersuchung des akustischen Verhaltens von Kurbelgehäusen und Zylinderblöcken unter besonderer Berücksichtigung des inneren Körperschalleitweges, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1987
- [59] STOFFELS, H ; COLLINGS, N: Effect of gasoline homogeneous charge compression ignition on engine acoustics and vibration. In: International Journal of Engine Research 8 (2007), feb, Nr. 1, S. 51–62
- [60] TATE, Simon ; MUNDAY, Ben ; CROWTHER, Phil ; MAUNDER, Matt: Attribute Balancing – Trading-Off Noise Versus Emissions, Ride and Handling and Driveability. In: Automotive Acoustics Conference 2019. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020, S. 83–98
- [61] TSCHÖKE, Helmut E.: Beitrag zur Berechnung der Kolbensekundärbewegung in Verbrennungsmotoren, Universität Stuttgart, Dissertation, 1981
- [62] WEI, H. ; LI, Z. ; LIANG, X. ; SHU, G.: INFLUENCE OF THE ACCELERATING OPERATION MECHANISM ON THE COMBUSTION NOISE IN DI-DIESEL ENGINES. In: International Journal of Automotive Technology (2012)
- [63] ZELLER, Peter: Handbuch Fahrzeugakustik Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch ; mit 85 Tabellen. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012. – ISBN 9783834814432

- [64] ZELLER, Peter (Hrsg.): Handbuch Fahrzeugakustik. Springer Fachmedien  
Wiesbaden, 2018



# Anhang

## A.1 Experimentelle Modalanalyse

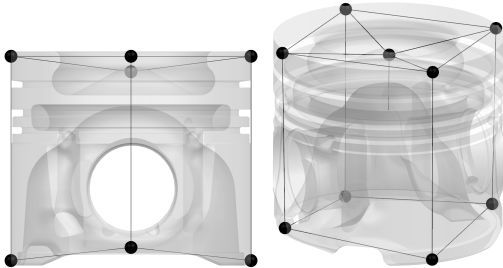


Abbildung A.1.1: Knotengeometrie des Kolben

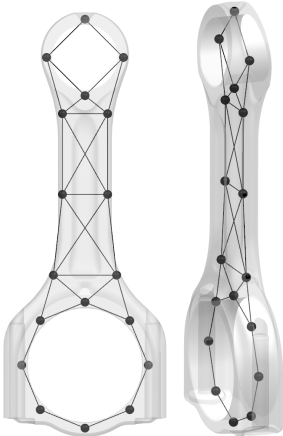
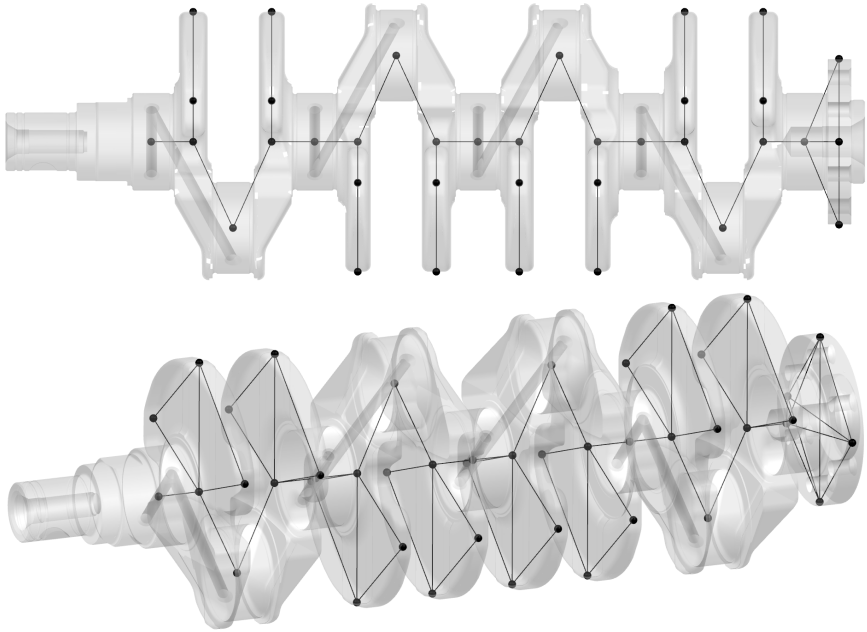
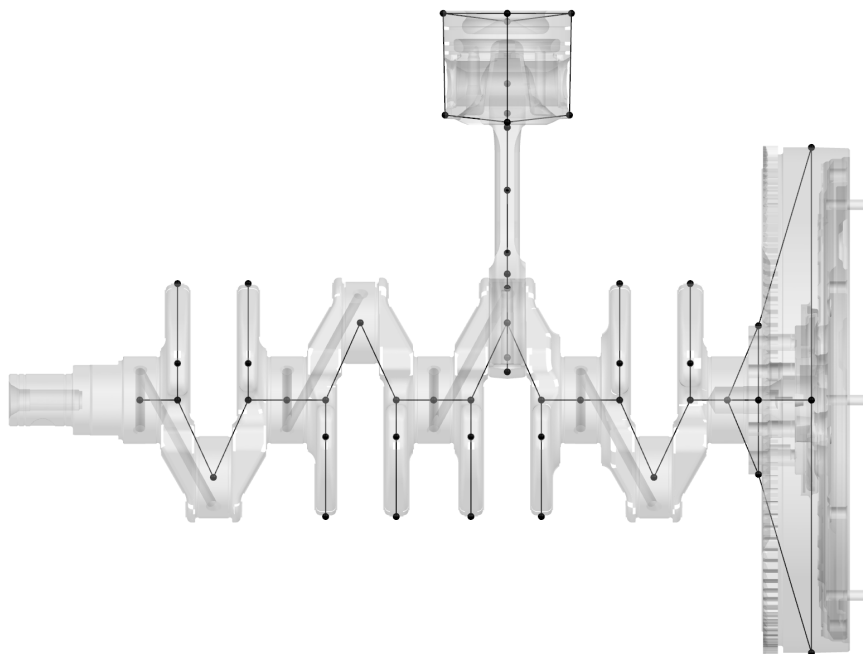


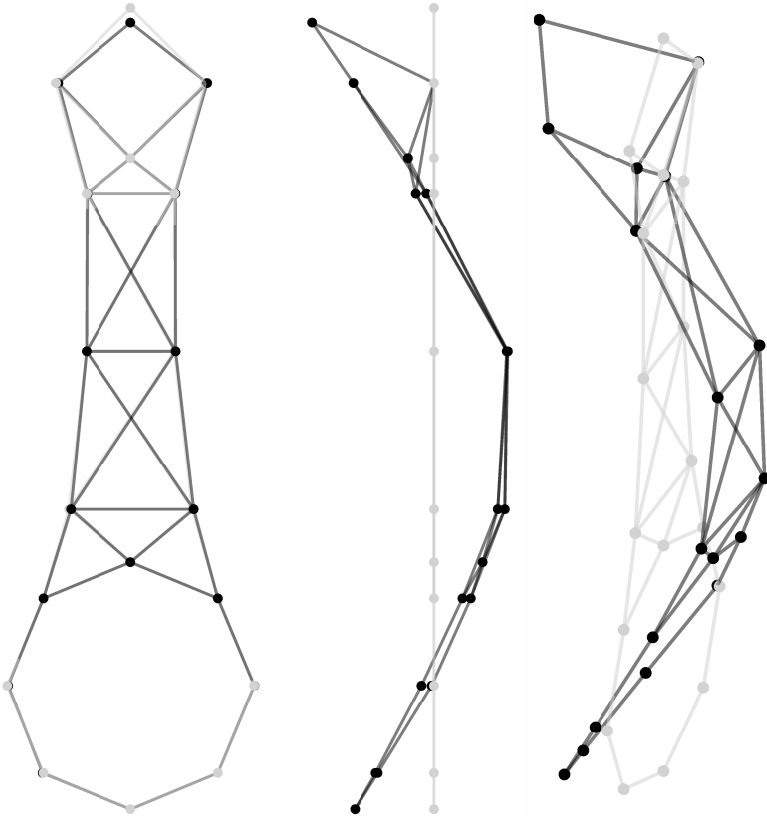
Abbildung A.1.2: Knotengeometrie des Pleuel



**Abbildung A.1.3:** Knotengeometrie der Kurbelwelle



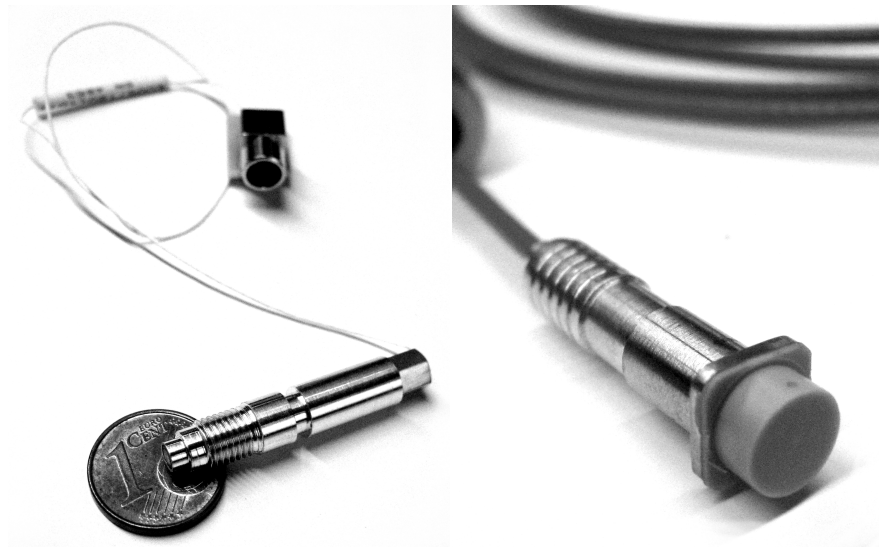
**Abbildung A.1.4:** Knotengeometrie des Zusammenbau



**Abbildung A.1.5:** Ergebnis der EMA in Form von Knotenverschiebungen der ersten Mode des Pleuels

## A.2 Kombinierte Spaltweitenmessung

Abbildung A.2.1: Abstandssensoren





# Lebenslauf

**Name:** Wolfgang Gross  
**Geburtsdatum:** 15. Juni 1983  
**Geburtsort:** Freudenstadt  
**Staatsangehörigkeit:** deutsch  
**Familienstand:** verheiratet mit Kristin Gross, geb. Luz

## Schulbildung

1993 -1999 Werkrealschule, Salier Grund- und  
Hauptschule Waiblingen  
1999 -2002 Technisches Gymnasium Elektrotechnik,  
Werner-Siemens-Schule Stuttgart

## Grundwehrdienst

2002 - 2003 Feldjägerregiment 3, München

## Studium

2003 - 2014 Universität Stuttgart  
Studiengang: Fahrzeug- und Motorentechnik  
Abschluss: Diplom-Ingenieur

## Beruflicher Werdegang

seit 10/2014 Wissenschaftlicher Mitarbeiter im Bereich  
Motorakustik und -mechanik  
Institut für Verbrennungsmotoren und  
Kraftfahrwesen (IVK)  
Universität Stuttgart  
seit 05/2018 Wissenschaftlicher Mitarbeiter (Nebentätigkeit)  
im Bereich Motorakustik und -mechanik  
Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und  
Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS)