



OTTO VON GUERICKE
UNIVERSITÄT
MAGDEBURG

MB

FAKULTÄT FÜR
MASCHINENBAU

Psychoakustische Bewertung verbrennungsmotorischer Geräusche

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

von M. Sc. Sebastian Schneider

geb. am 17.09.1986 in Lutherstadt Wittenberg

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

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Hermann S. Rottengruber

Prof. Dr. rer. nat. Jesko L. Verhey

Promotionskolloquium am 15.10.2021

Kurzfassung & Abstract

Beim Kauf eines Pkw wird der akustische Qualitätseindruck eines Fahrzeugantriebsstrangs stetig relevanter. Die wahrgenommene Geräuschqualität des Motoraggregates nimmt hierbei eine Schlüsselrolle ein. Aufgrund der Ausprägung einzelner Störgeräusche wird jene Geräuschqualität negativ beeinflusst. Diese als unangenehm empfundenen Geräuschkomponenten gilt es im Rahmen der Fahrzeugentwicklung weiter zu reduzieren, wobei die Identifikation und Bewertung störender Geräuschanteile am Motorgesamtgeräusch Voraussetzungen für eine effektive Akustikoptimierung sind. Vor allem die impulshaften Motorstörgeräusche „Nageln“ und „Tickern“ werden bei Diesel- bzw. Otto-DI-Motoren als besonders lästig eingestuft, weswegen diese Arbeit darauf abzielt, die nagelnden sowie tikernden Geräuschanteile aus dem Gesamtgeräusch zu analysieren und zu bewerten. Hierzu wurden empirische Formeln entwickelt, welche jene Geräuschanteile in ihrer Intensität in Grenzen einstufen können. Diese ist rein empfindungsbasiert und besteht aus der Impulshaftigkeit, der Lautheit, der Rauigkeit sowie der Schärfe des Motorgesamtgeräusches. Wie auch bei anderen psychoakustischen Bewertungsskalen wurde die Benotung von 1 (sehr nagelnd/tickernd) bis 10 (nicht nagelnd/tickernd) vorgenommen. Anhand von Hörversuchen mithilfe von Expertenjurys konnten die Dieselnagelgeräusch- und Tickergeräuschbewertungsformeln anschließend verifiziert werden. Hiernach kann präzise ausgesagt werden, in welchen Motorkennfeldbereichen die Nagel- sowie Tickergeräusche die Angenehmheit des Motorgesamtgeräusches negativ beeinflussen. Ferner wurde die Dieselnote im Rahmen einer körperschallbasierten Dieselmotorenregelung angewendet. Es wurde untersucht, welche Verbesserungen sich durch die Integration geeigneter akustischer Sensorsignale in das Motormanagement bezüglich des Geräusches erzielen lassen. Hierbei konnten Korrelationen zwischen Körperschall- und Zylinderdrucksignalen mithilfe der Kohärenz und der Wigner-Ville-Transformation aufgezeigt werden. Mit der anschließenden Merkmalsextraktion durch die digitale Verarbeitung der Körperschallsignale war es möglich, Merkmale der Verbrennung und der Einspritzung zu entnehmen, welche im Motormanagement eingesetzt werden konnten. Durch Regressionsmodelle konnten somit Verbrennungsgrößen ermittelt werden, mit denen der indizierte Mitteldruck und die Verbrennungsschwerpunktlage in einem Motormanagementsystem selektiv regelbar sind. Damit können günstigere und robustere Körperschallsensoren die kostenintensiven Zylinderdrucksensoren ersetzen. Des Weiteren ermöglichte die hohe Korrelation zwischen Luftschall und Körperschall eine Bestimmung der Dieselnote auf Basis der Modulation und der Lautheit, welche aus dem Körperschallsignalen abgeschätzt werden konnten. Die Information über die Verbrennungsgeräusche in Form der Dieselnote konnte dadurch ebenfalls erfolgreich in das Motormanagement integriert werden. Zur Optimierung der Verbrennungsgeräusche wurde der Einfluss der Vor-

einspritzung vornehmlich untersucht. Es konnte durch einen heuristischen Optimierungsalgorithmus eine arbeitsspielsynchrone Adaption der Voreinspritzparameter erzielt werden, um die Lästigkeit der Verbrennungsgeräusche auch im transienten Betrieb gezielt zu mindern.

The customer's choice when buying a car is more and more driven by acoustic quality impression. The perceived sound quality of the engine unit plays a key role here. Due to the nature of individual background noises, the sound quality is negatively influenced. These noise components, which are perceived as unpleasant, need to be further reduced in the course of vehicle development, whereby the identification and evaluation of disruptive noise components in the overall engine noise are prerequisites for effective acoustics optimization. Especially, the impulsive engine noises "knocking" and "ticking" are classified as particularly annoying in Diesel and direct-injection Otto engines. So, the main focus of this thesis aims to analyze and evaluate the knocking and ticking noise components from the overall engine noise. For this purpose, empirical formulas were developed which are able to classify those noise components in their intensity within chosen limits. On this behalf, a preselection of perception-based variables was made to determine, which would be suitable for the respective formula approach. The choice fell on the impulsiveness, the loudness and the roughness for the Diesel grade as well as the impulsiveness, the loudness and the sharpness for the ticker grade.

For the ticker noise analysis, the Injection Analyzer (injection test bench) was used, by which the individual noise components in the injector could be determined both in time and in frequency domain. The Smoothed-Pseudo-Wigner-Ville distribution proved to be an effective tool for analyzing the separate noise phenomena during the injection and combustion processes. This made it possible to detect the ticker noise as precisely as possible in airborne and structure-borne noise. Based on this, the psychoacoustic variables were eventually combined in the context of empirical formulas, given experimentally determined weighting coefficients and iteratively adjusted further on. After the completion of the formulas, they were validated with the help of auditory experiments, whereby a sufficiently good correlation resulted between the empirical formulas and the subjective perception of the test subjects. As with other psychoacoustic evaluation scales, the rating was made from 1 (very knocking/ticking) to 10 (not knocking/ticking). According to these results, it can be precisely stated in which engine map areas the knock and ticker noise undermines the pleasantness of the overall engine noise.

Another main achievement of the work is the application of the Diesel grade within the framework of a cylinder-selective, structure-borne noise-based Diesel engine control. It was investigated which improvements can be achieved by integrating suitable acoustic sensor signals in the engine management with regard to the overall engine noise. The aim hereby was initially to determine the combustion characteristics from acceleration sensor signals and control unit

variables in order to implement an engine management based on cylinder pressure. In addition, the engine noises were modeled using the structure-borne noise signals to determine the annoyance of the combustion noises and to integrate them into the engine management system. Thanks to the virtual pressure and virtual noise sensors developed, it was possible to improve the combustion process as well as the noise emissions. These virtual sensors result from the estimation of the respective parameters by means of the structure-borne noise. Hereby, the first step was to record sufficient information about the combustion with structure-borne noise sensors. By means of detailed investigations in the time-frequency domain, it was possible to find dependencies between the cylinder pressure and the structure-borne noise signal, with frequency ranges being selected from which a feature of the combustion angle position in the structure-borne noise signal could be extracted. A correlation analysis between these extracted features from the structure-borne noise signals and combustion angle positions showed good results. For the implementation of the cylinder pressure-based engine control the adjusted variables must be estimated, since the combustion variables cannot be derived directly. With the aid of control unit data and the structure-borne noise characteristics, regression models could be created for the cylinder-selective estimation of the center of combustion, the maximum cylinder pressure and the indicated mean effective pressure.

The Diesel grade, which could also be determined by modulation and loudness of airborne sound signals, was used to evaluate the combustion noise. To estimate the Diesel grade on the basis of the structure-borne noise, the idea was pursued to determine the modulation and loudness directly from this data, whereby a high correlation could be demonstrated. Furthermore, the estimation of the airborne sound quantities was implemented using a regression model, in which additional control unit data was used. This was followed by the sequential creation of the engine management, whereby a cylinder-selective control of the indicated mean effective pressure was initially developed, which uses the estimated, structure-borne noise-based model variables as a control variable. Subsequently, a regulation of the center of combustion was implemented, which uses the estimated model variables. Individual jump measurements were carried out to verify that regulation. The measurements confirmed the successful implementation of the control concept based on structure-borne noise-based combustion model variables. The pre-injection parameters were also used to minimize the annoyance of the combustion noise. On the basis of preliminary investigations at two operating points, it was found that the Diesel grade changes significantly in a limited angular position range, especially compared to the pre-injection quantity. To minimize the Diesel knocking, a heuristic optimization algorithm was able to achieve an iterative adjustment of the pre-injection parameters synchronized with the work cycle in order to reduce the annoyance of the combustion noises, even in transient operation.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung & Abstract	II
Nomenklatur	VII
1 Einleitung.....	1
2 Stand der Forschung	2
2.1 Subjektive und objektive Bewertungsmethoden von Motorgeräuschen	2
2.1.1 Physikalische Kenngrößen.....	2
2.1.2 Psychoakustische Kenngrößen.....	3
2.1.3 Geräuschbewertung mittels Hörversuche	9
2.2 Vorstellung und Vergleich der impulsbehafteten Geräuschphänomene	10
2.2.1 Nageln.....	10
2.2.2 Tickern	11
2.2.3 Rasseln	11
2.2.4 Sonstige impulshafte Geräuschanteile.....	12
2.3 Diesel- und Tickernote	12
2.3.1 Verschiedene Ansätze für die Diesel- und Tickernote	12
2.3.2 Untersuchung der Dieselnagelgeräuschestehung	16
2.3.3 Untersuchung der Tickergeräuschestehung	18
2.4 Motormanagementsysteme auf Basis des Zylinderdrucks.....	20
2.5 Signaltheoretische Methoden.....	22
3 Vorstellung der Prüfstandumgebungen und Sensorik.....	27
3.1 Motorakustikprüfstand	27
3.2 Einspritzkomponentenprüfstand.....	30
3.3 Sensorik	31
4 Entwicklung eines alternativen Ansatzes zur Dieselnagel- sowie Tickergeräuschbewertung	36
4.1 Entwicklung der empirischen Dieselnotenberechnungsformel	36
4.1.1 Untersuchung der psychoakustischen Größen für die Dieselnote	36
4.1.2 Anpassung der empirischen Dieselnotenberechnungsformel	41
4.1.3 Hörversuche zur Bewertung des Dieselnagelns	44

4.2	Entwicklung einer Formel zur Bewertung des Tickergeräusches	47
4.2.1	Analyse des Einspritzverhaltens der Injektoren mittels Injection Analyzer	47
4.2.2	Untersuchung der psychoakustischen Kenngrößen für die Tickernote	58
4.2.3	Entwicklung der empirischen Tickernoteberechnungsformel	63
4.2.4	Hörversuche zur Bewertung des Tickergeräusches	65
5	Geräuschbasierte Motorregelung mittels Dieselnote	67
5.1	Virtueller Zylinderdrucksensor	67
5.1.1	Voruntersuchungen zur Verbrennungslage im Zeit- und Frequenzbereich	67
5.1.2	Anregungsspektrum des Zylinderdruckverlaufs	68
5.1.3	Kohärenzanalysen zwischen Körperschall und Zylinderdruck	69
5.1.4	Untersuchungen zur Verbrennungsanregung im Beschleunigungs-signal	72
5.1.5	Modellierung der Verbrennungsmerkmale für die Regelung	79
5.2	Virtueller Geräuschsensor auf Basis der Dieselnote	82
5.2.1	Dieselnoteberechnung über Lautheit und Modulationsspektrum	82
5.2.2	Akustische Variation durch Einspritzparameter	84
5.2.3	Bestimmung der Dieselnote aus Körperschallsignalen	90
5.2.4	Fazit zum virtuellen Geräuschsensor	101
5.3	Zylinderselektiver, geräusch geregelter Dieselmotor	101
5.3.1	Zylinderselektive Verbrennungsregelung	102
5.3.2	Geräuschregelung	107
5.3.3	Fazit zur zylinderselektiven Dieselmotorgeräuschregelung	113
6	Zusammenfassung und Ausblick	114
7	Literaturverzeichnis	117
8	Anhang	122

Nomenklatur

Abkürzungen

<i>AGR</i>	Abgasrückführung
<i>DFT</i>	Diskrete Fourier-Transformation
<i>DHL</i>	Drehzahlhochlauf
<i>DN</i>	Dieselnote
<i>DS</i>	Druckseite
<i>ECU</i>	Engine Control Unit
<i>EOI</i>	End of Injection
<i>FFT</i>	Fast-Fourier-Transformation
<i>FI^{2RE}</i>	Flexible Injection and Ignition for Rapid Engineering
<i>FT</i>	Fourier-Transformation
<i>GDS</i>	Gegendruckseite
<i>IIR</i>	Infinite Impuls Response
<i>KS</i>	Körperschall
<i>KW</i>	Kurbelwinkel
<i>KW_{vOT}</i>	Kurbelwinkel vor Oberen Totpunkt
<i>KW_{nOT}</i>	Kurbelwinkel nach Oberen Totpunkt
<i>LHL</i>	Lasthochlauf
<i>LS</i>	Luftschall
<i>MI</i>	Main Injection
<i>MIK</i>	Mikrofon
<i>MPEC</i>	Modular Prototyping Engine Controller
<i>OSB</i>	Objektivierung subjektiver Beurteilungen
<i>PI</i>	Pilot Injection
<i>RMS</i>	Root Mean Square
<i>SOI</i>	Start of Injection
<i>SPWV</i>	Smoothed-Pseudo-Wigner-Ville
<i>SS</i>	Stirnseite
<i>STFT</i>	Short-Time Fourier-Transformation
<i>TN</i>	Tickernote
<i>TRA</i>	Thermodynamic Realtime Analysis
<i>WV</i>	Wigner-Ville
<i>ZOT</i>	Zünd – Oberer Totpunkt

Formelzeichen

α	Kurbelwinkel
$\alpha_{q_{50}}$	Verbrennungsschwerpunktlage
$\hat{\alpha}_{q_{50}}$	geschätzte Verbrennungsschwerpunktlage
α_{KS_max}	Lage der maximalen Körperschallamplitude
a	Körperschallsignal
\bar{a}	gefiltertes Körperschallsignal
c	Crest-Faktor
DN	Dieselnote
\widehat{DN}	geschätzte Dieselnote
DN_{KS}	berechnete Dieselnote auf Basis des Körperschalls
DN_{lin}	lineare Dieselnote
DN_{lin}	skalierte Dieselnote
EOI_{MI}	Kurbelwinkel des Haupteinspritzsendes
EOI_{PI}	Kurbelwinkel des Voreinspritzsendes
e_{rms}	mittlerer quadratischer Fehler
$e_{rms\%}$	relativer mittlerer quadratischer Fehler
G_{XX}	Autoleistungsspektrum
G_{XY}	Kreuzleistungsspektrum
I_{inj}	Injektorstrom
\mathcal{H}	Hilbert-Transformation
k	Kurtosis
L	frequenzgewichtete Lautheit
L_{DN}	frequenzgewichtete Lautheit für die Dieselnotenberechnung
\hat{L}_{DN}	geschätzte frequenzgewichtete Lautheit für die Dieselnotenberechnung
L_{KS}	frequenzgewichtete Lautheit berechnet aus Körperschall
L_N	Lautstärkepegel
L_P	Schalldruckpegel
L_{PS}	Lautstärkepegel für Sinustöne
L_{pZ}	Zylinderdruckanregungsspektrum
M_D	Drehmoment
M	frequenzgewichtete Modulation
M_{DN}	frequenzgewichtete Modulation für die Dieselnotenberechnung
\hat{M}_{DN}	geschätzte frequenzgewichtete Modulation für die Dieselnotenberechnung
M_{KS}	frequenzgewichtete Modulation berechnet aus Körperschall

M_S	Modulationsspektrum
m_{Grad}	Modulationsgrad
$m_{Grad_{max}}$	maximaler Modulationsgrad
$\dot{m}_{Grad_{max}}$	maximaler Modulationsgradient
\dot{m}	Einspritzrate
n	Drehzahl
N	Lautheit
N_S	Spezifische Lautheit
P	Leistung
P_X	spektrale Leistung
PWV_{xx}	Pseudo-Wigner-Ville-Verteilung
p	Zylinderdruck
p_0	Referenzschalldruck
p_{rail}	Raildruck
p_{max}	maximaler Zylinderdruck
\hat{p}_{max}	geschätzter maximaler Zylinderdruck
p_{mi}	indizierter Mitteldruck
\hat{p}_{mi}	geschätzter indizierter Mitteldruck
ΔQ_H	Heizverlauf
Q_H	integraler Heizverlauf
q_{Lim}	maximale Gesamteinspritzmenge
q_{MI}	Haupteinspritzmenge
q_{PI}	Voreinspritzmenge
$q_{PI\Delta}$	Voreinspritzmengenvariation
R	Rauigkeit
\bar{R}^2	adjustiertes Bestimmtheitsmaß
r	Korrelationskoeffizient
S	Schärfe
S_{XX}	Leistungsdichtespektrum
S_{XY}	Kreuzleistungsdichtespektrum
SOI_{MI}	Kurbelwinkel des Haupteinspritzbeginns
SOI_{PI}	Kurbelwinkel des Voreinspritzbeginns
SOI_{Δ}	Kurbelwinkelbeginnvariation der Voreinspritzung
$SPWV_{xx}$	Smoothed-Pseudo-Wigner-Ville-Verteilung
Δt_{MI}	Dauer der Haupteinspritzung
Δt_{PI}	Dauer der Voreinspritzung
\hat{U}_M	Amplitude des Modulationssignals

\hat{U}_T	Amplitude des Trägersignals
V	Zylindervolumen
W_{xx}	Wigner-Ville-Verteilung
$X(j\omega)$	Fourier-Transformierte einer zeitkontinuierlichen Funktion
$X(k)$	Fourier-Transformierte einer zeitdiskreten Funktion
γ^2	Kohärenz
γ_M^2	mittlere Kohärenz über einen definierten Frequenzbereich
$\bar{\gamma}_M^2$	mittlere Kohärenz über mehrere Messungen

1 Einleitung

Die Anforderungen an moderne Verbrennungsmotoren werden durch strengere Gesetzgebungen und wachsenden Ansprüchen seitens des Kunden zunehmend höher. Neben Limitierungen bezüglich der Abgasemissionen und des Kraftstoffverbrauchs, tritt der Fokus auf die Akustik eines Verbrennungsmotors stärker in den Vordergrund. Der aktuelle Trend sind leichtere, effizientere aber auch komplexere Aggregate, welche die akustischen Eigenschaften eines Fahrzeuges deutlich beeinflussen können. Neben dem Verbrennungsgeräusch beim Dieselmotor besitzt besonders die Hochdruck-Direkteinspritzung einen erheblichen Einfluss auf das akustische Störverhalten von Diesel- als auch Ottomotoren. Das Gesamtgeräusch von Verbrennungsmotoren wird trotz Leistungssteigerung und Leichtbau aufgrund verschiedenster Technologien, wie bspw. Gemischbildungsoptimierung, Einspritzmustervariation oder auch Motoreinkapselungen, immer leiser. Dadurch treten, als störend wahrnehmbare, Nebengeräusche zunehmend in den Vordergrund. Bekannte Teilstörgeräusche sind unter anderem das sogenannte Dieselnageln und das Tickergeräusch. Das Dieselnageln resultiert aus der Selbstzündung und dem daraus induzierten schnellen und starken Druckanstieg im Zylinder. Das Tickergeräusch wird durch das Hochdruck-Einspritzsystem verursacht und kann somit bei modernen Diesel- und Ottomotoren auftreten. Geräuschbewertungsmodelle sollen in der Entwicklung dabei helfen Gesamtmotorgeräusche und einzelne Geräuschkomponenten quantitativ und qualitativ zu bewerten, um relative Aussagen zu treffen, ob und wie unangenehm das Motorgeräusch erscheint. Im Rahmen dieser Dissertation sollen anhand von Akustikmessungen und -auswertungen rein empfindungsbasierte, empirische Formeln, welche die Intensität des Nagel- sowie Tickergeräusches bewerten sollen, entwickelt werden. Zudem soll untersucht werden, inwiefern die Möglichkeit besteht eine geräuschbasierte, zylinderselektive Motorregelungsstrategie auf Basis der Dieselnote zu entwerfen, um dem Dieselnageln effektiv entgegen zu wirken. Dieser Ansatz ist eine signifikante Weiterentwicklung eines zylinderdruckgeführten Motormanagementsystems, welches u.a. die Möglichkeit bot die CO₂-Emissionen und somit den Kraftstoffverbrauch bei Dieselmotoren zu reduzieren. Da Zylinderdrucksensoren jedoch für einen Einsatz in der Serienentwicklung unnötig teuer wären, werden in dieser Arbeit Untersuchungen angestellt, welche darauf abzielen den Körperschall mittels kostengünstigeren Beschleunigungssensoren zur Abschätzung wichtiger Kenngrößen der dieselmotorischen Verbrennung zu verwenden. Dabei ist ebenfalls eine Abschätzung der im Fahrbetrieb nicht ordnungsgemäß messbaren Luftschallsignale des Motors mithilfe des Körperschalls durchführbar, um somit geräuschbasierte Bewertungen zu ermöglichen, welche in eine Motorregelungsstrategie implementiert werden können.

2 Stand der Forschung

Die Schwerpunkte dieser Arbeit liegen in der Entwicklung von Methoden zur psychoakustischen Bewertung von Störgeräuschen bei Otto- und Dieselmotoren sowie in der Weiterentwicklung einer körperschallbasierten Dieselmotorregelungsstrategie. Für die Bearbeitung dieser Themenschwerpunkte müssen zunächst die hierfür relevanten akustischen sowie die verbrennungsmotorischen Größen und Zusammenhänge ausführlich beschrieben und erläutert werden.

2.1 Subjektive und objektive Bewertungsmethoden von Motorgeräuschen

Für die Einschätzung der Lästigkeit von verbrennungsmotorischen Geräuschen können einerseits Expertenmeinungen auf Basis von Hörversuchen und andererseits empirisch entwickelte Bewertungsformeln herangezogen werden. Laut PFLÜGER ET AL. [1] stellt der „AVL Annoyance Engine Index“ eine in der Praxis etablierte Bewertungsformel für die Lästigkeit von Motorengeräuschen dar. Dabei wird der von einem Verbrennungsmotor abgestrahlte Luftschall mit einem Kunstkopf oder einem Mikrofon aufgenommen und zunächst die psychoakustischen Kenngrößen wie Lautheit, Schärfe, Impulshaftigkeit sowie die Periodizität berechnet. Diese berechneten Grundgrößen werden zu einem einzahligen Bewertungsindex zusammengefasst. Je höher der Index ausfällt, desto unangenehmer wird das Geräusch empfunden. Eine weitere praktikable Bewertungsmethode ist der in ZELLER [2] beschriebene „Diesel Knocking Index“, welcher das typische Dieselnageln bewertet. Dabei werden die Impulshaftigkeit und der Lautstärkepegel miteinander zu einem Einzahlwert kombiniert.

2.1.1 Physikalische Kenngrößen

Bezüglich der Geräuschqualitätsklassifikation ist der Gesamtschalldruckpegel eine pragmatische physikalische Größe. Dieser liegt dem Schalldruckpegel zugrunde, welcher ein logarithmisches Maß für die Gesamtenergie des Schalldrucks ist, wobei der Bezugsschalldruckpegel hierbei an die Hörschwelle des gesunden menschlichen Gehörs bei mittleren Frequenzen angelehnt ist. Der Gesamtschalldruckpegel allein gibt jedoch keine Aussage über den Signalfrequenzgehalt ab, wird aber bei Vergleichsmessungen herangezogen, bei welchen die Wirksamkeit von Optimierungsmaßnahmen untersucht wird. Mit der Energieinholdarstellung in Oktav- und Terzbändern werden jeweils die Frequenzintensitäten der einzelnen Intervalle aufsummiert und als Gesamtwert der entsprechenden Terzmitten- und Oktavfrequenz zugeordnet, siehe MÖSER [3]. Eine Geräuschreduktionsmaßnahme, die zumeist auf eine Minderung des Gesamtschalldruckpegels abzielt, stellt die Motorkapselung dar, welche motornah (siehe SCHNEIDER ET AL. [4]) sowie motorfern (siehe LUFT [5]) ausgeführt werden kann.

Da in der Fahrzeugakustik die Abbildung des menschlichen Gehörs hinsichtlich der Geräuschbeurteilung sehr wichtig ist, wird fast ausschließlich der A-bewertete Schalldruckpegel genutzt. Dieser entspricht laut ZELLER [2] dem inversen Verlauf der Isophonen bei einer geringen Lautstärke von $L_N = 20 - 40$ phon. Die aus einer Messung resultierenden, A-bewerteten Signale werden hierdurch gehörgerecht zu hohen und tiefen Frequenzen abgemildert. Letztlich ist die A-Bewertung ein erster Schritt in Richtung einer gehörgerechten Darstellung, berücksichtigt die wahrgenommene Lautstärke jedoch nur ansatzweise, wobei die Lautheitssummation gänzlich vernachlässigt wird.

2.1.2 Psychoakustische Kenngrößen

Durch psychoakustische Parameter lassen sich Geräuschqualität und vor allem Geräuschangenehmheit tendenziell besser beschreiben, wobei speziell Gesichtspunkte wie Auftretenshäufigkeit, Intensität und Frequenzverteilung Berücksichtigung finden. Hinsichtlich der in dieser Arbeit vorliegenden Thematik nehmen die psychoakustischen Kenngrößen Impulshaftigkeit, Lautheit, Rauigkeit und Schärfe die wichtigsten Rollen ein.

Lautheit

Die Lautheit N wird nach ZWICKER [6, 7] als psychoakustische Größe zur Bewertung der Lautheitsstärke definiert und mit der Einheit *sone* angegeben. Dabei entspricht die Lautheit $N = 1$ sone einem 1 kHz-Ton mit einem Schalldruckpegel von $L_p = 40$ dB. Die Bestimmung der Lautheit ergibt sich dabei aus der Summation der spezifischen Lautheiten N_S

$$N = \int_{z=0}^{24 \text{ Bark}} N_S(z) dz \quad (1)$$

über die Einteilung von 24 Barkgruppen im hörspezifischen Frequenzbereich. Diese Frequenzgruppen sind vom menschlichen Gehör verwendete Frequenzbänder, welche aneinandergereiht die Tonheitsskala mit der Einheit *Bark* bilden. Die Bandbreite der Barkgruppen ist nicht-linear und steigt mit zunehmender Frequenz. Da es sich bei der Lautheit um eine Verhältnisskalierung handelt, bedeutet eine Verdopplung der Lautheit von 1 sone auf 2 sone dementsprechend eine Verdopplung der wahrgenommenen Lautstärke. Die Lautheit ist mit Hilfe des Lautstärkepegels, welcher ein psychoakustisches Vergleichsmaß ist und aus den Kurven gleicher Lautheit abgeleitet werden kann, berechenbar. Die Verknüpfung zwischen der Lautheit und dem Lautstärkepegel L_N sind durch

$$L_N = 40 + 10 * \log_2 N \approx 40 + 33,3 * \lg N \quad (2)$$

beziehungsweise

$$N = 2^{0,1*(L_N-40)} \quad (3)$$

gegeben.

Tabelle 1: Zusammenhang zwischen Lautheit N und Lautstärkepegel L_N

Lautheit N [sone]	Lautstärkepegel L_N [phon]
32	90
16	80
8	70
4	60
2	50
1	40
1/2	32
1/4	25
1/8	19
1/16	14

Jede der in Tabelle 1 dargestellten Verdopplung der Lautheit entspricht auch eine Verdopplung der wahrgenommenen Lautstärke. Im Vergleich dazu bedeutet eine Erhöhung des Lautstärkepegels um 10 phon eine Verdopplung der empfundenen Lautstärke. Dies gilt ab einem Lautstärkepegel von 40 phon. In zahlreichen Laboruntersuchungen wurde festgestellt, dass die Intensität eines Schallereignisses für die Lautheitsempfindung eine wesentliche Rolle spielt, allein zur Ermittlung der Lautheit aber nicht ausreicht. Der Einfluss der Frequenz wurde anhand der Kurven gleicher Lautstärke, siehe Abbildung 1 aufgezeigt.

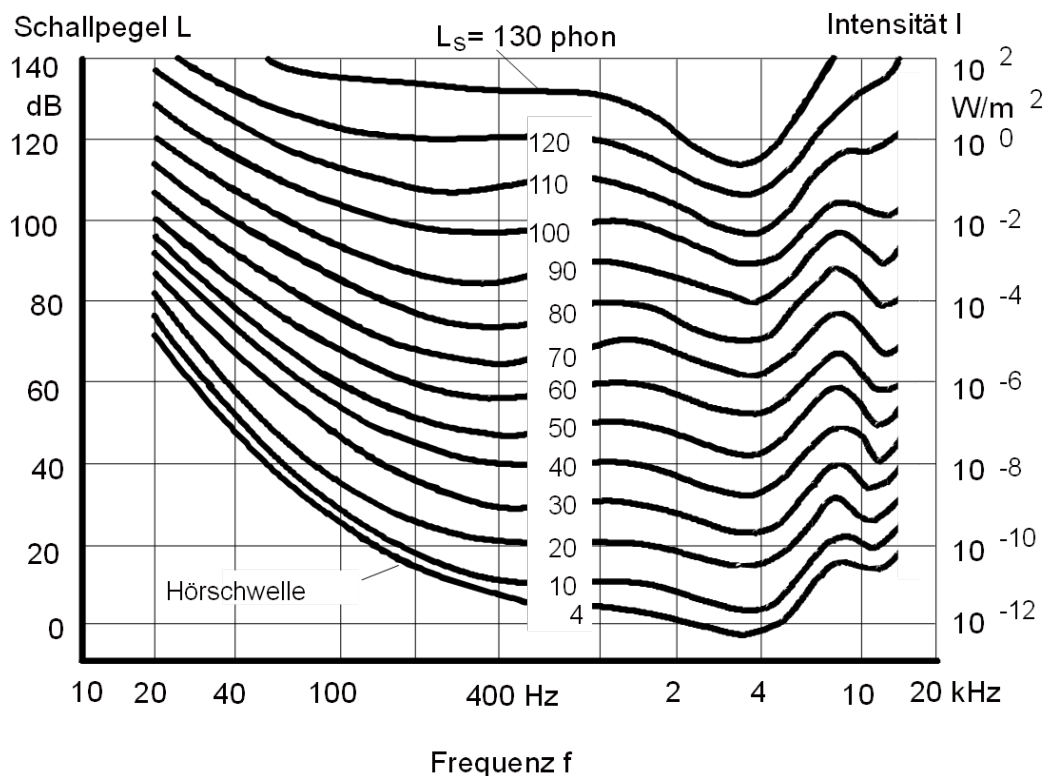


Abbildung 1: Hörfeld mit Kurven gleicher Lautstärkepegel L_{P_S} für Sinustöne nach FASTL und ZWICKER [8]

Da das menschliche Gehör nahe beieinanderliegende Frequenzen zusammenfasst, entstehen genannte Frequenzgruppen. Der Einfluss der spektralen Bandbreite wird erst dann für die

Lautheit bedeutsam, wenn die Grenzen für eine Frequenzgruppe überschritten werden. Somit wirken breitbandige Geräusche bei gleichem Schalldruckpegel lauter als schmalbandige Geräuschereignisse. Des Weiteren haben temporale Verdeckungen, wie die Vor- und Nachverdeckung, sowie die spektrale Verdeckung einen Einfluss auf den Lautstärkeindruck. Darüber hinaus wird die subjektiv empfundene Lautstärke durch die zeitliche Dauer eines Geräusches beeinflusst. Je länger der Reiz auf das Gehör einwirkt, desto höher ist die Lautheit. Erst nach 200 ms wird laut GENUIT [9] eine endgültige Lautheit erreicht. Letztendlich gibt die Lautheit eine direkte Aussage darüber, wie laut ein Mensch den Schall empfindet. Aus der reinen Lautheit kann laut ZWICKER [6, 7] jedoch keine Schlussfolgerung gezogen werden, wie angenehm oder unangenehm ein Schallereignis wahrgenommen wird.

Impulshaftigkeit

Die Impulshaftigkeit I ist eine Empfindungsgröße, welche als Folge von kurzzeitigen Schalldruckpegelerhöhungen entsteht. Sie wird zumeist mit dem Klang von Dieselmotoren assoziiert, tritt jedoch auch bei direkteinspritzenden Ottomotoren auf. Obwohl einige Versuchspersonen einen impulshaften Klang, beispielsweise eines Verbrennungsgeräusches, bevorzugen, werden impulshafte Geräusche laut WILLEMSEN und RAO [10] oftmals als unangenehm wahrgenommen. Die Impulshaftigkeit besitzt zumeist die Einheit iu , wobei dies noch keiner Norm entspricht. Die meisten Ansätze zur Bestimmung der empfundenen Impulshaftigkeit bauen meist auf den Kriterien

- Anzahl der Impulse,
- Statistische Verteilung der Impulse pro Zeiteinheit,
- Pegelunterschiede der Impulse pro Zeiteinheit und
- Statistische Verteilung der Pegelunterschiede der Impulse zum Grundgeräusch

auf, siehe PFLÜGER ET AL. [1]. Die Impulshaftigkeit spielt im Hinblick auf die innermotorischen Verbrennungen und den dadurch entstehenden Verbrennungsgeräuschen eine sehr bedeutende Rolle zur Bestimmung des Dieselnagelns oder Tickerns.

Zur rechnerischen Untersuchung solcher Geräusche haben sich unterschiedliche Methoden zur Bestimmung der Impulshaftigkeit hervorgetan. So ergibt das Verhältnis zwischen Spitzenwert und Effektivwert eines Signalpegels den sogenannten Crest-Faktor c , welcher die Impulshaftigkeit relativ simpel umschreibt.

$$c = \frac{L_{max}}{L_{eff}} \quad (4)$$

mit c : Crest-Faktor

L_{max} : Maximalpegel in dB

L_{eff} : Effektivwert des Signalpegels in dB

Des Weiteren kann die Kurtosis k zur Beschreibung der Impulshaftigkeit verwendet werden, welche allerdings nach RÖNZ und STROHE [11] lediglich eine Maßzahl für die Steilheit einer empirischen Häufigkeitsverteilung darstellt. Diese liefert grundlegend eine bessere Übereinstimmung als der Crest-Faktor, da die Pegeldifferenz zum Grundgeräusch berücksichtigt wird. Sie besteht aus der zeitlichen Signalamplitudenänderung über einer vorgegebenen Integrationszeit.

$$k = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} s(n)^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} s(n)^2\right]^2} \quad (5)$$

mit k : Kurtosis
 N : Anzahl der Abtastwerte
 $s(n)$: Signalwert des Abtastwertes n

Schärfe

Die Schärfe S ist im Gegensatz zur Rauigkeit ein geeignetes Maß zur Erfassung von Geräuschanteilen im hohen Frequenzbereich. Typische Geräusche mit einem hohen Schärfegrad sind beispielsweise Zisch-Laute oder das Pfeifen eines Turboladers. Die unterschiedlichen Berechnungsmethoden stellen meist das Pegelverhältnis zwischen tieffrequenten zu hochfrequenten Schallanteilen dar. Die Einheit der Schärfe wird mit *acum* bezeichnet. Laut DIN-NORM 45692 [12] dient ein Schmalbandrauschen bei 1 kHz und einem Schalldruckpegel von 60 dB als Referenzschall und entspricht somit 1 acum. Die Schärfe ist ein direkter Indikator für die Klangfarbe und hat somit einen starken Einfluss auf den Wohlklang eines Geräusches. Der Zahlenwert der Schärfe erhöht sich demnach, wenn der Anteil hoher Frequenzen im Amplitudenspektrum zunimmt. Dieser kann nach DIN-NORM 45692 [12] mit Hilfe der Gleichung

$$S = \frac{\int_{z=0Bark}^{z=24Bark} N'(z) * g(z) * z * dz}{\int_{z=0Bark}^{z=24Bark} N'(z) * dz} acum \quad (6)$$

mit

$$g(z) = 1 \text{ für } z \leq 15,8 \text{ Bark} \quad (7)$$

$$g(z) = 0,15 * e^{0,42(z-15,8)} + 0,85 \text{ für } z > 15,8 \text{ Bark} \quad (8)$$

mit N_S : Spezifische Lautheit in sone/Bark
 z : Frequenzgruppe in Bark
 $g(z)$: Frequenzgruppenanhängiger Gewichtungsfaktor

ermittelt werden, wobei noch weitere genormte Ansätze zur Bestimmung der Schärfe existieren.

Rauigkeit

Die Rauigkeit R ist eine Empfindungsgröße, die durch Pegelschwankungen hervorgerufen wird. Finden diese zu schnell statt, wird aus einem impulshaften Geräuscheindruck ein raueres. Ein Geräusch wird laut GENUIT [9] als rau wahrgenommen, wenn Töne eine zeitliche Struktur (Modulation) durch permanente Änderung der Amplitude oder der Frequenz aufweisen, bspw. durch eine zeitvariante Einhüllende, welche ein bestimmtes Trägersignal moduliert, siehe Abbildung 2.

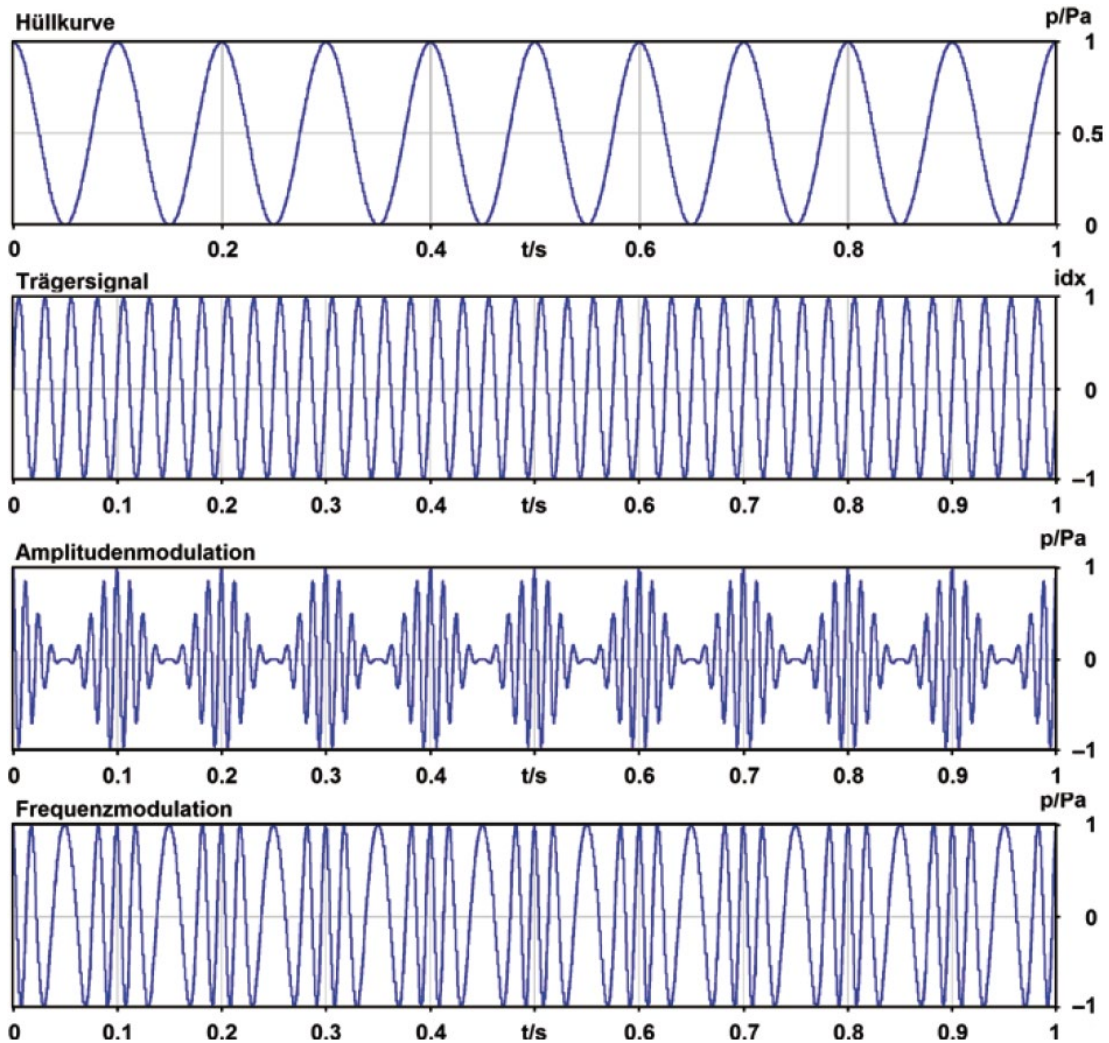


Abbildung 2: Schematische Darstellung von Amplituden- und Frequenzmodulation nach GENUIT [9]

Die Amplitudenmodulation bzw. die Frequenzmodulation finden zwischen 15 Hz und 300 Hz statt. Der wesentliche Effekt der Rauigkeit bezieht sich auf einen schmalbandigen Frequenzbereich. Für ein raueres Empfinden reicht es nach ZWICKER [6] aus, dass ein Geräusch zwischen 200 Hz und 250 Hz stark amplitudenmoduliert ist, das Gesamtgeräusch jedoch nicht. Die Einheit der Rauigkeit ist *asper*, wobei 1 asper einem 1 kHz Ton mit einem Schalldruck von 60 dB, welcher mit einer Modulationsfrequenz von 70 Hz und einem Modulationsgrad von $m_{Grad} = 1$

moduliert wurde, entspricht. Am stärksten wird die Rauigkeit demnach bei einer Trägerfrequenz von 1 kHz und einer Amplitudenmodulationsfrequenz von circa 70 Hz wahrgenommen. Bei höheren und tieferen Trägerfrequenzen und bei konstanter Modulationsfrequenz sinkt der Rauigkeitseindruck. Dieser steigt dagegen bei Zunahme des Modulationsgrades, wobei das Maximum nach SOTTEK [13] bei $m_{Grad} = 1,2$ liegt. Bei derart hohen Modulationsgraden ($m_{Grad} > 1$) findet jedoch eine Übermodulation statt, bei welcher das entstandene Signal nicht mehr verzerrungsfrei demoduliert werden kann, wenn die Amplitude des modulierten Signals nicht vorher begrenzt wurde, um eine zu große Aussteuerung zu vermeiden. Dies wird bei der Definition des Modulationsgrades erläutert, wonach dieser laut DECKER [14] durch das Verhältnis der Amplitude der Hüllkurvenschwingung bei der Modulationsfrequenz zu der Grundschwingung bei der Trägerfrequenz beschrieben werden kann:

$$m_{Grad} = \frac{\hat{U}_M}{\hat{U}_T} \quad (9)$$

Ferner kann dies in der Abbildung 3 nach ATZLER [15] verdeutlicht werden.

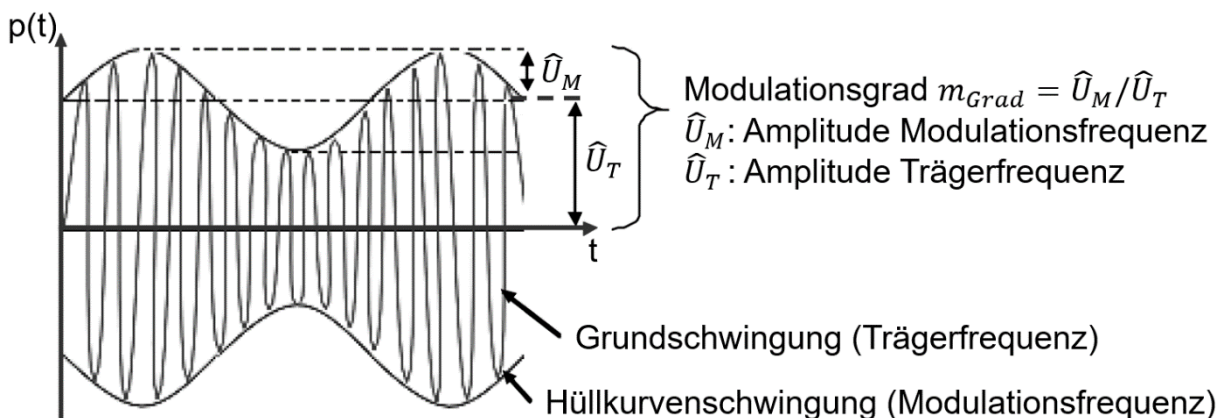


Abbildung 3: Modulationsgrad einer amplitudenmodulierten Sinusschwingung (ATZLER [15])

Weiter kann der Rauigkeitseindruck durch eine Steigerung des Schalldruckpegels geringfügig zunehmen. Eine Erhöhung um 40 dB entspricht laut GENUIT [9] ungefähr einer Verdreifachung des Rauigkeitsempfindens. Die Rauigkeit hat einen erheblichen Einfluss auf den Wohlklang des Verbrennungsgeräusches, wobei mit dem Anstieg der Rauigkeit die Immissionsgeräusche als zunehmend auffällig und in der Regel als zunehmend aggressiv und lästig empfunden werden. Bei sportlichen Motoren hingegen ist ein gewisser Grad an Rauigkeit zum Teil erwünscht. Eine spezielle Form der Rauigkeit bzgl. der Motorakustik bildet die von GENUIT [9] beschriebene R-Rauigkeit. Diese beschreibt einen Modulationsfrequenzbereich um 20 Hz, welcher von großer psychoakustischer Bedeutung ist. Der gesprochene Konsonant „R“ weist hierbei eine typische Modulation von etwa 20 Hz auf, was den Begriff der R-Rauigkeit erläutert.

Schwankungsstärke

Die Modulation im tiefen und im mittleren Frequenzbereich kann ebenfalls zur Bewertung psychoakustischer Geräuschphänomene genutzt werden. Einen Überblick der Geräuschwahrnehmung in Abhängigkeit der Modulationsfrequenz gibt, siehe Abbildung 4.

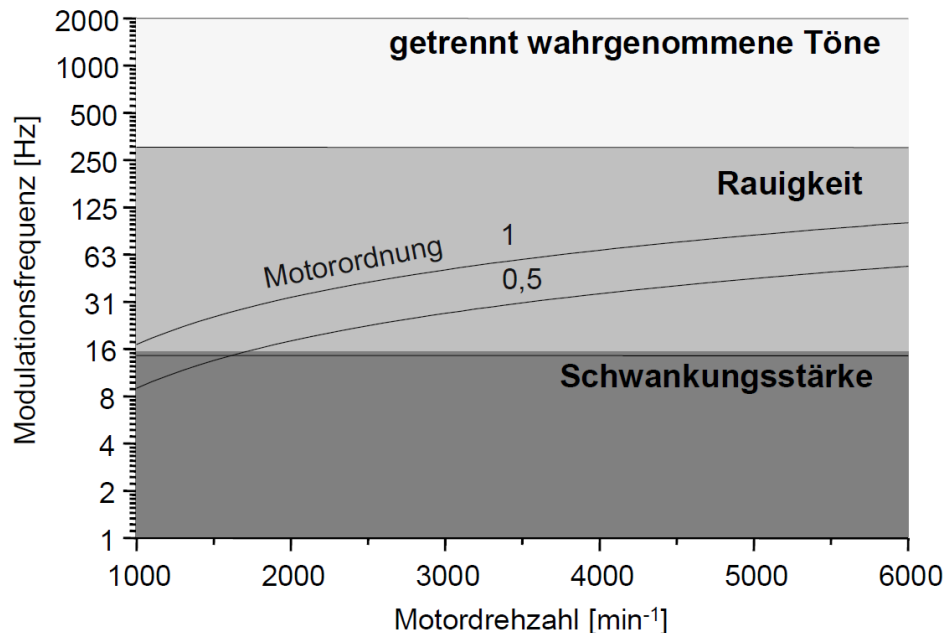


Abbildung 4: Wahrnehmung von Modulationsfrequenzen bzgl. psychoakustischer Größen gemäß ATZLER [15]

Nach ATZLER [15] kann die Schwankungsstärke beschrieben werden, indem Schwankungen mit Modulationsfrequenzen im Bereich zwischen 1 – 15 Hz als Lautstärkeänderungen empfunden werden. Hierbei entspricht die Schwankung eines 1 kHz-Tones bei einem Schalldruck von 60 dB mit einer Modulationsfrequenz von 4 Hz sowie einem Modulationsgrad von 100 % ($m_{Grad} = 1$), einem *vacil*, wobei eine Erhöhung des Signalpegels um 20 dB etwa eine Verdopplung der Schwankungsstärke bewirkt. So wird bei gleichem Modulationsgrad eine Schwankung bei ca. 4 Hz als maximal auffällig wahrgenommen, wobei Schwankungen im Frequenzbereich zwischen 15 Hz – 300 Hz wiederum als Rauigkeit wahrgenommen werden. Eine Modulation oberhalb dieser Frequenz wird hingegen als tonal empfunden.

2.1.3 Geräuschbewertung mittels Hörversuche

Um die Empfindung von Geräuschen erfassen sowie abbilden zu können, werden Hörversuche durchgeführt. Hierbei gibt es hinsichtlich der Lästigkeit oder der Klangqualität verschiedene Testarten wie bspw. der Paarvergleich, eine kategoriale Bewertung sowie der Rangfolgentest, siehe ZELLER [2] und GENUIT [9]. Bei Ersterem werden den Probanden jeweils zwei Geräusche aufeinanderfolgend vorgespielt, wobei hiernach entschieden werden muss, ob das abgespielte Geräusch bspw. impulshafter oder tonaler ist, als das jeweils andere Geräusch.

Der Paarvergleich ist ein eher qualitatives Bewertungsverfahren und sagt laut OTTO ET AL. [16] nur wenig über die quantitative Einordnung in eine Bewertungsskala aus, wobei anzumerken ist, dass die Möglichkeit bei einem vollständigen Paarvergleich besteht einen quantitativen Abstand der Bewertung zueinander mittels BTL(Bradley-Terry-Luce)-Skalierung abzuschätzen. Beim Rangfolgentest hingegen ordnet der Proband die gehörten Geräusche hinsichtlich des vorgegebenen Merkmals einer Rangreihenfolge zu. Hiermit lässt sich auf einfache Weise ein erster Eindruck überprüfen. Eine Erweiterung des Rangfolgentests stellt die kategoriale Bewertung dar. Diese eignet sich für eine Darstellung der Korrelation zwischen bewerteten Merkmalen und physikalischen Größen, wobei der Proband zunächst die Geräusche entsprechend einem ausgewählten Kriterium anhand einer mehrstufigen Beurteilungsskala bewertet. Um den gesamten Skalenbereich ausnutzen zu können, ist es sinnhaft den Probanden zuvor Übungsgeräusche vorspielen zu lassen, mit welchen die Ober- bzw. Untergrenze der Skala verdeutlicht werden sollen. Dies vermeidet nach GENUIT [9] eine etwaige zentrale Urteilstendenz sowie eine Beeinflussung durch vorhergehende Geräusche. Für die kategoriale Bewertung findet häufig die speziell zur Beurteilung von Störgeräuschen ausgelegte zehnstufige Skala nach BENNETT ET AL. [17] (VDI Richtlinie 2563) Anwendung, siehe Tabelle 2.

Tabelle 2: Zehnstufige Bewertungsskala aus VDI Richtlinie 2563 nach BENNETT ET AL. [17]

Benotung	Beschreibung
1	Nicht mehr akzeptabel
2	Nur noch bedingt zumutbar
3	Von allen Personen als schwerer Fehler empfunden
4	Von allen Personen als Fehler empfunden
5	Von allen Personen als störend empfunden
6	Von einigen Personen als störend empfunden
7	Von allen Personen feststellbar
8	Nur von kritischen Beurteilern feststellbar
9	Nur von geübten Beurteilern feststellbar
10	Auch von geübten Beurteilern nicht feststellbar

2.2 Vorstellung und Vergleich der impulsbehafteten Geräuschphänomene

2.2.1 Nageln

Durch den starken Druckanstieg, ausgelöst durch die Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches im Brennraum, wird ein dominantes impulshaftes Geräusch emittiert, welches bei einem Dieselmotor dementsprechend als Dieselnageln bezeichnet wird. Dieses wird bei niedrigen Drehzahlen und nahezu im gesamten Drehmomentbereich zumeist als lästig empfunden. Der

Grad der Lästigkeit hängt hierbei direkt vom Zylinderdruckgradientenverlauf kurz nach Zündbeginn ab. Je steiler dieser Anstieg verläuft, bspw. hervorgerufen durch Einspritzzeitpunktverschiebung nach früh, oder Deaktivierung der Piloteinspritzung, desto stärker ist das Dieselnageln ausgeprägt. Bezogen auf die psychoakustischen Kenngrößen kann es nach SCHNEIDER ET AL. [18] am ehesten als impulshaft, rau und laut umschrieben werden.

2.2.2 Tickern

Das Tickergeräusch wird zumeist mit dem Injektortickern gleichgesetzt. Hierbei wird das impulshafte Geräusch von den Einspritzventilen emittiert, wobei besonders das Injektornadelschließen der größte Verursacher ist. Im Gegensatz zum Dieselmotor treten beim Ottomotor weniger Maskierungseffekte durch die eigentliche Verbrennung auf, weshalb das Tickergeräusch beim Ottomotor wesentlich dominanter erscheint. Besonders bei geringen Drehzahlen sowie bei wenig bis kein Drehmoment ist das Tickern deutlich wahrzunehmen. Neben der stark ausgeprägten Impulshaftigkeit eines Tickergeräusches ist dieses im Gegensatz zum Nagelgeräusch nicht als rau, sondern eher als scharf klingend zu umschreiben, siehe SCHNEIDER ET AL. [18].

2.2.3 Rasseln

Impulshafte Geräusche werden auch anhand ihrer zeitlichen Struktur unterschieden. So weisen Nagel- und Tickergeräuschanteile eine regelmäßige zeitliche Struktur auf, da der jeweilige Geräuschursprung einen festen Zeitpunkt besitzt und in diesem Fall von der Motordrehzahl abhängig ist. Rasselgeräusche jedoch zeichnen sich nach SINGH ET AL. [19] durch unregelmäßige zeitliche Strukturen aus. Durch die im Verbrennungsmotor wirkenden Gas- und Massenkraften kommt es zu Drehmomentenschwankungen, welche wiederum in Drehungleichförmigkeiten in von der Kurbelwelle angetriebenen Zahnrädern resultieren. Dies betrifft zumeist das Getriebe sowie diverse Rädertriebe am Motor, wie bspw. den Massenausgleichsrädertrieb. Hierbei entstehen Spiele zwischen den Zahnflanken, woraufhin es zur Ablösung und Wiederherstellung des Zahnkontaktes kommt, was laut MASON ET AL. [20] als impulshaftes Geräusch wahrgenommen wird. Über Körperschalltransferpfade erfolgt die Abstrahlung letztlich über die Motorstruktur, wobei die Unregelmäßigkeit im Auftreten der Geräuschimpulse von der Spielträgheit sowie von den Zahnradsteifigkeiten abhängt. Dabei gilt, dass sich Rasselgeräusche besonders bei weniger belasteten Verzahnungen ausbilden, siehe SINGH ET AL. [19]. Durch den Einsatz eines Zweimassenschwungrades können besonders die abtriebsseitigen Drehungleichförmigkeiten stark vermindert werden, was wiederum das Getriebe- und Steuerkettenrasseln laut HEINRICHS und BODDEN [21] deutlich reduziert.

2.2.4 Sonstige impulshafte Geräuschanteile

Tackern

Ein Tackergeräusch umschreibt prinzipiell ein amplitudenärmeres, weniger scharfes Tickergesch. Ihm liegt eine tieffrequente, periodische Anregung zugrunde. Keine der in dieser Arbeit umschriebenen akustischen Problemstellungen haben tackernde Geräuschcharakteristika, weshalb nicht näher auf diese Geräuschanteile eingegangen wird.

Wummern

Neben den mittel- bis hochfrequenten Geräuschphänomenen ist das sogenannte Wummern eher im niederfrequenten Spektrum angesiedelt. So können nach GENUIT [9] aufgrund Körper- oder Luftschallanregung im Fahrzeuginnenraum tieffrequente Schwingungen entstehen, welche das menschliche Gehör nicht unbedingt als laut, jedoch durchaus als unangenehm empfindet. Ebenjenes Wummern ist hierfür ein typisches Geräusch, welches normalerweise unter 100 Hz auftritt. Dieses zeigt sich als zeitlich langsam moduliertes Signal. Mit Hilfe der hohen Frequenzauflösung sind die spektralen Bestandteile in den Störgeräuschen klar zu erkennen. Wummern besitzt spektral dicht beieinanderliegende tonale Komponenten im tieffrequenten Bereich. Ähnlich der Tackergeräusche wird in dieser Arbeit nicht weiter auf das Wummergeräusch eingegangen.

2.3 Diesel- und Tickernote

2.3.1 Verschiedene Ansätze für die Diesel- und Tickernote

Im Forschungsvorhaben von HOPPERMANN ET AL. [22] wurden mitunter zwei neue Bewertungsformeln entwickelt, eine Nagelnote, zur Bewertung des Dieselnagelgeräusches, sowie eine Tickernote, zur Bewertung des Tickergesch. Bei letzterer wurde dabei zwischen einer Tickergeräuschbenotung für Otto bzw. für Diesel unterschieden. Die Basis dieser Benotungsmethoden unterscheidet sich hierbei stark zu der in dieser Arbeit entwickelten Methoden. So basiert die Dieselnagelnote DN nach HOPPERMANN ET AL. [22] allein auf der frequenzgewichteten Lautheit L und Modulation M des Eingangsgesch,

$$DN_{stationär} = a + b * L + c * M \quad (10)$$

wobei die Tickernote TN auf der Kurtosis (Otto)

$$TN_{Otto} = 1.02 + 116.96 * e^{\left(\frac{-I_{Kurtosis}}{0.216}\right)} + 5.18 * 10^{15} * e^{\left(\frac{-I_{Kurtosis}}{0.0184}\right)} \quad (11)$$

bzw. auf der Kurtosis und der Lautheit (Diesel)

$$TN_{Diesel} = 3.23 - 8.28 * N + 0.78 * (-2.6 + 22.3 * e^{\left(\frac{-I_{Kurtosis}}{1.08}\right)}) \quad (12)$$

beruht. a , b und c sind hierbei experimentell ermittelte, motorordnungsspezifische Konstanten, welche nach HOPPERMANN ET AL. [22] aus einer Vielzahl an Messkampagnen entsprangen. Des Weiteren wurden drei relevante Betriebspunkte zur Bestimmung der Dieselnote untersucht:

- Leerlauf, stationär
- Teillast, stationär (1000 min⁻¹ - 2500 min⁻¹)
- Teillast, transient (1500 min⁻¹ - 2500 min⁻¹)

Das Hauptaugenmerk wurde auf die Betrachtung der Trägerfrequenz, der Modulationsfrequenz, sowie des Modulationsgrades gelegt. Zur Bestimmung dieser Werte wurde eine Modulationsanalyse durchgeführt. Zusätzlich wurde die Impulshaftigkeit mittels der Kurtosis betrachtet und der hochfrequente Geräuschanteil mit Hilfe der Schärfe untersucht. Ausgangspunkt der Untersuchungen in HOPPERMANN ET AL. [22] war ein aus einem 4-Zylinder 2.0l-Motor entwickeltes Einheitsarbeitsspiel, welches zur Überprüfung des subjektiven und signalanalytischen Geräuscheindrucks diente. Es konnte festgestellt werden, dass sich die einzelnen Zylinder im Klangcharakter unterscheiden. Somit entsteht für jedes Arbeitsspiel ein sich wiederholender gleichmäßiger Rhythmus und Klangcharakter mit verbrennungsabhängiger Intensität des Nagelns. Die Dieselnote für den stationären Leerlauf wird hierbei mit der Gleichung:

$$Note_{DNLL} = 15,71 - 16,25 * L - 7,27 * M + 8,74 * L * M \quad (13)$$

berechnet. Dabei wird für die frequenzgewichtete Modulation M ein einzelner Kennwert aus der Modulationsanalyse errechnet. Im Leerlauf geht die halbe Motorordnung zu 75 % und die erste Motorordnung zu 100 % ein. Die angepasste Lautheit L berücksichtigt in diesem Fall nach HOPPERMANN ET AL. [22] auch die zeitlichen Verdeckungseffekte des menschlichen Gehörs und wird ebenfalls nach dem Zwicker-Verfahren ermittelt (ZWICKER [7]). Die Modulation wird im Frequenzbereich von 500 Hz bis 16 kHz und die Lautheit von 1 kHz bis 5 kHz ausgewertet. Die Modulation und die Lautheit gehen hierbei jeweils zu 40 % in die Formel ein. Das Produkt aus Lautheit und Modulation hat dabei eine Wertigkeit von 20 %. Es entsteht eine maximale Abweichung von ±0,5 Noten. Der zweite Bereich, der in HOPPERMANN ET AL. [22] untersucht wurde, ist die stationäre Teillast, von 1000 min⁻¹ bis 2500 min⁻¹. Die Kenngrößen sind hierbei wieder die angepassten, frequenzgewichteten Größen Modulation und Lautheit. Die Formel für die stationäre Teillast lautet:

$$Note_{TLstationär} = 10,25 - 2,42 * L - 0,1 * M \quad (14)$$

In diesem Fall geht die Lautheit zu circa. 55 % und die Modulation zu circa. 45 % ein. Innerhalb dieses Drehzahlbereichs kann eine gute Vorhersagequalität für das Dieselnageln erreicht werden. Außerhalb des Bereiches würde die Lautstärke stark zunehmen und hätte somit einen zu großen Einfluss. Weiterhin wurde festgehalten, dass mit dieser Formel Motoren mit 3 bis 8 Zylindern untersucht werden können. Ebenfalls wurden Untersuchungen in der transienten Teillast durchgeführt. Dies beinhaltet Hochläufe von 1500 min^{-1} bis 2500 min^{-1} . Die Formel für diesen Bereich lautet:

$$Note_{TLtransient} = 13,21 - 3,79 * L - 0,12 * m_{Grad_{max}} - 0,05 * \dot{m}_{Grad_{max}} \quad (15)$$

Die Lautheit geht dabei zu 60 % ein, das Maximum des Modulationsgrades $m_{Grad_{max}}$ zu 30 % und das Maximum des Modulationsgradienten $\dot{m}_{Grad_{max}}$ zu 10 %. Dabei stehen nach HOPPERMANN ET AL. [22] der maximale Modulationsgrad für die wahrgenommene Intensität des Nagelns und der maximale Modulationsgradient für die wahrgenommene Variation des Nagelgeräusches. Sowohl für den Modulationsgrad als auch für den Modulationsgradienten sind hierbei alle Motorordnungen bis zur dritten Ordnung relevant. Letztendlich gehen jedoch nur die drei Ordnungen mit dem größten gemittelten Wert in die Berechnung ein. Das wären bspw. die gemittelten Werte der halben Motorordnung, der ersten Motorordnung sowie der dritten Motorordnung. Die transiente Note gilt für Motoren mit vier bis sechs Zylindern. Zusammenfassend gehen aus HOPPERMANN ET AL. [22] drei unterschiedliche Formeln hervor, welche von einem bestimmten Betriebsbereich abhängig sind. Die Ergebnisse aller drei Formeln wurden durch zahlreiche Hörversuche auf eine international gültige Notenskala von 1 (gut wahrnehmbares Störgeräusch) bis 10 (nicht wahrnehmbares Störgeräusch) genormt (BENNETT ET AL. [17]). Ferner untersucht ATZLER ET AL. [23] mehrere unterschiedliche Geräuschklassen. Dazu gehören beispielsweise das Nagelgeräusch und das Tickergeräusch. Dazu wurden zahlreiche Zylinderdruckverläufe und deren Einfluss auf das abgestrahlte Motorgeräusch untersucht. Die Maximalwerte für das Dieselnageln konnten im Frequenzbereich von 1 kHz bis 3 kHz nachgewiesen werden. Dabei zeichnet sich das Nageln durch eine bestimmte Impulshaftigkeit und der Modulation der Grundmotorordnung aus. Die wichtigste Neuerung dieses Ansatzes ist die Trennung des Gesamtgeräusches in einzelne Teilgeräusche (Rasseln, Nageln und Tickern) mit Hilfe eines Klassifikationsbaumes:

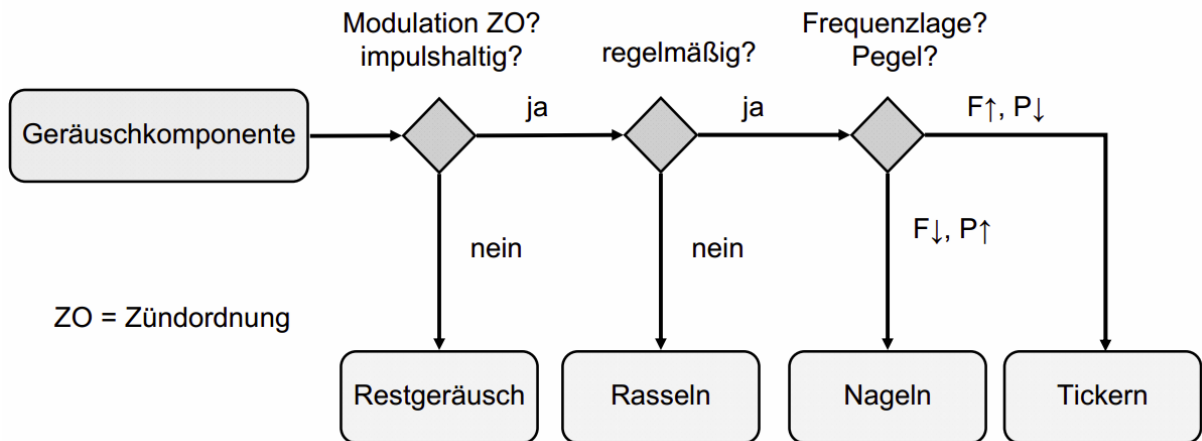


Abbildung 5: Entscheidungsbaum zur Klassifizierung der Geräuschkomponenten nach ATZLER ET AL. [23]

Mit Hilfe des in Abbildung 5 dargestellten Entscheidungsbaumes lässt sich das Nageln durch

- die Modulation bei der Zündordnung, die Impulshaftigkeit,
- die Regelmäßigkeit
- dem unteren Frequenzbereich bis 5 kHz und
- dem Pegel über 50 dB(A)

klassifizieren (ATZLER ET AL. [23]). Nach der Trennung wurde für die jeweiligen Teilgeräusche ein Geräuschmodell entwickelt, in dem die zeitliche Struktur und der Frequenzgehalt noch einmal genauer untersucht wurden. Dadurch konnte festgestellt werden, dass besonders die Drehzahl und der Lautstärkepegel einen großen Einfluss auf das subjektive Empfinden haben und in der Berechnungsmatrix entsprechend beachtet werden müssen. Die Dieselnote nach ATZLER ET AL. [23] setzt sich somit folgendermaßen zusammen:

*Berechnungsmatrix für das Dieselnageln =
 konstanter Anteil (für einen festen Offset-Wert)
 - Geräuschpegel in dB(A) für das Teilgeräusch Nageln
 + Differenzgeräusch zum Gesamtpegel – Impulspegel
 - Abstand zweier benachbarter Impulse in ms
 - Modulationsgrad der halben Motorordnung*

Aufgebaut auf HOPPERMANN'S ET AL. [22] wurden die Objektivparameter der einzelnen Teilgeräusche bestimmt. Diese Objektivparameter ordnen das Dieselnageln nach Noten in eine international gültige Notenskala ein. Jene entwickelte Berechnungsvorschrift kann die Dieselnote sowohl aus stationären Betriebspunkten als auch aus Drehzahlhochläufen berechnen.

2.3.2 Untersuchung der Dieselnagelgeräusentstehung

Um die größten Störgeräusche am Diesel- oder Ottomotor gezielt untersuchen sowie manipulieren zu können, muss die jeweilige Geräusentstehung grundlegend nachvollzogen werden können, siehe auch Kapitel 2.3.3. So wird bei einem Dieselmotor der Kraftstoff während der Kompressionsphase kurz vor dem Oberen Totpunkt, meist etwa zwischen 2 – 8 °KWvOT (SCHNEIDER ET AL. [24]), unter hohem Druck in den Brennraum eingespritzt. Direkt hiernach knüpft ein Zeitbereich an, welcher von der Lufttemperatur, dem Brennraumdruck sowie von der Kraftstoffspezifikation abhängt. Nach dieser sogenannten Zündverzugszeit beginnt das Kraftstoff-Luft-Gemisch zu brennen. Diese Abhängigkeit ist nach ATZLER [15] in Abbildung 6 beispielhaft für eine Brennraum- und Einspritzanordnung dargestellt.

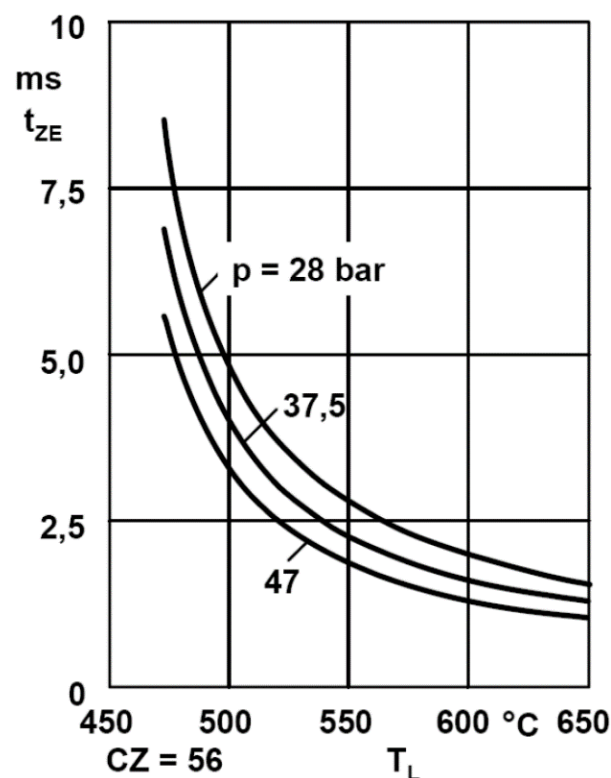


Abbildung 6: Zündverzug eines Dieselmotors nach ATZLER [15]

Die resultierende Verbrennung hat einen starken Druckanstieg zur Folge, was wiederum mit dem damit entstehenden Dieselnagelgeräusch einhergeht. Je länger die Zündverzugszeit ist, desto mehr Kraftstoff wird bis zum Beginn der Verbrennung eingespritzt und schlagartig umgesetzt, was zu einem ausgeprägten Nagelimpuls führt.

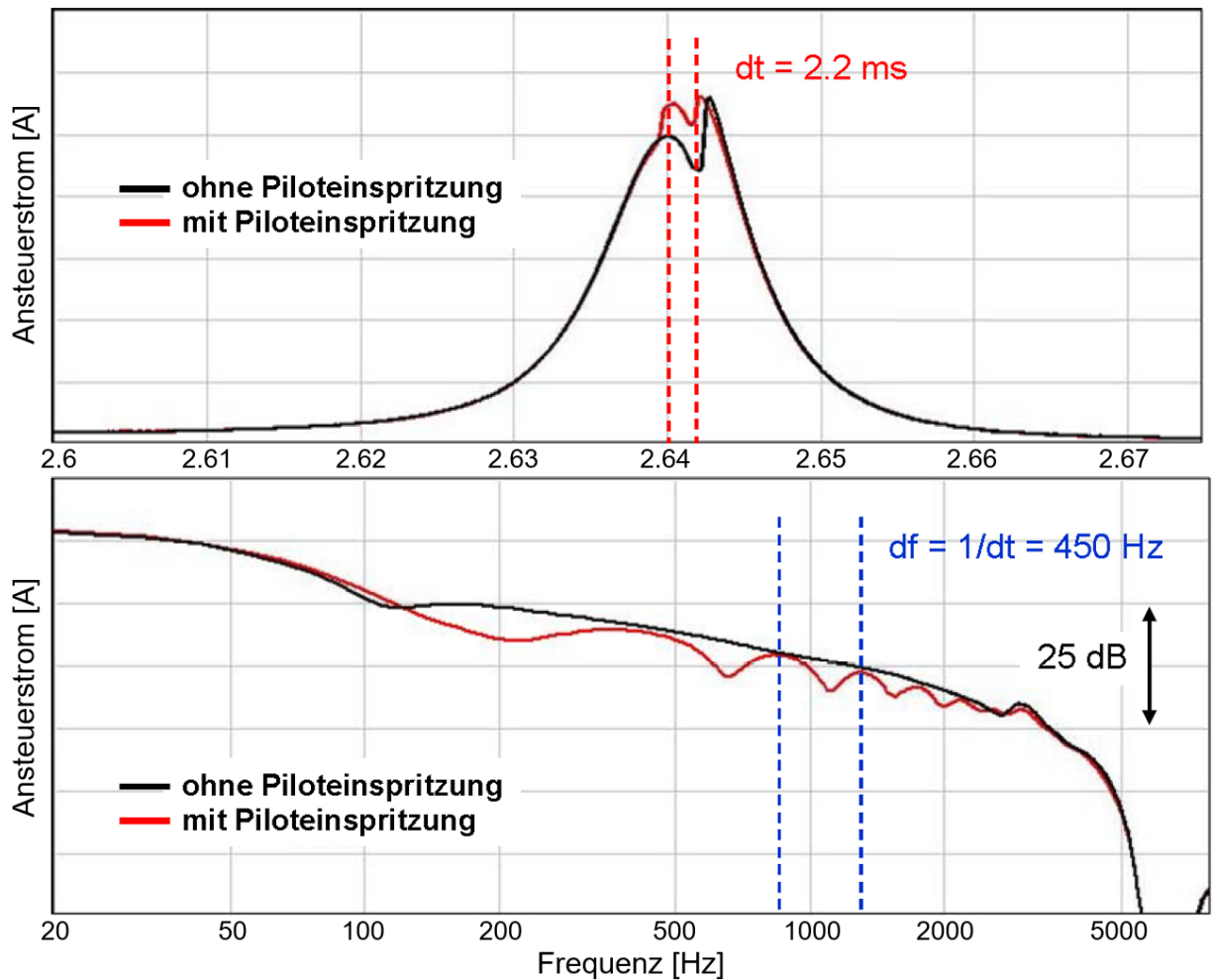


Abbildung 7: Vergleich gemessener Zylinderdruckverläufe nach ATZLER ET AL. [23]

Abbildung 7 zeigt beispielhaft den Zylinderdruckunterschied, ausgehend von einem Einspritzmuster mit und ohne Piloteinspritzung. Jene Maßnahme der Piloteinspritzung, oder auch Vorinspritzung, führt zu einer Verminderung des Zylinderdruckgradienten, was sich verstärkt bei mittleren Frequenzen widerspiegelt. Die Geräuschübertragung vom Brennrauminnendruck zum Luftschall erfolgt über den inneren sowie äußeren Körperschallleitweg. Der äußere Leitweg beschreibt laut LUFT [5] den Transfer über die Zylinderwand, die Motorstruktur und die Abstrahlung von der Motoroberfläche, während der innere Leitweg den Pfad über Kolben, Kolbenbolzen, Pleuel, Kurbelwelle und Kurbelwellenhauptlager in die Motorstruktur wiedergibt.

2.3.3 Untersuchung der Tickergeräuscentstehung

Das Tickergeräusch eines direkt einspritzenden Motors kann von verschiedenen Geräuschquellen ausgehen, unter anderem von der Hochdruckpumpe, dem Injektor und dem Ventiltrieb. Vorwiegend entsteht das Geräusch durch das Öffnen und Schließen von unterschiedlichen Ventilen, dabei kommt es zu einem impulshaften Ventilstoß, welcher akustisch als Tickern wahrgenommen wird (GENUIT [9]).

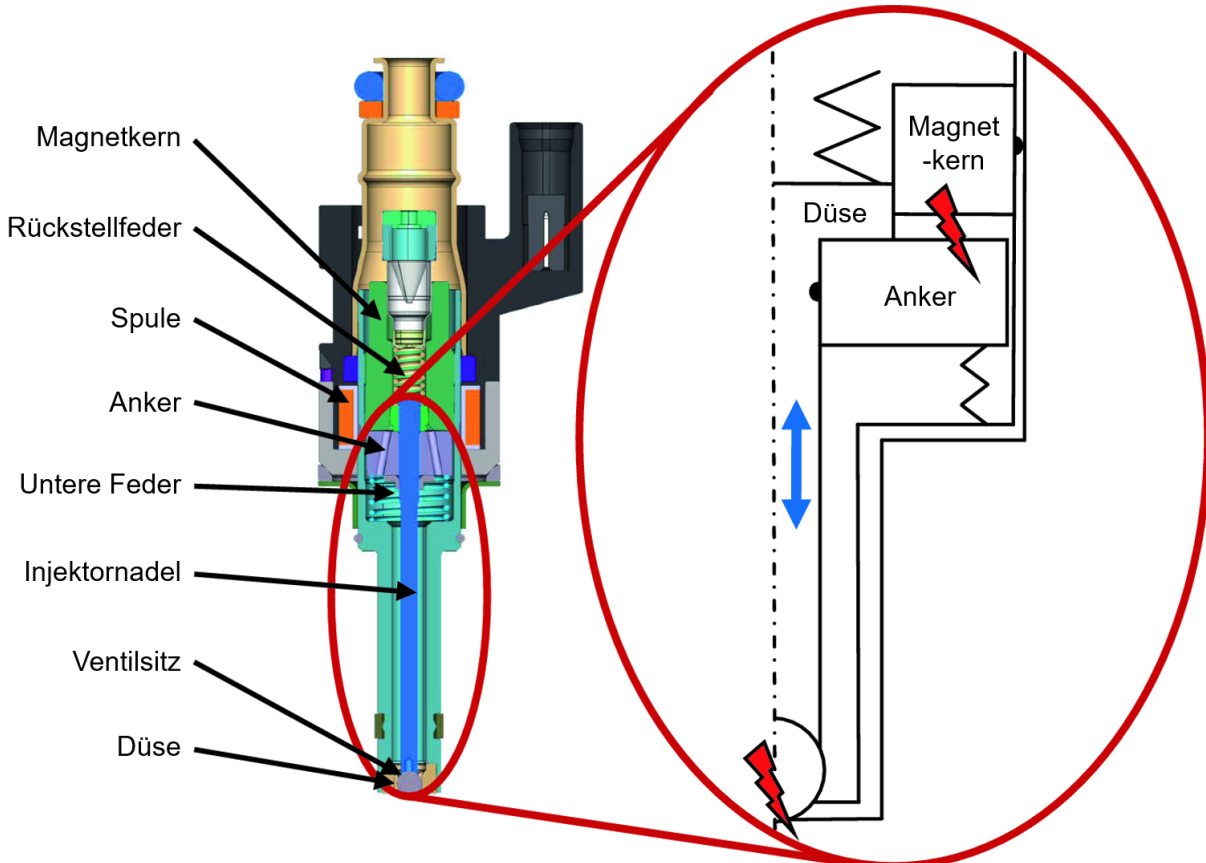


Abbildung 8: Geräuschquellen eines Magnetinjektors beim Öffnungs- und Schließvorgang (MÜHLBAUER ET AL. [25])

Im Genaueren verdeutlicht Abbildung 8 hierbei die Orte der Tickergeräuscentstehung im Magnetventilinjektor. Zum einen wird jenes Tickergeräusch durch das Öffnungsprellen von Anker und Eisenkern, wobei der Anker auf den Magnetkern trifft, zum anderen durch den Schließprall von der Injektornadel auf den Ventilsitz verursacht. Der größte Anteil des abgestrahlenden Geräusches ist hierbei auf das Zurückfallen der Injektordüsennadel in den Ventilsitz zurückzuführen. Bei den, wesentlich schneller arbeitenden, Piezo-Injektoren wird die Geräuschcharakteristik hierdurch noch verstärkt, sodass diese insgesamt eine höhere Geräuschemission aufweisen als die handelsüblicheren Magnetventil-Injektoren. Auf die Verbrennungskraftmaschine bezogen, stammt das Tickergeräusch aus dem Hochdruckein-

spritzsystem und kann demnach sowohl bei Dieselmotoren als auch bei modernen Ottomotoren auftreten. Abbildung 9 zeigt dabei die frequenzabhängige Verteilung der impulshaften Geräusche am Verbrennungsmotor.

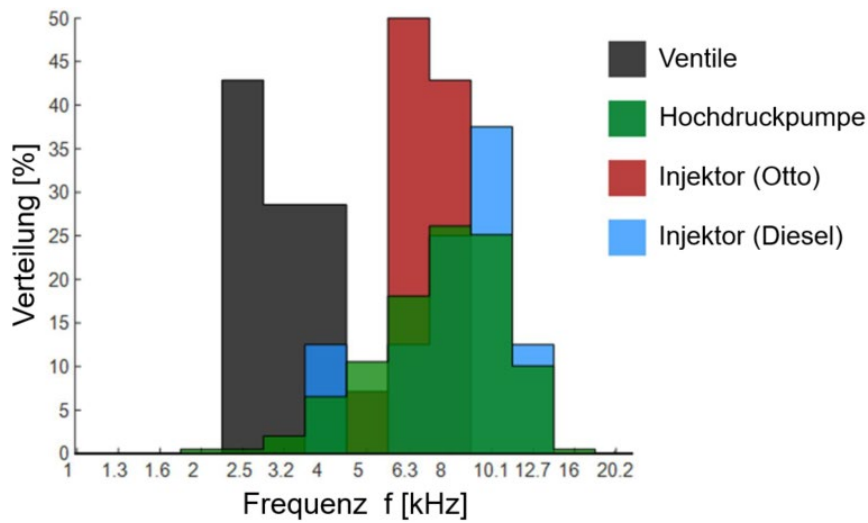


Abbildung 9: Frequenzschwerpunkte impulshaftiger Geräusche (SCHUMANN ET AL. [26])

Es ist klar zu erkennen, dass sich die Ventile im Frequenzbereich deutlich von den Injektoren und der Hochdruckpumpe abgrenzen, wohingegen sich Letztere im Bereich von etwa 4 kHz bis 12 kHz weitläufig überlagern. Insgesamt ist diesbezüglich festzuhalten, dass die Injektoren das größte Störgeräuschpotential aufzeigen und deren akustische Untersuchung daher einen großen Teil dieser Arbeit einnehmen. Hierzu zeigt Abbildung 10 einen beispielhaften Verlauf einer Ansteuerung eines Magnetventilinjektors mit zwei Vor- und einer Haupteinspritzung.

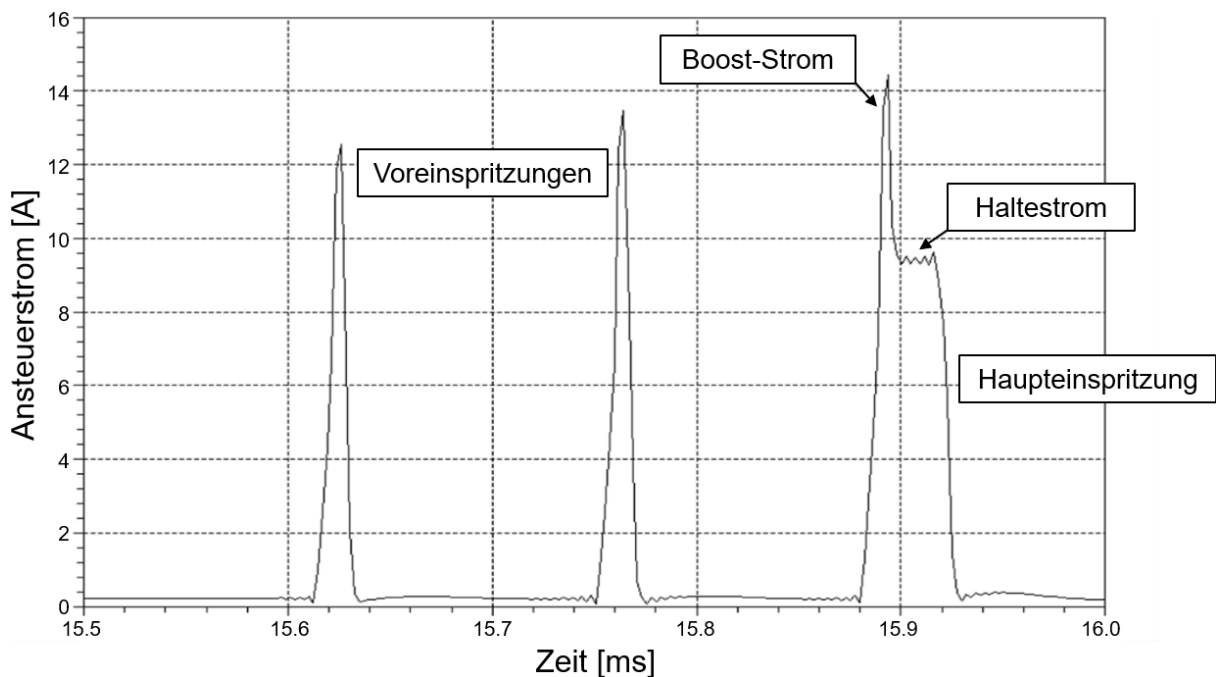


Abbildung 10: Ansteuerstromverlauf eines Einspritzbildes mit zwei Voreinspritzungen und einer Haupteinspritzung

Bei schnell aufeinanderfolgenden Mehrfacheinspritzungen setzt sich das Geräusch in der Regel aus mehreren Einzelimpulsen zusammen. Dabei kommt es zu einer Impulsanregung, die zum einen direkt vom Injektor als Geräusch abgestrahlt wird und sich zum anderen über Körperschalltransferpfade auf die Motorstruktur ausbreitet. Bei einer Voreinspritzung fällt die beschriebene Impulsanregung am stärksten aus, da dort die Düsennadel lediglich vom Anker angezogen und nicht länger gehalten wird. Weiterhin erfolgt eine Übertragung des Schalls über den Kraftstoff und wird von den Kraftstoffleitungen abgestrahlt. Allgemein ist anzumerken, dass höhere Einspritzdrücke zu einer verstärkten Geräuschregung führen (MÖSER [3]).

In modernen Einspritzsystemen wird in manchen Anwendungen zur Reduzierung des Tickergeräusches ein sogenannter „Bremsstrom“ appliziert, siehe Abbildung 11, welcher die Düsennadel kurz vor dem Auftreffen auf den Ventilsitz abbremst und dadurch die kinetische Energie der Düsennadel verringert. Dies wird als Softlanding bezeichnet (MÜHLBAUER ET AL. [27]).

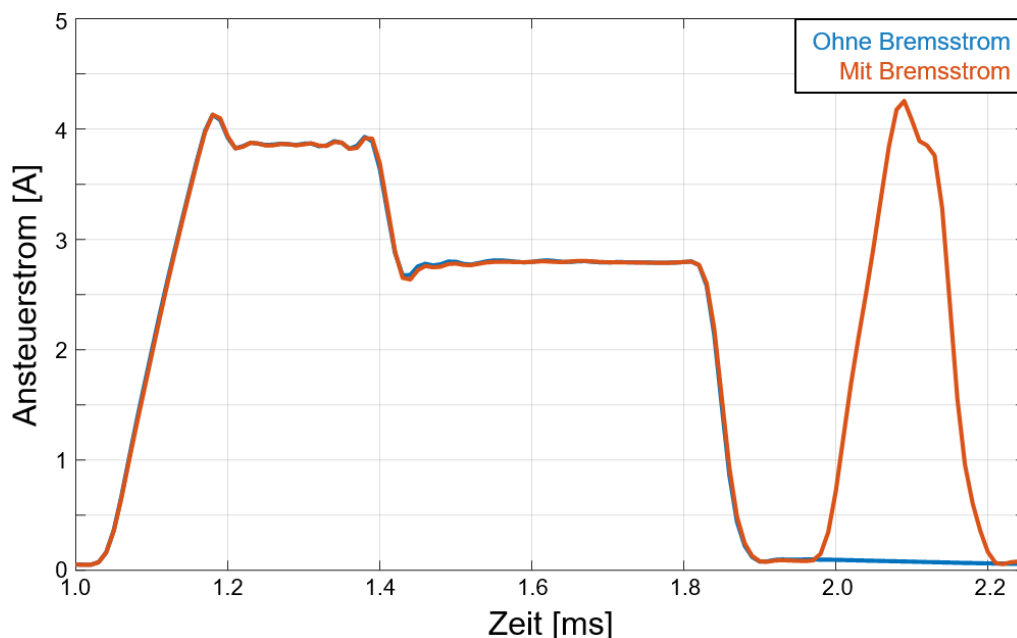


Abbildung 11: Ansteuerungsverlauf eines Einspritzbildes mit und ohne Bremsstrom (Softlanding der Düsennadel) nach MÜHLBAUER ET AL. [27]

Weiterhin kann der Einsatz von Magnetaktuatoren zu einer Minderung der Geräuschbelastung durch das Injektortickern führen. Grund dafür ist, dass durch bspw. schneller agierende Piezoaktuatoren die Struktur des Zylinderkopfes stärker zu Schwingungen angeregt wird. Eine weitere in der Praxis etablierte Möglichkeit der Tickergeräuschminderung ist der Einsatz von Motorabdeckungen (Topcover), welche das entstandene Tickergeräusch dämpfen (SCHUMANN [15]).

2.4 Motormanagementsysteme auf Basis des Zylinderdrucks

Die Idee ein Motormanagementsystem auf Basis des Verbrennungsgeräusches zu entwickeln, setzt voraus, dass es ebenfalls auf Basis des Zylinderdrucks durchgeführt werden kann, da

dieser eine direkte Assoziation mit der Geräuschcharakteristik eines Verbrennungsmotors besitzt. So wurde das Konzept eines zylinderdruckgeführten Motormanagements bereits in den Siebziger Jahren von HUBBARD [28] an einem Ottomotor vorgestellt. Hierbei stand jedoch die Emissionsreduktion im Vordergrund, was durch eine Optimierung des Verbrennungsprozesses erzielt wurde. Aktuellere Konzepte von JESCHKE [29], MASSEY [30], KOHLHASE [31] oder auch MÜLLER [32] beschäftigten sich zumeist mit der Messung von Verbrennungsgrößen auf Basis von Zylinderdrucksensoren. Auch hier wurde die Abgasemission durch Motormanagementoptimierung verbessert. Weiter nahmen KOHLHASE [31] und MÜLLER [32] insbesondere die Regelungsoptimierung durch adaptive Kennfeldparameter vor, bei welchen die Aktuatorvariationen durch die Regelparameter kompensiert werden. Ferner konnten nach HADLER [33, 34] sowohl die Einspritzverläufe als auch die Abgasrückführung eines Dieselmotors geregelt werden, sodass die NO_x - und Partikelemissionen hierdurch gesenkt wurden.

In den Forschungen von SEQUENZ [35] und SCHMIDT ET AL. [36] werden alternative Konzepte thematisiert. Bei Ersterem werden die Abgasemissionen über einen Modellansatz bestimmt, mit welchem auf zusätzliche Drucksensoren verzichtet werden kann. Dadurch ist das Motormanagement in der Lage Emissionslimitierungen durch eine kennfeldbasierte Regelung zu gewährleisten. Auch SCHMIDT ET AL. [36] verzichtet auf Zylinderinnendrucksensoren. Hierbei wurde ein Schätzungsmodell entwickelt, welches das Drehmoment sowie die Verbrennungsschwerpunktlage anhand der Drehzahlsignale der Kurbelwelle ermittelt, wodurch die am Motor vorhandenen, direkten Sensorsignale genutzt werden können.

Adaptive Methoden auf Basis des Körperschalls

Im Gegensatz zum Dieselmotor werden Daten zur körperschallbasierten Signalverarbeitung beim Ottomotor serienmäßig eingesetzt. So liefern die hochfrequenten Signalanteile Informationen über die enormen Druckschwankungen im Brennraum bei klopfender Verbrennung. Tritt dieser Fall ein, dienen diese Signaldaten dazu den Zündwinkel so zu verschieben, dass die Verbrennung unter geringerem Maximaldruck verläuft (CARSTENS-BEHRENS ET AL. [37]). Außerdem können diese Informationen für die Diagnose, die Störsignalunterdrückung oder auch für die Applikation verwendet werden (LINDEMANN und FILBERT [38], LACHMANN [39], FISCHER ET AL. [40]). Um jedoch den Zylinderdruckverlauf nachbilden zu können, wurden verschiedenste Ansätze untersucht. So stellte JOHNSON [41] eine Methodik vor, welche neuronale Netze nutzt, um den Zylinderdruckverlauf mittels harmonischer Beschleunigungs- und Geschwindigkeitssignale zu schätzen. Wird der Zylinderdruck bspw. über die Motorübertragungsstruktur abgeschätzt, werden vornehmlich niedrigere Körperschallfrequenzanteile verwendet (AZZONI [42]). Weiterentwickelt wurde dies von EL-GHAMRY [43], wobei ein hoher Informationsgrad über das Übertragungsverhalten von Zylinderdruck zu Körperschall unverzichtbar ist, weswegen nichtlineare Übertragungsfunktionen ermittelt wurden. Ferner ist es ebenfalls möglich den Körperschall zu verwenden, um sowohl die Voreinspritzung als auch

den Brennbeginn sowie die Spitzendrucklage zu detektieren. Hierbei konnte durch Integration einer Einhüllenden, welche durch das bandpassgefilterte Körperschallsignal ermittelt wurde, bspw. ebenjene Einspritzung diagnostiziert werden (PRZYMUSINSKI und BÖHNIN [44], CHIAVOLA ET AL. [45]). Aufbauend hierauf konnte DECKER [14] die Verbrennungsgrößen der Dieselerbrennung für eine Motorregelung aus dem Körperschall abgeschätzt. Hierfür wurden zunächst die Frequenzbereiche der Körperschallsignale und Zylinderdrucksingale mit Hilfe von Kohärenzanalysen untersucht, woraufhin Merkmale zur Winkellage extrahiert werden konnten. Diese Informationen dienen einem Regressionsmodell, welches wiederum den indizierten Mitteldruck, den maximalen Zylinderdruck, die Verbrennungsschwerpunktlage sowie die Einspritzzeitpunkte körperschallbasiert abschätzt.

2.5 Signaltheoretische Methoden

Zur Datenauswertung der Luftschall-, Körperschall- und Zylinderdrucksignale werden Frequenz-, Spektral- sowie Zeit-Frequenz-Analysen eingesetzt.

Fourier-Transformation

Die kontinuierliche Fourier-Transformation (FT) ist nach KIENCKE ET AL. [46] eine Methode zur Zerlegung eines zeitkontinuierlichen Signals $x(t)$ in dessen komplexwertige Frequenzfunktion $X(j\omega)$:

$$X(j\omega) = x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt \quad (16)$$

Ferner wird die Beziehung zwischen zeitkontinuierlichem Frequenz-Signal $X(j\omega)$ und Zeitsignal $x(t)$ mit der inversen Fourier-Transformation beschrieben:

$$x(t) = X(j\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(j\omega)e^{j\omega t} d\omega \quad (17)$$

Bei einer zeitperiodischen Abtastung eines zeitkontinuierlichen Signals wird die diskrete Fourier-Transformation (DFT) angewendet:

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n)e^{-j2\pi\frac{nk}{N}}, \quad k = 0, \dots, N-1, \quad (18)$$

sowie die inverse diskrete Fouriertransformation:

$$x(n) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} X(k) e^{j2\pi \frac{kn}{N}}, \quad n = 0, \dots, N-1. \quad (19)$$

Ein wichtiger Aspekt ist dabei, dass die Anzahl der Stützstellen N zur Berechnung der DFT eine Vielfache der Periodizität des abgetasteten Signals aufweisen muss. Anderenfalls kann es zum Leckeffekt führen, wodurch zusätzliche Frequenzkomponenten erscheinen, siehe KIENCKE ET AL. [47].

Spektrale Leistungsdichte

Die frequenzbezogene Leistung eines Signals nach KAMMEYER und KROSCHER [48] entspricht nach dem Parsevalschen Theorem genau der Leistung P eines Zeitsignals im Mittel:

$$P_X = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} |X(k)|^2 = \sum_{n=0}^{N-1} |x(n)|^2. \quad (20)$$

Die Energie der einzelnen Frequenzstützstellen lässt sich dabei mit der spektralen Leistungsdichte (Autoleistungsspektrum) S_{XX} beschreiben:

$$S_{XX} = \left| \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-j2\pi \frac{nk}{N}} \right|^2 = X^*(k) \cdot X(k) = |X(k)|^2 \quad (21)$$

Hierbei ist X^* die konjugiert komplexe Darstellung von X . Das Autoleistungsspektrum ist dabei gerade, reell und positiv. Dies bedeutet, dass vom Autoleistungsspektrum nicht auf das ursprüngliche Signal X geschlossen werden kann.

Für die Darstellung des Autoleistungsspektrum S_{XX} für Frequenzen $f \geq 0$ gilt:

$$G_{XX}(f) = \begin{cases} S_{XX}(f), & f = 0 \\ 2 \cdot S_{XX}(f), & f > 0 \end{cases} \quad (22)$$

Das Kreuzleistungsdichtespektrum zwischen den Signalen X und Y lässt sich analog zum Autoleistungsspektrum berechnen:

$$S_{XY}(f) = X^*(f) \cdot Y(f) \quad (23)$$

Das einseitige Kreuzleistungsdichtespektrum folgt somit zu:

$$G_{XY}(f) = \begin{cases} S_{XY}(f), & f = 0 \\ 2 \cdot S_{XY}(f), & f > 0 \end{cases} \quad (24)$$

Kohärenz

Mit Hilfe der Kohärenzfunktion kann die lineare Abhängigkeit der Zeitfunktionen $x(t)$ und $y(t)$ über der Frequenz bestimmt werden (RANDALL [49]).

$$\gamma^2_{XY}(f) = \frac{|G_{XY}(f)|^2}{G_{XX}(f) \cdot G_{YY}(f)} \quad (25)$$

Die Kohärenzfunktion nimmt über den gesamten Frequenzbereich den Wert 1 an, wenn die Funktionen vollständig linear abhängig sind. Die Pegel beider Signale sind irrelevant, da lediglich das Betragsquadrat des normierten mittleren Kreuzleistungsspektrums betrachtet wird. Das Kreuzleistungsspektrum und somit auch die Kohärenzfunktion wird dementsprechend zu Null, sobald keine Abhängigkeit mehr festgestellt werden kann.

Kurzzeit-Fourier-Transformation

Die Fourier-Transformation dient zur Frequenzanalyse eines stationären Signals. Im Gegensatz dazu wird die Kurzzeit-Fourier-Transformation (STFT, *short-time Fourier transform*) genutzt, um das Spektrum eines instationären Signals, dessen Spektrum sich zeitlich verändert, zu bestimmen (KIENCKE ET AL. [46]). Eine bestimmende Eigenschaft der Kurzzeit-Fourier-Transformation stellt die Kūpfmüllersche Unbestimmtheitsrelation dar. Diese umschreibt eine Korrelation zwischen der Auflösung im Zeit- und Frequenzbereich, wobei das Produkt aus Zeit und Frequenz einen konstanten Wert darstellt. Ist, wie in den Untersuchungen dieser Arbeit, eine hohe Auflösung im Frequenzbereich nötig, um die Frequenz hinreichend genau bestimmen zu können, dann folgt daraus eine Unschärfe im Zeitbereich. Zur Transformation zwischen Zeit- und Frequenzbereich wird das zeitliche Signal in einzelne Zeitfenster mittels einer Fensterfunktion separiert. Im Anschluss werden die einzelnen Signalabschnitte mittels der Fourier-Transformation in den Frequenzbereich überführt. Somit wird eine Momentaufnahme des spektralen Verhaltens für jeden Zeitabschnitt berechnet. Dieses Vorgehen wird für jeden Signalabschnitt durchgeführt und in zeitlicher Reihenfolge aneinandergereiht. Je kürzer dabei die Zeitabschnitte gewählt werden, desto sinnvoller ist die Anwendung einer Fensterung der einzelnen Signalanteile, da der Leckeffekt das Spektrum zunehmend verfälscht. Die STFT für den zeitkontinuierlichen Fall berechnet sich nach:

$$X(\omega, \tau) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)w(t - \tau)e^{-j\omega t} dt, \quad (26)$$

bzw. für den zeitdiskreten Fall nach:

$$X(k, m) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n)w(n-m)e^{-j2\pi\frac{nk}{N}}, \quad (27)$$

wobei $x(t)$ bzw. $x(n)$ das analytische Zeitsignal und $w(t)$ bzw. $w(n)$ die Fensterfunktion darstellen.

Wigner-Ville-Verteilung

Die Zeit- und Frequenzauflösung bei der STFT stehen im direkten Konflikt. Je breiter die Fensterungsfunktion ist, desto höher ist die Frequenzauflösung und umgekehrt. Eine Alternative zur STFT ist die Wigner-Ville-Verteilung (WV), welche eine höhere Zeitauflösung bei gleichbleibender Frequenzauflösung ermöglicht. Die Wigner-Ville-Verteilung W ist definiert als die Fourier-Transformation der temporären Autokorrelationsfunktion (KIENCKE ET AL. [46]):

$$W_{xx}(t, f) = \int_{-\infty}^{\infty} x\left(t + \frac{\tau}{2}\right)x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right)e^{-j\omega\tau}d\tau, \quad (28)$$

bzw. für den zeitdiskreten Fall

$$W_{xx}(n, k) = 2 \cdot \sum_{m=-(N-1)}^{N-1} x(n+m)x^*(n-m)e^{-j4\pi k\frac{m}{N}}. \quad (29)$$

Nachteilig bei der Wigner-Ville-Verteilung ist jedoch, dass unerwünschte Kreuzterme entstehen, welche im analytischen Signal nicht vorhanden sind. Ferner gilt insbesondere für die diskrete Wigner-Ville-Verteilung eine Verschärfung des Abtasttheorems. Hierbei muss die Abtastfrequenz f_A mindestens vierfach höher als die Grenzfrequenz f_G sein.

Eine Gegenmaßnahme ist die Berechnung der Wigner-Ville-Verteilung mittels des analytischen Signals x_a

$$x_a(t) = x(t) + j\mathcal{H}\{x(t)\}, \quad (30)$$

wobei \mathcal{H} die Hilbert-Transformation darstellt. Vorteilhaft ist dabei, dass das analytische Signal x_a nur positive Frequenzkomponenten hat. Ferner muss in diesem Fall nur das Shannon-Theorem eingehalten ($f_g < f_A/2$) werden.

Für den praktischen Anwendungsfall ist es vorteilhaft, die Wigner-Ville-Verteilung in einzelnen Abschnitten zu ermitteln. Dieses kann mittels einer Fensterfunktion realisiert werden. Dieser Anwendungsfall führt zur Pseudo-Wigner-Ville-Verteilung (PWV), in der die temporäre Autokorrelationsfunktion gefenstert wird:

$$PWV_{xx}(t, f) = \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau) \cdot x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) e^{-j\omega\tau} d\tau, \quad (31)$$

wobei h die Fensterfunktion ist. Jedoch wirkt sich die Fensterung nachteilig aus, da sie einen Leckeffekt im Frequenzbereich bewirkt. Durch die Einführung eines Glättungsfensters g in der Pseudo-Wigner-Ville-Verteilung können dabei die Leck- und gleichzeitig die Kreuzterme unterdrückt werden. Diese Anwendung führt zur Smoothed-Pseudo-Wigner-Ville-Verteilung (SPWV):

$$SPWV_{xx}(t, f) = \int_{-\infty}^{\infty} g(t - t') \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau) \cdot x\left(t' + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t' - \frac{\tau}{2}\right) e^{-j\omega\tau} d\tau dt'. \quad (32)$$

Im Gegensatz zur STFT erreicht die Smoothed-Pseudo-Wigner-Ville-Verteilung eine generell bessere Zeit-Frequenzauflösung, die insbesondere für die Analyse von Körperschallsignalen in Relation zur Verbrennung geeignet ist (DECKER ET AL. [50]).

3 Vorstellung der Prüfstandumgebungen und Sensorik

Zu Beginn der jeweiligen Untersuchungen wurden die Versuchsmotoren aufgebaut und mit der umfangreichen Hard- und Software zur Messdatenaufnahme in Betrieb genommen. Zur Steuerung des Otto- sowie Dieselmotors wurden serienmäßige Steuergeräte mit der Möglichkeit der Parametervoreinstellung eingesetzt, um eine seriennahe Untersuchung und Umsetzung des Motormanagements zu gewährleisten. Für die Untersuchungen am Dieselmotor wurden akustische Luftschalldaten über Mikrofone sowie Zylinderdruck und ein hochauflösendes Drehzahlsignal aufgezeichnet. Zusätzlich wurden Körperschallsensoren an unterschiedlichen Positionen am Motor befestigt. Die Daten wurden dabei einerseits über das Messdatenerfassungssystem der Firma Müller-BBM Vibro Akustik Systeme sowie über das konfigurierbare Steuergerät FI^{2RE} (Flexible Injection and Ignition for Rapid Engineering) der Firma IAV GmbH aufgezeichnet. Das Messdatenerfassungssystem der Firma Müller-BBM Vibro Akustik Systeme diente zur Datenerfassung und offline-Datenanalyse. Das FI^{2RE}-Steuergerät wurde zur Umsetzung der onlinefähigen Modelle der virtuellen Zylinderdruck- und Geräuschsensoren eingesetzt. Im Rahmen dieser Untersuchungen wurden umfangreiche Messreihen für verschiedene Betriebspunkte aufgenommen, mit Variation verschiedener Einspritzparameter.

Für die Untersuchungen am Ottomotor wurde ebenfalls Luft- und Körperschallsensorik verwendet, wobei der Zylinderdrucksensor im Gegensatz zur Analyse des Dieselmotors entfiel, da das untersuchte Tickergeräusch von den Verbrennungsgeräuschen zu differenzieren ist. Ferner wurde ein weiteres Steuergerät verwendet mit der Aufgabe die Injektoren mit modifizierten Ansteuerstromsignalen sowie autark ohne Motorlauf arbeiten lassen zu können.

Zur Charakterisierung der Injektoren sowie zur Untersuchung der Tickergeräuscheinflüsse wurde ein Einspritzkomponentenprüfstand genutzt. An diesem wurden die Injektoren separat vermessen. Nach der Inbetriebnahme wurden einzelne Körperschallsensoren an dem Einspritzkomponentenprüfstand platziert, um zu differenzieren, welche Information der Körperschallanregungen durch die Einspritzung und die Verbrennung am Motorprüfstand verursacht werden. Das Messdatenerfassungssystem der Firma Müller-BBM Vibro Akustik Systeme dient zur Datenerfassung und offline-Datenanalyse. Die Injektoren wurden dabei mittels eines FI^{2RE}-Steuergeräts der Firma IAV GmbH angesteuert.

3.1 Motorakustikprüfstand

Die Prüfstandkammer ist ein Halbfreifeldraum mit schallabsorbierenden Wänden der Genauigkeitsklasse 1 mit einer Grenzfrequenz von 50 Hz, wobei das zentral platzierte Versuchssubjekt ausreichend Abstand zu den jeweiligen Wandflächen hat, um verlässliche Schalldruckmessungen im Nah- bzw. Fernfeld durchführen zu können. Ferner wird eine E-Maschine sowohl als Anlasser als auch als Bremse zur Erzeugung der Motorlast verwendet. Diese ist über eine anderthalb Meter lange, schwingungsdämpfende Welle mit der Kurbelwelle des Motors

verbunden und kann dauerhafte Lasten von bis zu 250 Nm bzw. kurzzeitige Lasten von bis zu 310 Nm zur Verfügung stellen. Die E-Maschine befindet sich aus akustischen Gründen im angrenzenden Raum, was wiederum die Länge der Prüfstandwelle erklärt. Der Versuchsmotor ist sowohl stirnseitig als auch druckseitig elastisch gelagert. Bei letzterer handelt es sich dabei um eine Drehmomentenstütze.

Dieselmotor

Für die ersten Untersuchungen wurde ein Serien-4-Zylinder Dieselmotor am Akustikprüfstand des Institutes für Mobile Systeme (IMS) am Lehrstuhl für Energiewandlungssysteme für mobile Anwendungen der Universität Magdeburg aufgebaut, siehe Abbildung 12. Die Nennparameter des Motors sind zudem in der Tabelle 3 dargestellt.

Tabelle 3: Nennparameter des Dieselmotors

Typ	4-Zylinder Diesel Reihenmotor
Einspritzverfahren	Common-Rail-System mit Magneteinspritzventilen
Hubraum	1560 cm ³
Nenn Drehzahl	3600 min ⁻¹
Leistung	85 kW (115 PS)
Drehmoment	270 Nm (1750 – 2500 min ⁻¹)
Verdichtungsverhältnis	16:1
Zündfolge	1-3-4-2

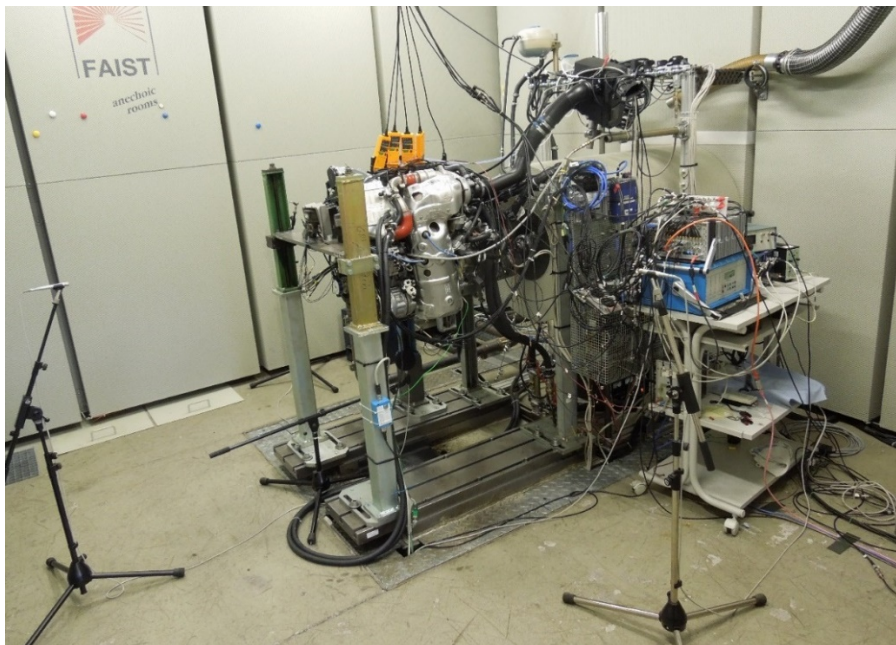


Abbildung 12: Versuchsaufbau des Dieselmotors am Akustikprüfstand mit applizierter Messtechnik

Ottomotor

Für die nachfolgenden Untersuchungen wurde nunmehr ein Serien-4-Zylinder Ottomotor am Akustikprüfstand aufgebaut, siehe Abbildung 13. Die Nennparameter des Motors sind in der folgenden Tabelle dargestellt.

Tabelle 4: Nennparameter des Ottomotors

Typ	4-Zylinder Otto Reihenmotor
Einspritzverfahren	Common-Rail-System mit Magneteinspritzventilen
Hubraum	1498 cm ³
Nenndrehzahl	5000 - 6000 min ⁻¹
Leistung	110 kW (150 PS)
Drehmoment	250 Nm (1500 - 3500 min ⁻¹)
Verdichtungsverhältnis	10,5:1
Zündfolge	1-3-4-2

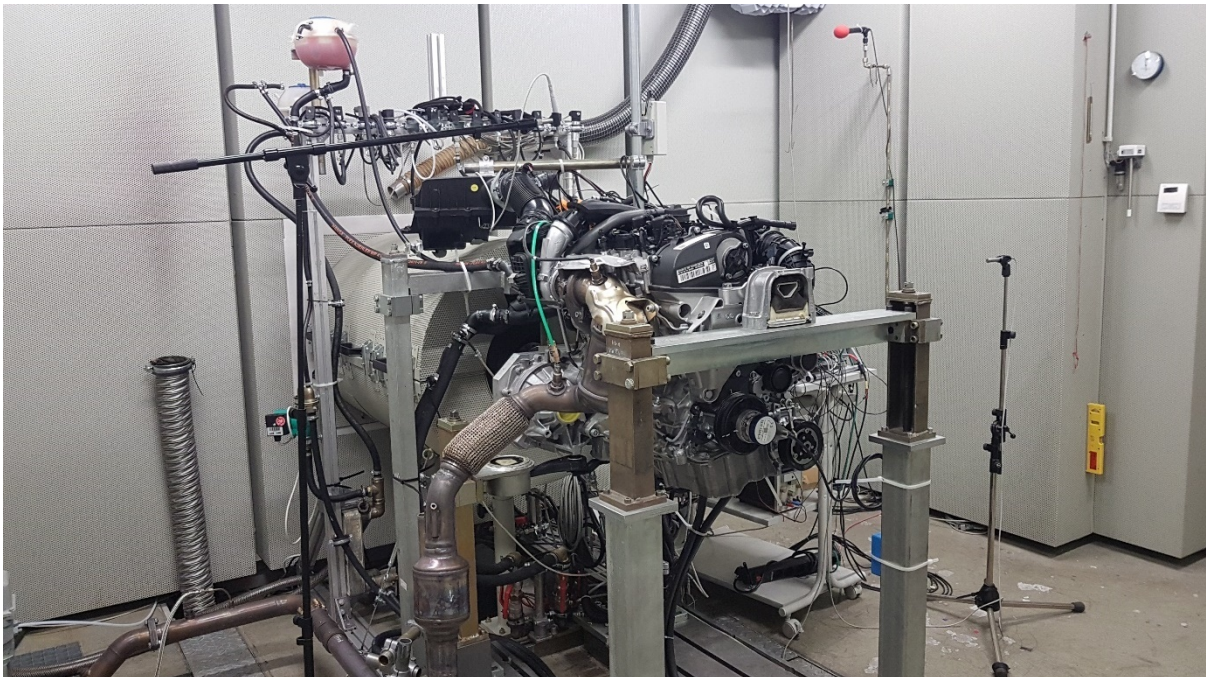


Abbildung 13: Versuchsaufbau des Ottomotors am Akustikprüfstand mit applizierter Messtechnik

3.2 Einspritzkomponentenprüfstand

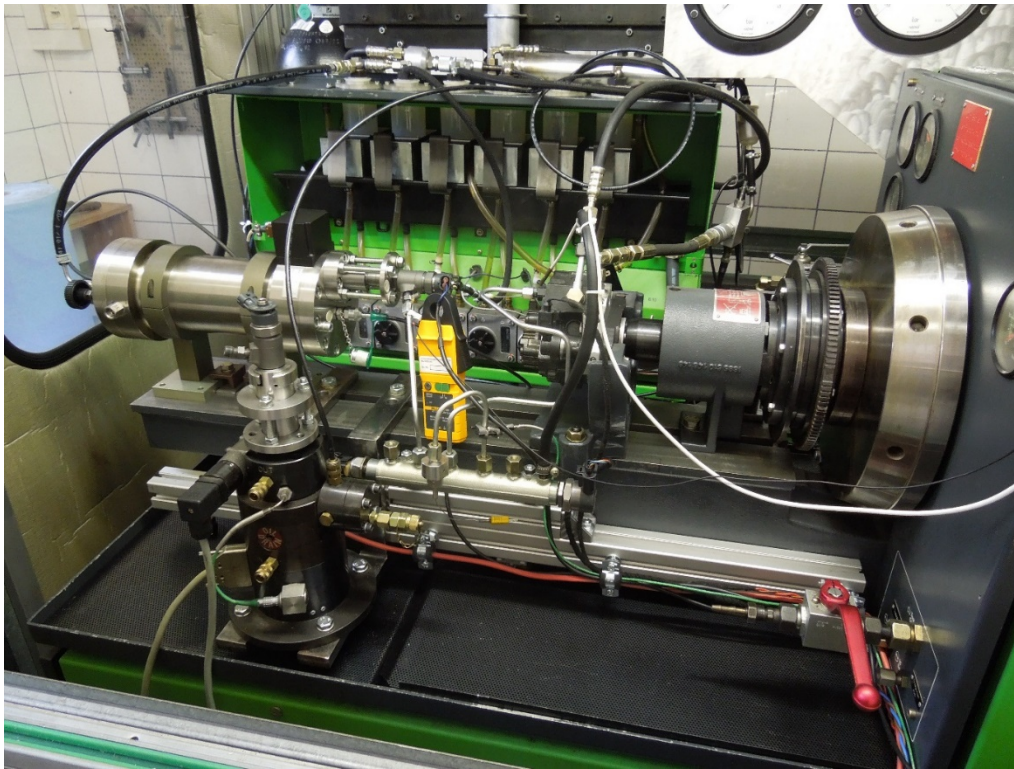


Abbildung 14: Versuchsaufbau am Einspritzkomponentenprüfstand mit applizierter Messtechnik

In der Abbildung 14 ist der Aufbau des Einspritzkomponentenprüfstands dargestellt. Der sogenannte Injection Analyzer, entwickelt von der Firma IAV GmbH, wurde auf einen ehemaligen Pumpenprüfstand montiert. Dieser übernimmt die Aufgabe des Antriebs der Hochdruckpumpe und stellt den Ölkreislauf des Common Rail Systems sicher. Die Hochdruckpumpe fördert das Prüföl in das Rail, welches mit dem zu vermessenden Injektor verbunden ist. Das Prüföl besitzt ähnliche physikalische Eigenschaften wie herkömmlicher kommerzieller Dieseldieselfuelstoff und wird meist bei hydraulischen Untersuchungen verwendet, in denen keine Verbrennung stattfindet. Mit Hilfe der Software FI^{2RE} werden die Ansteuerdauer sowie der Raildruck eingestellt und im Falle des Raildrucks auch geregelt. Dazu wurde das Druckregelventil am Rail und zusätzlich zur Unterstützung das Ventil an der Hochdruckpumpe angesteuert. Der Injection Analyzer ist mit einem Steuergerät (ECU-I) verbunden. Dieses dient zur Erfassung und Verarbeitung aller relevanten Messdaten, die mittels der Sensoren im Messzylinder aufgenommen werden. Über einen Wave-Generator wurde ein Frequenzsignal eingespeist, um eine simulative Drehzahl zu generieren. Dies ist notwendig, damit das FI^{2RE} die Ansteuerzeiten in Kurbelwinkelsegmente umrechnen kann, was wiederum der Vergleichbarkeit zu den Motormessungen zugutekommt. Am Auswerterechner wird mit Hilfe der zum Injection Analyzer gehörenden Software in Echtzeit ein Kurvenverlauf der Einspritzrate abgebildet. Aus den einzelnen Kurvenverläufen der gemessenen Hübe wird ein mittlerer Kurvenverlauf arithmetisch errechnet und zur Auswertung der Messergebnisse genutzt (SAUER ET AL. [51]). Über eine

Strommesszange wird das Signal des Ansteuerstroms erfasst, dessen Verlauf ebenfalls in der Injection Analyzer Software abgebildet und gespeichert werden kann.

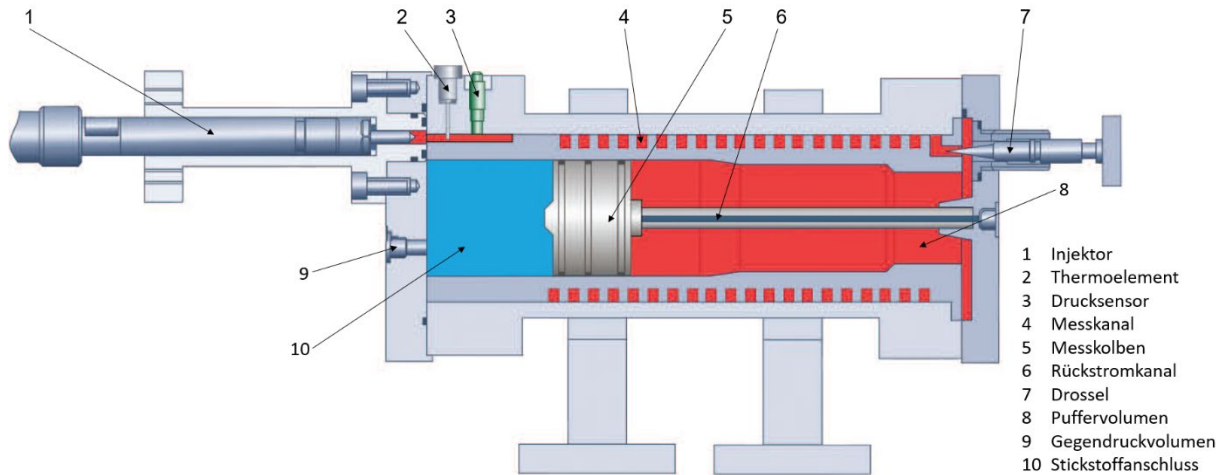


Abbildung 15: Schnittdarstellung des Injection Analyzers (SAUER ET AL. [51])

Beim Injection Analyzer handelt es sich um ein Messgerät, welches speziell zur hydraulischen Vermessung von Einspritzsystemen an Komponentenprüfständen entwickelt wurde. Dieser ist in der Lage, nach dem physikalischen Messprinzip des Rohrindikators, sowohl die eingespritzte Kraftstoffmenge als auch die Einspritzrate zu erfassen. Dabei wird Flüssigkeit, in diesem Fall das Prüföl, in ein flüssigkeitsgefülltes Puffervolumen, den Messzylinder, entgegen des Messkolbens eingespritzt. Letzterer trennt das Puffervolumen vom stickstoffgefüllten Gegendruckvolumen. Mit Hilfe eines Drucksensors im Messzylinder wird die dynamische Druckerhöhung erfasst. Anhand des Druckanstiegs $p(t)$, der Rohrquerschnittsfläche A_r sowie der Schallgeschwindigkeit des Prüföls c werden folgend die Einspritzmenge m und die Einspritzrate \dot{m} berechnet:

$$m = \frac{A_r}{c} \int p \cdot dt \quad (33)$$

$$\dot{m} = \frac{A_r}{c} \cdot p(t) \quad (34)$$

3.3 Sensorik

Dieselmotor

Um eine körperschallbasierte Zylinderdruckindizierung an einem Dieselmotor zu ermöglichen, ist es unabdingbar, den tatsächlichen Zylinderdruck im Brennraum messtechnisch zu erfassen. Dazu wurden die für den Prüfstandbetrieb nicht benötigten Glühkerzen durch äquivalente Glühkerzenadapter ersetzt. In diesen wurde wiederum jeweils ein Zylinderdrucksensor der Firma AVL passgenau verschraubt, deren Output-Signale über einen Ladungsverstärker als

elektrisches Signal in das MKII-System der Firma MüllerBBM eingespeist wurden. Des Weiteren wurden zur Bestimmung der Ansteuerverläufe der Injektoren Strommesszangen an den elektrischen Anschlüssen jedes Injektors angeklemt, was für die genaue Erkennung der Öffnungs- und Schließzeiten jedes einzelnen Injektors unvermeidbar ist. Um das Drehzahlsignal (einschließlich OT-Signal) der Kurbelwelle zu bestimmen, wurde ein Inkrementalgeber mit einer $0,5^\circ$ KW-Auflösung stirnseitig an der Kurbelwelle montiert. Ebenso wurde das motorinterne Drehzahlsignal am 60-2-Zahnrad der Kurbelwelle als Referenzsignal abgegriffen. Für die Vermessung der Luftschallemissionen wurden drei Mikrofone (Mik_H , Mik_K , Mik_S) in einem Meter Abstand in einer Höhe von 1,13 m zum Motor aufgestellt, jeweils an der Kalt-, Heiß- und Stirnseite, sowie ein weiteres in zentraler Position unter der Ölwanne in 20 cm Abstand.

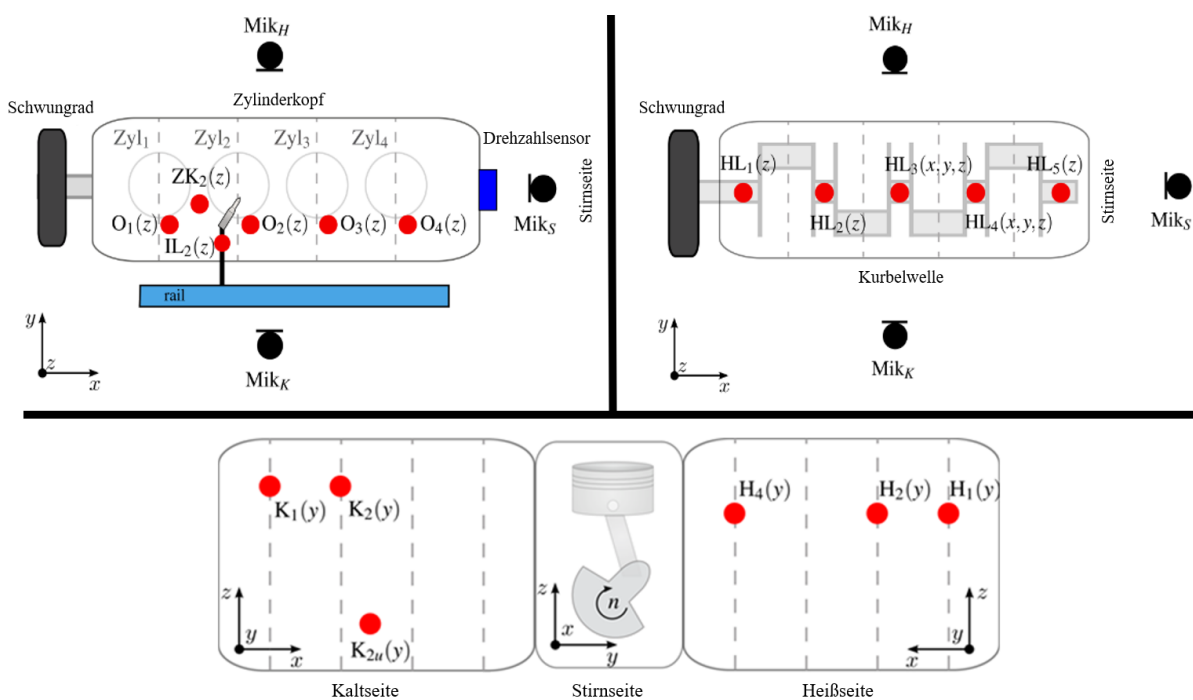


Abbildung 16: Übersicht der Positionierung von Körperschallsensoren (rote Punkte) und Mikrofone am Dieselmotor (links: Draufsicht, rechts: Unteransicht, unten: Seitenansicht)

Ferner wurden insgesamt 17 Körperschallsensoren am Motor angebracht, siehe Abbildung 16. Auf dem Hauptlager wurden insgesamt fünf Sensoren verklebt bzw. verschraubt (HL_1 , HL_2 , HL_3 , HL_4 , HL_5), wobei die Sensoren HL_3 und HL_4 triaxiale Beschleunigungssensoren sind. Des Weiteren wurden sechs Sensoren auf der Oberseite des Zylinderkopfes angebracht, dabei O_1 , O_2 , O_3 sowie O_4 an den jeweiligen Injektorspannpratzen, IL_2 an der Sechskantschraube des Railanschlusses zum Injektor des zweiten Zylinders und ZK_2 auf der Oberseite des Zylinderkopfes zwischen Zylinder 1 und 2. Die restlichen Sensoren wurden auf der Heiß- und Kaltseite des Motors appliziert, wobei K_1 , K_2 , H_1 , H_2 sowie H_4 auf Höhe der Kolben am Zylinderkurbelgehäuse zentriert montiert wurden. Der Körperschallsensor K_{2u} wurde an der unteren Kaltseite auf Höhe der Kurbelwelle angebracht.

Ottomotor

Für die Untersuchungen am Ottomotor wurde ebenfalls eine Vielzahl an Beschleunigungssensoren verwendet. Hierbei sollte jedoch lediglich das Einspritzsystemgeräusch analysiert werden, weswegen sich alle Sensoren im Bereich der Einspritzdüsen sowie der Hochdruckpumpe befinden. In Abbildung 17 sind die Körperschallmesspositionen schematisch (oben) sowie real (unten) dargestellt.

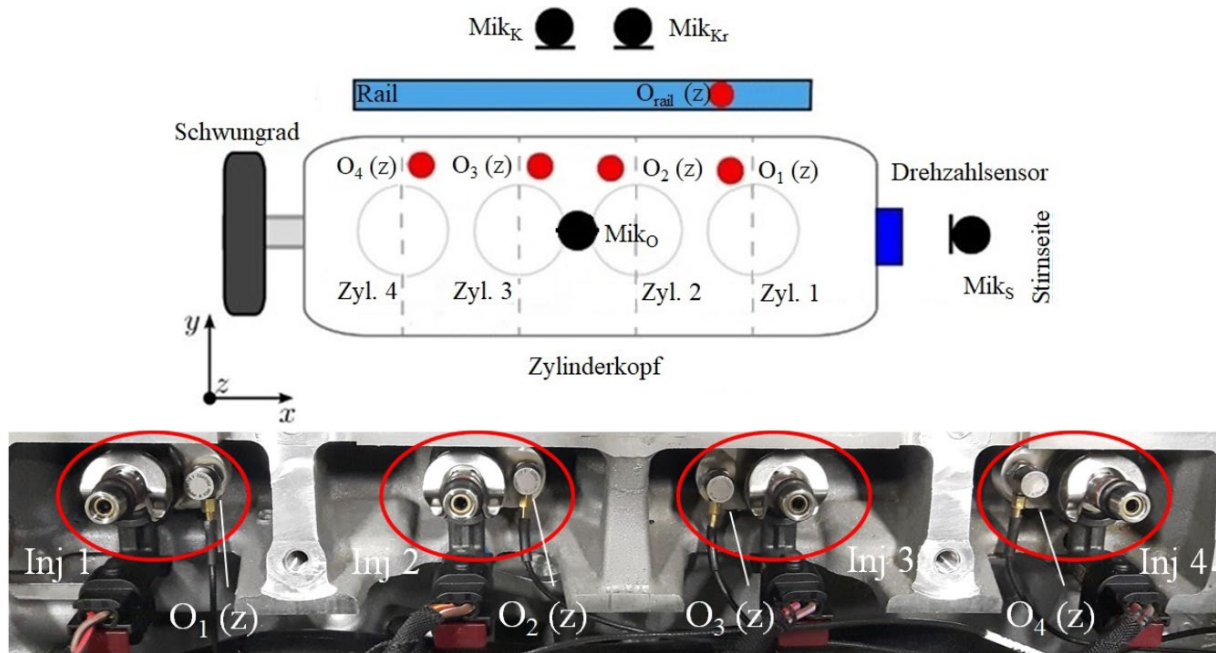


Abbildung 17: Übersicht der Positionierung von Körperschallsensoren (rote Punkte) und Mikrofone am Ottomotor

Für eine hinreichend präzise Wiedergabe des Ansteuerungsverhaltens jedes Injektors musste der jeweilige Beschleunigungsaufnehmer entsprechend in Einspritzrichtung angebracht werden. Was sich bei den Injektoren am Dieselmotor aufgrund der längeren Bauteilform und der relativ simplen Einbauart als einfach durchführbar erwies, erschien bei den wesentlich kompakteren Injektoren am Ottomotor als schwieriger. Bei Letzterem gibt es keine geeigneten Injektorspannpratzen zur Körperschallaufnahme, weswegen kleine sichelmondförmige Bauteile aus Aluminium gefräst wurden, deren Innendurchmesser mit dem Außendurchmesser der Injektoren übereinstimmen, sodass jene Bauteile seitlich auf den Freiflächen der Injektoren geklebt wurden. In Einspritzrichtung wurden die Körperschallsensoren letztlich auf die angeklebten Bauteile angebracht. Dies ergab die den Umständen entsprechend bestmögliche Korrelation zwischen Einspritzvorgang und Körperschallanregung. Ferner wurden, wie auch beim Dieselmotor, alle relevanten Motorseiten im Fernfeld durch Mikrofone erfasst. Ebenso wurden wieder Strommesszangen zur Ansteuerstromabnahme sowie ein Inkrementalgeber zur Drehzahlabnahme verwendet und, wie auch die akustischen Eingangssignale, mit Hilfe des MKII-Systems weiterverarbeitet.

Injection Analyzer

Die Untersuchungen am Einspritzkomponentenprüfstand erfordern für Vergleiche mit Motorprüfstandmessungen auch vergleichbare Messpositionen. So wurde die Messstelle IL_2 exakt übernommen, um das Einspritzverhalten der Injektoren im Motorbetrieb sowie separat analysieren zu können.



Abbildung 18: Körperschallmessstelle mit appliziertem Beschleunigungssensor (links) und Ansteuersignalabgriff am Injektor mittels Strommesszange (Mitte)

Abbildung 18 zeigt hierbei die Position des Beschleunigungssensors an der Sechskantschraube des Railanschlusses zum Injektor sowie den Abgriff des Ansteuersignals mittels Strommesszange. Zusätzlich wird der Raildruck ebenfalls mittels MKII-System aufgenommen, wohingegen der Einspritzratenverlauf nicht in das Messsystem implementiert werden konnte. Aus diesem Grund dient das Ansteuerstromsignal, welches von beiden Messeinrichtungen aufgenommen wurde, als Bindeglied zwischen allen Messgrößen.

Konfiguration des Prüfstandes für die Regelung

Im Gegensatz zu dem Vorhaben von DECKER ET AL. [50] sollte die Untersuchung und Umsetzung einer körperschallbasierten Dieselmotorenregelung zylinderindividuell, seriennah und in einem erweiterten Drehzahl- und Lastbereich geschehen, weswegen die Ansteuerung der Injektoren über das Seriensteuergerät des Motors realisiert wurde. Die Steuergerätedaten, sowie die Sollwertvorgabe der Einspritzparameter wurden dabei per CAN-Bus über die Datenerfassung- und Kalibrierungssoftware ATI VISION von der Firma ATI Technologies Inc. umgesetzt. Somit konnten in diesem Anwendungsfall nur Applikationsparameter überschrieben und damit eine Einbindung oder Veränderung der Softwarestruktur vermieden werden. Im Anschluss wurden die notwendigen Algorithmen zur Datenverarbeitung der Drehzahl-, Strom-, Körperschall- und Mikrofonsignale mit dem per MATLAB®/ Simulink® programmierbaren Rapid Prototyping System IAV-MPEC (Modular Prototyping Engine Controller) der IAV GmbH

realisiert. Das MPEC-System basiert dabei auf einem Industrie-PC, dem IAV-Einspritzsteuergerät FI^{2RE} mit zwei TRA-Karten (Thermodynamic Realtime Analysis). Jenes FI^{2RE}-System ermöglichte eine arbeitsspielsynchrone Auswertung und Signalverarbeitung der Körperschall- und Mikrofonsignale sowie des Drehzahlsignals in Echtzeit. Die aus den Signalen berechneten Kennwerte wurden im Anschluss per CAN-Bus an den Industrie-PC gesendet und standen somit den entwickelten Regelkreisen, für die zylinderselektive, körperschallbasierte Dieselmotorregelung zur Verfügung. Im Anschluss wurden die Sollwerte der Regelung per CAN-Bus über die ATI VISION Software an das Steuergerät übertragen, wobei die Applikationsparameter des Steuergerätes lediglich überschrieben wurden. Eine schematische Darstellung des Motorprüfstandes mit den einzelnen Systemkomponenten ist in Abbildung 19 dargestellt.

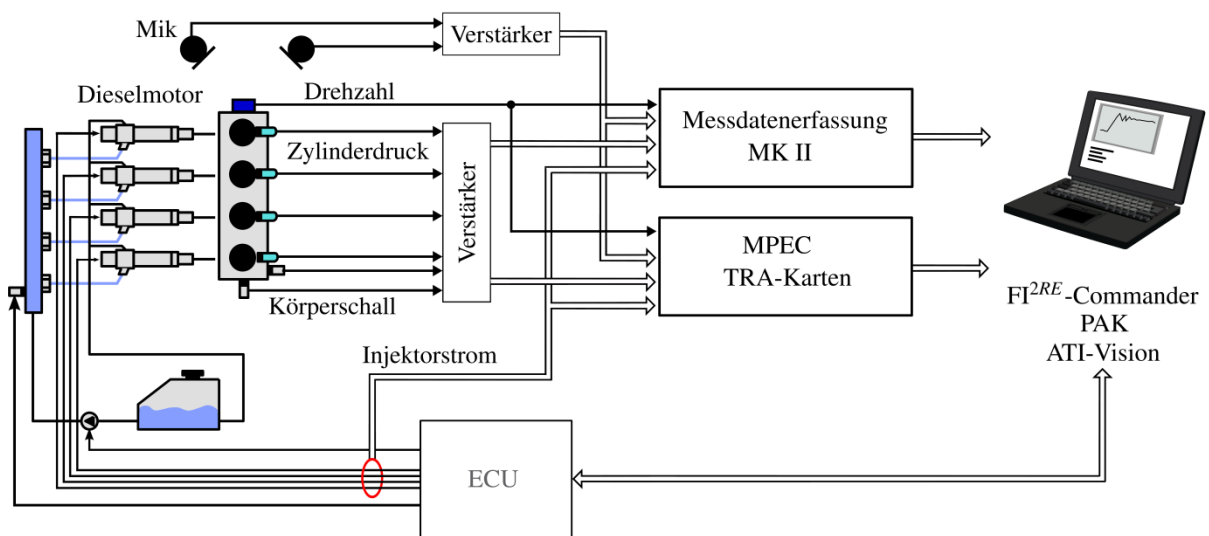


Abbildung 19: Schematische Darstellung der Prüfstandkonfiguration für die Regelung (SCHNEIDER ET AL. [24])

4 Entwicklung eines alternativen Ansatzes zur Dieselnagel- sowie Tickergeräuschbewertung

Die Berechnungsmethoden für das Nageln bzw. Tickern, welche von HOPPERMANNS ET AL. [22] und ATZLER ET AL. [23] vorgestellt wurden, ermöglichen eine akustisch objektive Betrachtungsweise von Motorbetriebszuständen, sodass Störgeräusche klassifiziert und bewertet werden können. Sie basieren jedoch nur teilweise auf akustische Größen und lassen psychoakustische Kenngrößen wie Rauigkeit oder Schärfe, und damit relevante Empfindungen, außen vor. Aus diesem Grund wird ein alternativer Ansatz untersucht, welcher sich mit rein empfindungsbasierten Größen auseinandersetzt. Dem in dieser Arbeit entwickelten empirischen Ansatz unterliegt hierbei ein Impulsstärkemodell von VERHEY und HOTS, welches in der Abteilung für Experimentelle Audiologie entwickelt, zur Verfügung gestellt und per Matlab in die PAK-Arithmetik von Müller-BBM integriert wurde. Dieses ersetzt schließlich die von HOPPERMANNS ET AL. [22] und ATZLER ET AL. [23] verwendete Kurtosis.

4.1 Entwicklung der empirischen Dieselnotenberechnungsformel

Da ein typisches Dieselnageln nach SCHNEIDER ET AL. [18] eher rau als scharf beschrieben werden kann, werden die psychoakustischen Kenngrößen Rauigkeit und auch Lautheit zusammen mit der Impulshaftigkeit in die Formel integriert, sodass ein neuer Grundansatz zur Berechnung der Dieselnote entsteht:

$$DN = a * R + b * I + c * N + d \quad (35)$$

Dazu werden die integrierten Kenngrößen zunächst autark betrachtet und auf die Messergebnisse am Dieselmotor angewendet. Hierfür wird das stirnseitige Mikrofon für die Auswertung verwendet, da dieses die Einflüsse der druck- bzw. gegendrucklastigen Motorseiten (Heiß- und Kaltseite) am objektivsten wiedergeben kann. Aufgrund der hohen akustischen Diskrepanz zwischen der Druck- und Gegendruckseite wurden diese für eine objektive Bewertung als ungeeignet eingestuft.

4.1.1 Untersuchung der psychoakustischen Größen für die Dieselnote

Lautheit

Zunächst wird die Lautheit betrachtet, die ein wesentliches Element in psychoakustischer Bewertungsformeln darstellt, da sich die größten Drehzahl- und Lastunterschiede in ebenjener Lautheit widerspiegeln und diese somit als eine akustische Basis für den jeweiligen Betriebspunkt dient. In Abbildung 20 ist der Lautheitsverlauf eines Drehzahl-Last-Kennfelds des untersuchten Dieselmotors aufgetragen. Hierbei wurden die Drehzahlen 1000 min^{-1} bis 2500 min^{-1} sowie alle verfügbaren Motorlasten, Schleppebetrieb bei negativem Drehmoment bis Volllast,

untersucht, da dies für die in dieser Arbeit untersuchten Problemstellungen sowohl am Dieselmotor als auch am Ottomotor der akustisch relevante Bereich ist. Durch höhere Drehzahlen wird das mechanische Geräusch zu dominant, weswegen die eigentlich interessanten, durch das Verbrennungsgeräusch emittierten, impulshaften Geräusche hierdurch maskiert werden. In dieser sowie in allen folgenden Konturdiagrammen dieser Art dient die Farbe Rot der Darstellung des größten Störgeräuschpotentials, wohingegen die Farbe Blau das höchste Potential der Angenehmheit wiedergibt. Ferner wurde zwischen den einzelnen Messpunkten linear interpoliert.

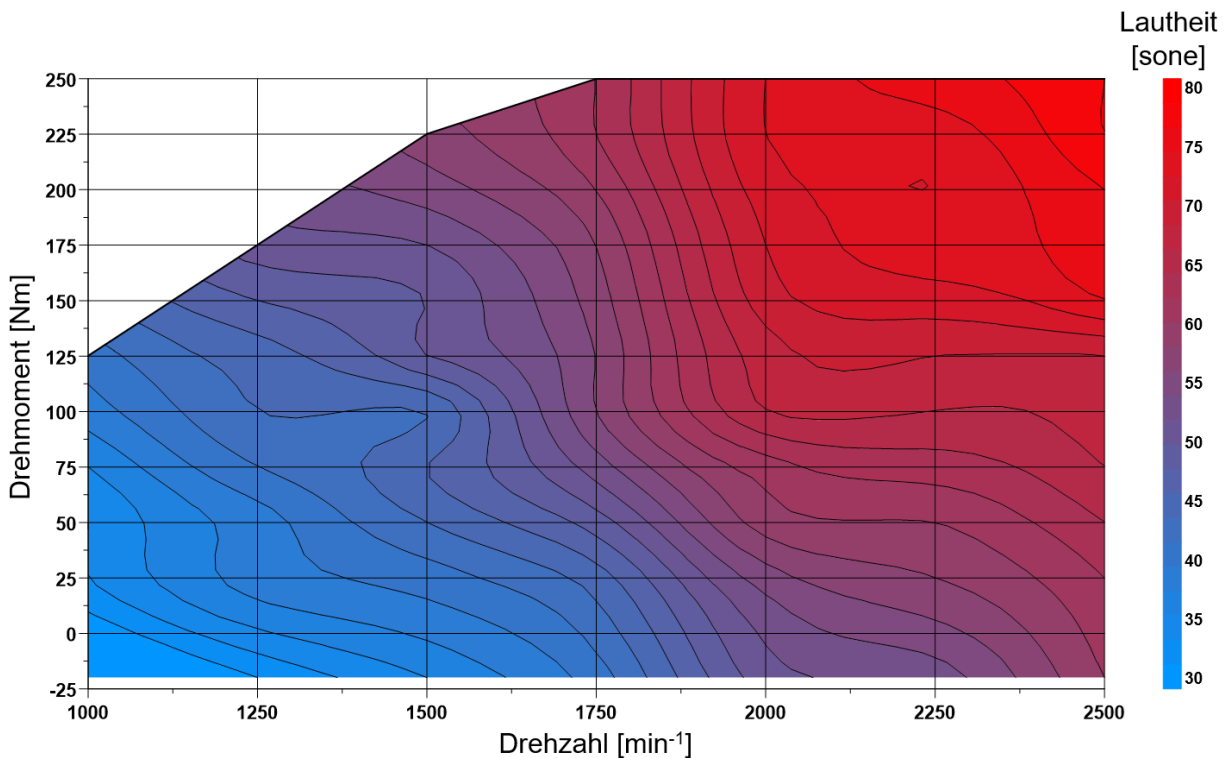


Abbildung 20: Lautheitsverteilung des Dieselmotor-Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

Erwartungsgemäß steigt die Lautheit sowohl mit der Drehzahl als auch mit dem Drehmoment derart kontinuierlich an, sodass kaum eine Aussage darüber getroffen werden kann, welche Motorkenngröße den erheblicheren Einfluss auf die Lautheit nimmt. Erst im sehr hohen Drehzahl-Last-Bereich beginnt die Lautheit zu stagnieren. Verwendet wurde hierbei das Lautheitsmodell nach ZWICKER [7], welches DIN-genormt ist und daher vergleichslos in die empirischen Formeln integriert wurde.

Rauigkeit

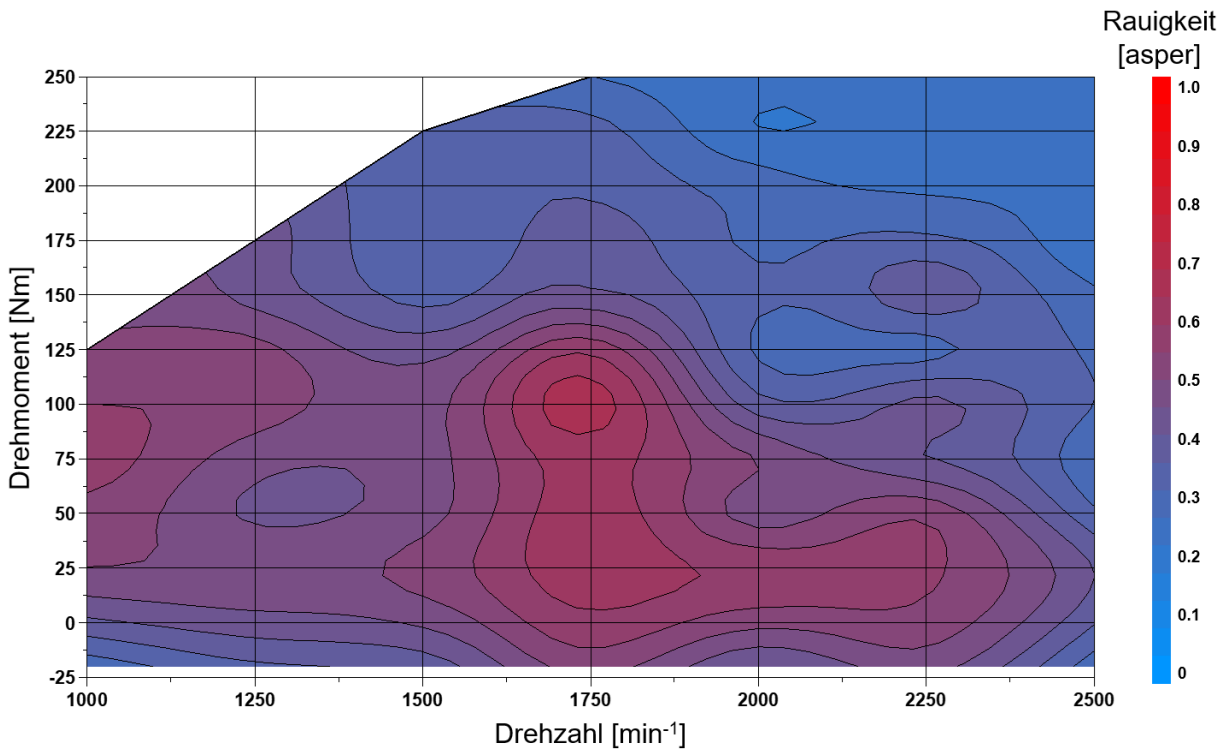


Abbildung 21: Rauigkeitsverteilung nach WIDMANN und FASTL [52] des Dieselmotor-Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

In Abbildung 21 wird nunmehr der Einfluss der Rauigkeit auf das Drehzahl-Last-Kennfeld betrachtet. Im Gegensatz zur Lautheit nimmt die Rauigkeit mit steigender Last nicht zu, sondern nähert sich bei sehr hohen Lasten ihrem Minimum an. Demnach hören sich Teillastbetriebspunkte rauer an als Voll- und Leerlastpunkte. Weniger deutlich, dennoch ersichtlich, gibt es auch einen Drehzahleinfluss. So nimmt die Rauigkeit mit steigender Drehzahl allmählich ab, da die mechanischen Geräuschanteile ansteigen, was wiederum zur Folge hat, dass die Verbrennungsgeräuschanteile in den Hintergrund rücken. Ferner sind die Verbrennungsvorgänge in den Zylindern auch nicht exakt identisch, was wiederum mit Abgaskrümmen- bzw. Ansaugtraktvariationen einhergeht. Hierdurch kommt es zu Amplituden- und Phasenunterschieden zwischen den jeweiligen Verbrennungsvorgängen in den Zylindern, wodurch zusätzlich zu den Grundordnungen auch halbe Motorordnungen angeregt werden. Zur Berechnung der Rauigkeit wurde das Modell von WIDMANN und FASTL [52] verwendet. Im Vergleich hierzu steht das Gehörmodell zur Berechnung der Rauigkeit nach SOTTEK [13], welches in Abbildung 22 mit gleichen Zeitrohdaten angewendet wurde. Es ist zu sehen, dass die als am rauesten empfundenen Betriebspunkte bei 1750 min⁻¹ von beiden Modellen als solche wiedergegeben werden.

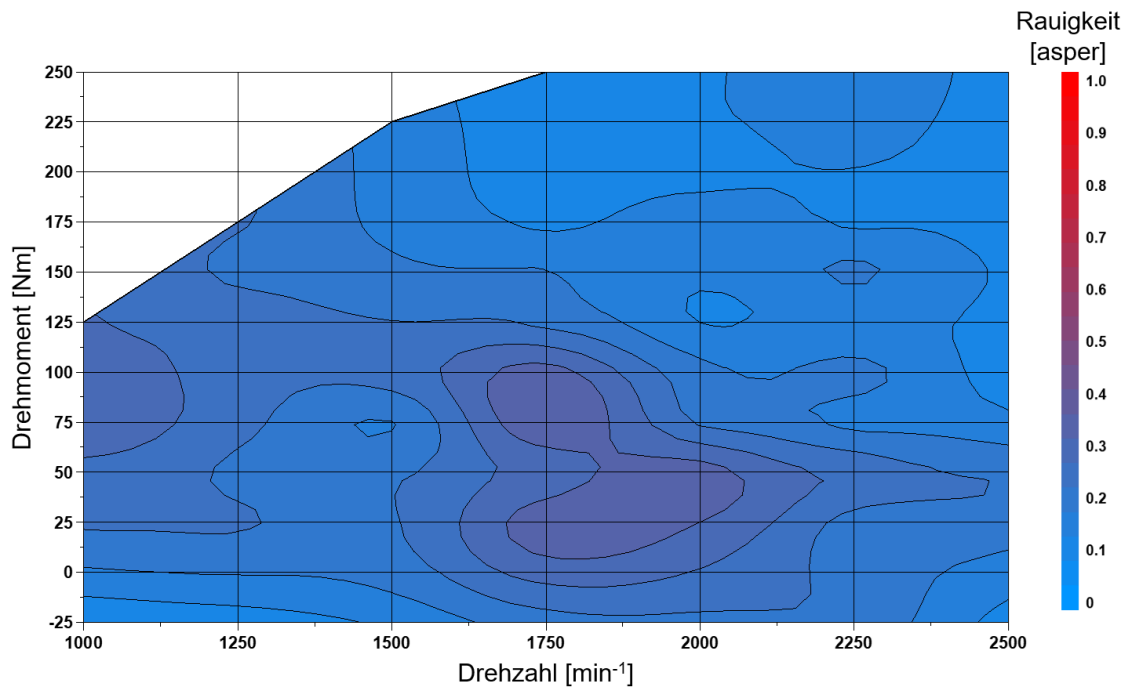


Abbildung 22: Rauigkeitsverteilung nach SOTTEK [13] des Dieselmotor-Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

Insgesamt jedoch werden die Motorbetriebspunkte in Abbildung 22 als weniger rau bewertet als mit der Verwendung des Modells von WIDMANN und FASTL [52], wodurch der Unterschied zwischen einem nicht rauhen und einem sehr rauhen Betriebspunkt weniger stark zur Geltung kommt, sodass jenes Modell nach SOTTEK [13] nicht für die Berechnung des Rauigkeitsanteils in der Dieselnotenformel berücksichtigt wurde.

Impulshaftigkeit

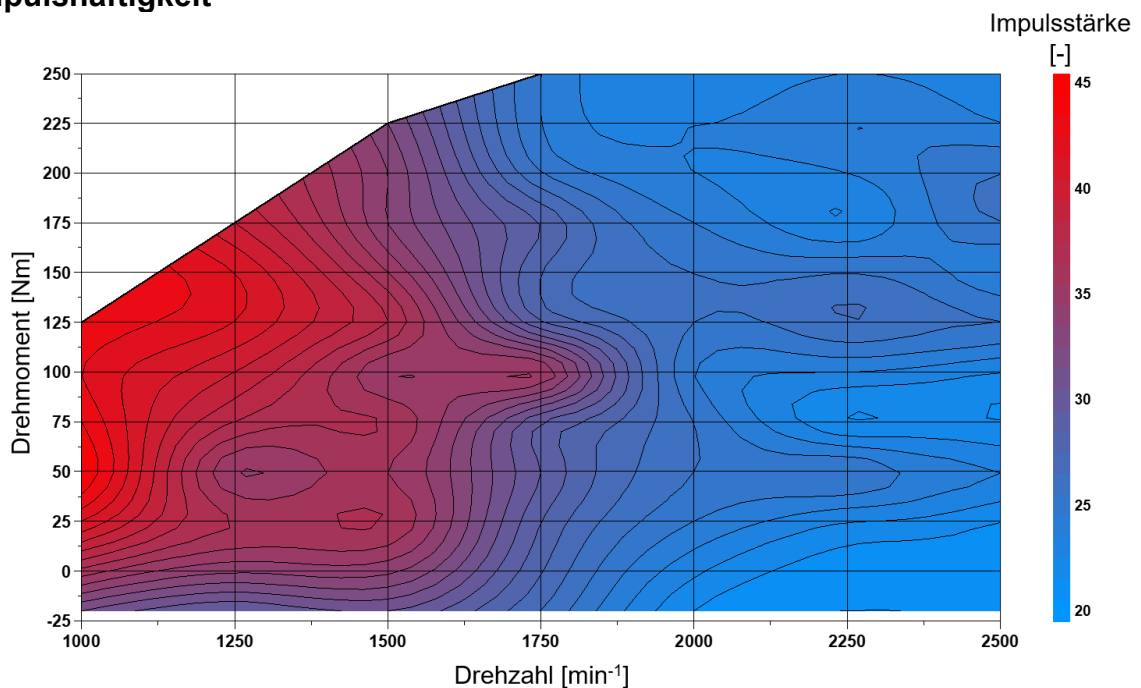


Abbildung 23: Impulshaftigkeitsverteilung nach VERHEY und HOTS des Dieselmotor-Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

Zuletzt wird die Impulshaftigkeit in Abbildung 23 betrachtet. Als wichtigste psychoakustische Größe der in dieser Arbeit vorgestellten Berechnungsmethoden ist sie hauptauschlaggebend dafür, welche Motorbetriebspunkte hierbei als nagelnd beschrieben werden können. So existiert im Gegensatz zur Rauigkeit ein erheblicher Drehzahleinfluss bei der Impulshaftigkeitsbewertung, wobei niedrige Drehzahlen zumeist impulshaftere Betriebspunkte hervorbringen. Bei hohen Drehzahlen jedoch liegen die impulshaften Amplituden zu nah beieinander, sodass sie als weniger impulshaft bewertet werden. Verwendet wurde hierbei das Impulsstärkebewertungsmodell nach VERHEY und HOTS. Die ersten Untersuchungen wurden jedoch mit dem Gehörmodell zur Berechnung der Impulshaftigkeit nach SOTTEK [53] sowie mit der Kurtosis durchgeführt. Letztere ist in Abbildung 24 bezogen auf den Kennfeldverlauf dargestellt.

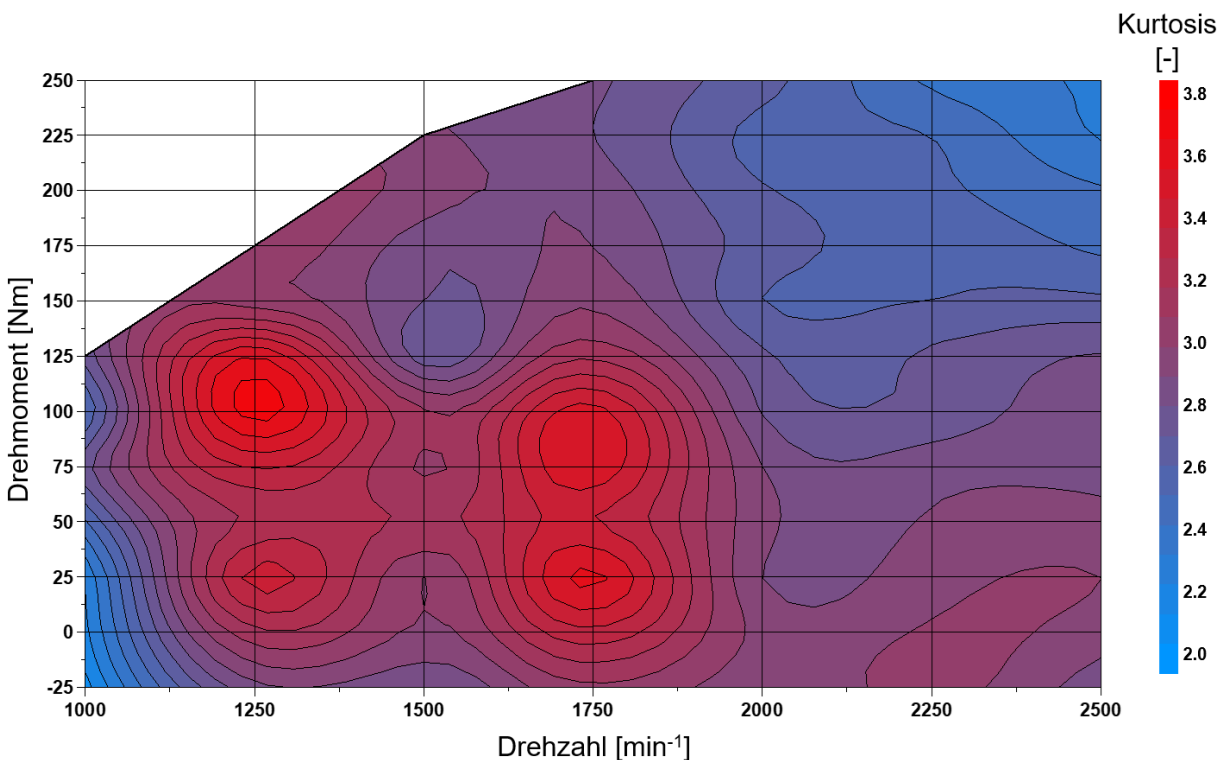


Abbildung 24: Kurtosis-Verteilung des Dieselmotor-Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

Es ist zu erkennen, dass die Drehzahlen 1250 min⁻¹ sowie 1750 min⁻¹ hohe Kurtosis-Werte hervorbringen, wohingegen jeweils angrenzende, kleinere Drehzahlen niedriger bewertet werden. Am auffälligsten ist aber, dass bei 1000 min⁻¹ die kleinsten Werte zu finden sind. Dass bei einer geringen Drehzahl unter Lasteinfluss die Impulshaftigkeit jedoch sehr gering bewertet wird, kann kaum nachvollzogen werden, zumal bei 1250 min⁻¹ im starken Kontrast dazu die höchsten Werte auftreten.

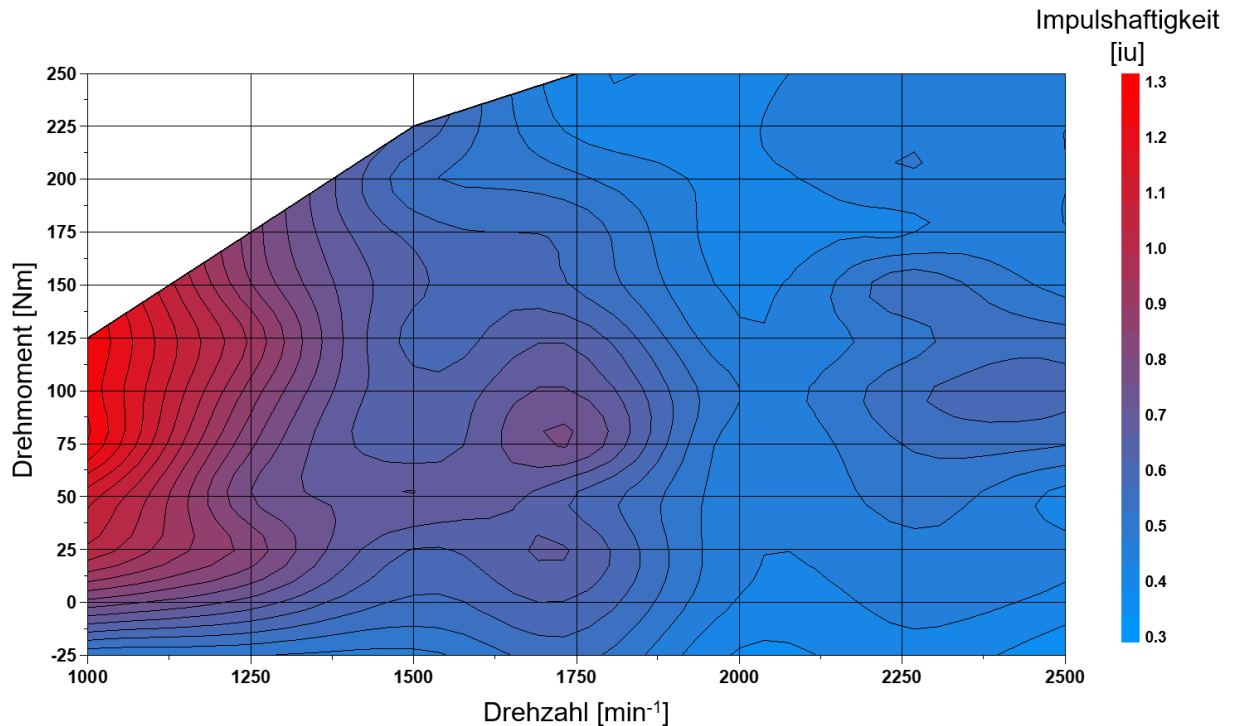


Abbildung 25: Impulshaftigkeitsverteilung nach SOTTEK [53] des Dieselmotor-Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

Ferner ist in Abbildung 25 das Impulshaftigkeitsmodell nach SOTTEK [53] angewendet worden. Die Ergebnisse hieraus sind im Gegensatz zu den Ergebnissen der Kurtosis-Berechnung durchaus mit denen aus Abbildung 23 vergleichbar, wobei sehr niedrige Drehzahlen im Unterschied zu angrenzenden mittleren Drehzahlen (1250 min^{-1} - 1500 min^{-1}) jedoch stark erhöht bewertet werden. Aus diesen Gründen fließt letztendlich das Impulsstärkemodell nach VERHEY und HOTS in die finale empirische Dieselnotenbewertungsformel ein.

4.1.2 Anpassung der empirischen Dieselnotenberechnungsformel

Nach der Einzelbetrachtung der psychoakustischen Kenngrößen wurden diese im Anschluss in die grundlegende Benotungsformel (35) integriert, wobei die Rauigkeit zunächst mit dem Faktor 100 multipliziert wurde, da ihre Bewertungsskala, im Gegensatz zu den beiden anderen Größen, im Bereich von null bis eins verläuft. Hiernach wurden zwei Varianten untersucht, um die Benotungsskala der Bewertungsformeln von HOPPERMANN ET AL. [22] zu übernehmen (1 – 10; 1 = starkes Nageln; 10 = kein Nageln, siehe Tabelle 2). Diese beinhalten eine lineare Notenskalierung

$$DN_{lin} = 0.11 * [a * (R * 100) + b * I + c * N] - 12.89 \quad (36)$$

sowie eine nicht-lineare Weiterführung der linearen Variante mit Hilfe eines Polynoms dritter Ordnung, abgeleitet aus der Herangehensweise von HOPPERMANN ET AL. [22] und ATZLER ET

AL. [23], wonach die ursprüngliche Skalierung der Dieselnote vergleichsweise ungleichmäßig auf die bekannte Skala von eins bis zehn übertragen wird:

$$DN_{ska} = -0.00002442 * DN_{lin}^3 + 0.0053 * DN_{lin}^2 - 0.445 * DN_{lin} + 18.76 \quad (37)$$

Beide Varianten sind das Produkt iterativer Analysen bzw. Hörtests (siehe HOPPERMANN ET AL. [22] und ATZLER ET AL. [23]) mit dem Ziel einer sinnhaften Notenverteilung der untersuchten Motorbetriebsgeräusche, deren Unterschiede in Abbildung 26 dargestellt sind.

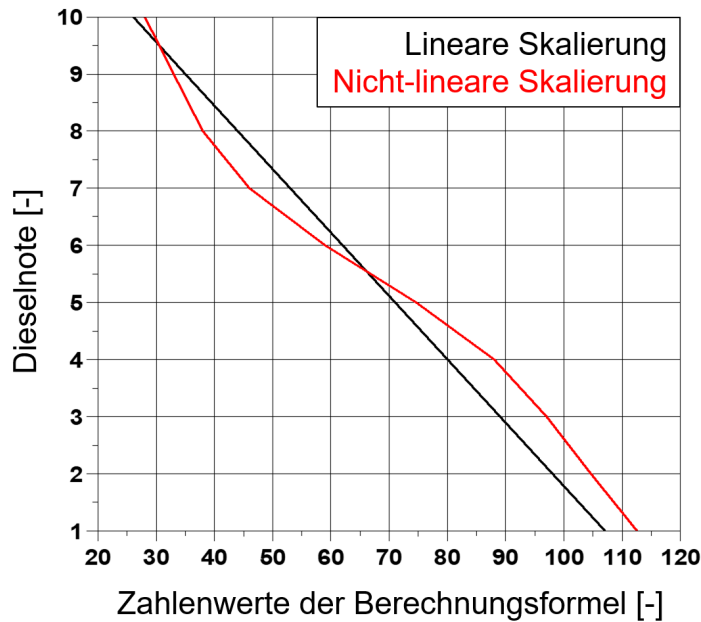


Abbildung 26: Vergleich der linearen (schwarz) mit der nicht-linearen Skalierung

So ist zu erkennen, dass bei der nichtlinearen Skalierung der mittlere Dieselnotenbereich (Note vier bis sieben) stärker zur Geltung kommt als der Bereich darunter bzw. darüber. Um diese Einflüsse zu vermeiden, fiel die Wahl letztlich auf den trivialeren linearen Ansatz, welcher die signifikanten Unterschiede der einzelnen Notenschritte besser wiedergibt. Hiernach war es das Ziel ebenjenen linearen Ansatz durch Hörversuche zu validieren. Bevor dies durchgeführt wurde, basierten die iterativ erarbeiteten Parameter der empirischen Formel allein auf der subjektiven Empfindung einer Person. Die Notenverteilung dieses Stands ist in Abbildung 27 zu sehen.

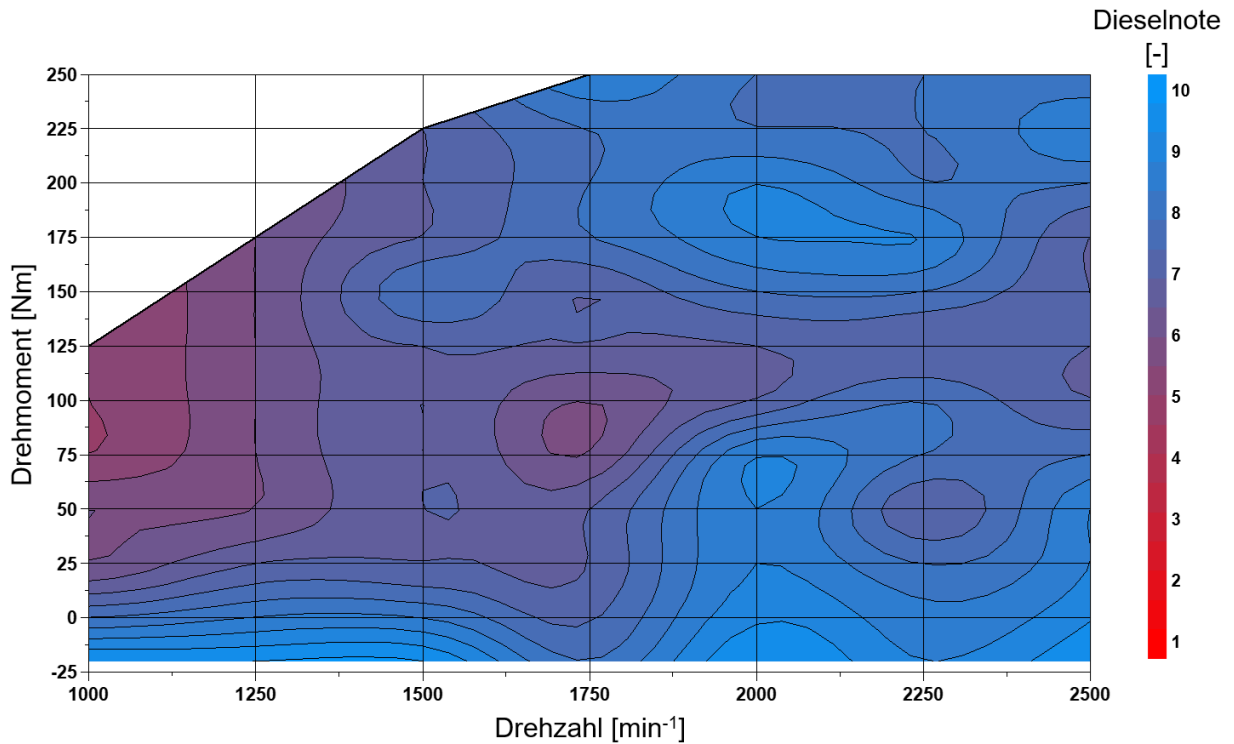


Abbildung 27: Dieselnotenverteilung nach (55) des Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

So ist zu erkennen, dass der impulshafte sowie äußerst raue Betriebspunkt bei 1750 min^{-1} und 100 Nm auch einen der dementsprechend niedrigsten Dieselnotenwerte hervorbringt. Gleiches gilt für den Kennfeldbereich bei niedriger Drehzahl und einem Drehmoment ab etwa 25 Nm . Im Schleppbereich sind die Dieselnoten erwartungsgemäß hoch, also wenig bis nicht nagelnd. In abgeschwächter Form ist dies bei sehr hohen Lasten und hoher Drehzahl ebenfalls festzustellen.

Grundsätzlich wurden die oberen und unteren Notenbegrenzungen festen Geräuschen zugeordnet. So wurde festgelegt, dass ein geschleppter Motor ohne Kraftstoffeinspritzung der Injektoren und demnach ohne direktes oder indirektes Verbrennungsgeräusch auch keinen nagelnden Geräuschcharakter besitzt, wohingegen ein Motorbetriebspunkt bei hinsichtlich der Geräuschabstrahlcharakteristik maximal ungünstig gewählten Einspritzparameter (keine Vor-einspritzung, keine Abgasrückführung, relativ früher Haupteinspritzbeginn) ein maximales Dieselnageln hervorbringt. So sind die jeweiligen Extrema in Abbildung 28 dargestellt.

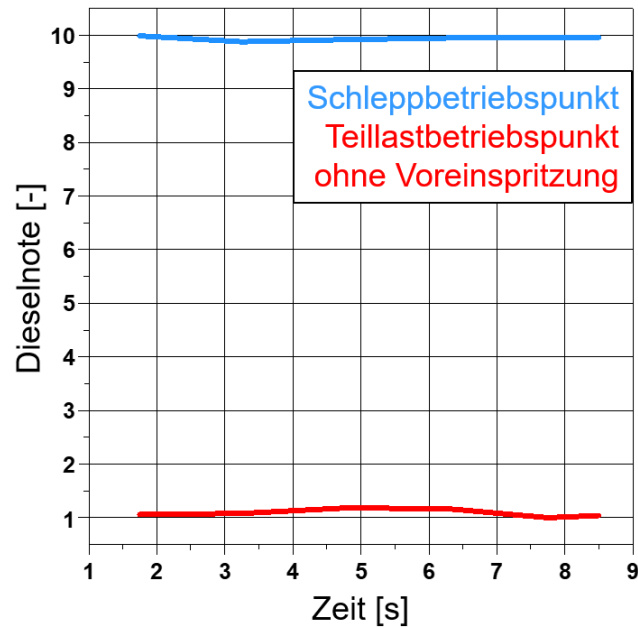


Abbildung 28: Dieselnotenvergleich eines Schleppbetriebspunktes mit einem maximal nagelnden Teillastbetriebspunkt ohne Voreinspritzung

Jene beiden repräsentativen Betriebspunkte bilden somit die Noteneingrenzung der empirischen Formel zur Bewertung des Dieselnagelns.

4.1.3 Hörversuche zur Bewertung des Dieselnagelns

Die Hörtests fanden in der doppelwandigen Hörkabine der Abteilung für Experimentelle Audiologie statt. Es wurden hierbei insgesamt 84 ausgewählte stationäre Dieselmotorgeräuschsignale in den Bereichen von 1000 min^{-1} bis 3500 min^{-1} sowie von 0 Nm bis 200 Nm mit einer Länge von jeweils 5 s mittels kategorialer Bewertung untersucht, bei welchem die 18 getesteten Probanden (7 Experten, 11 Laien) anhand einer Skala von 1 bis 10 ($\Delta = 1$) das empfundene Dieselnageln bewerteten. Hierbei konnten die Probanden einen Schieberegler auf einem Touchscreen nach dem jeweiligen Anhören der Geräusche gemäß ihrem Empfinden bedienen. Zusätzlich wurden sechs Einführungsgeräusche verwendet, um den Probanden vor dem eigentlichen Hörversuch ein Gefühl darüber geben zu können, inwieweit sich ein stark nagelndes von einem wenig nagelnden Motorgeräusch unterscheidet. In Abbildung 29 sind die Ergebnisse der Hörversuche dargestellt.

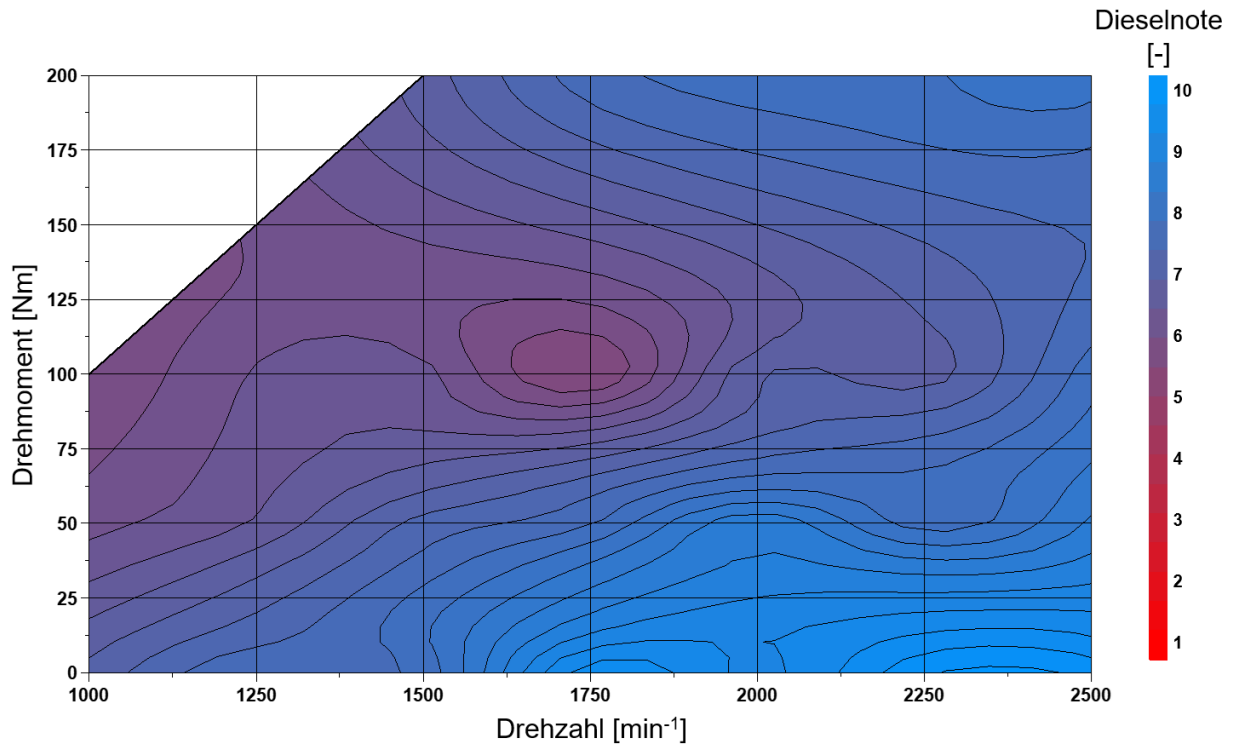


Abbildung 29: Gemittelte Dieselnotenverteilung als Ergebnis der Hörversuche

Es ist klar zu erkennen, dass die Probanden bei niedrigeren Lasten und höheren Drehzahlen kleinere Nagelnoten vergeben haben, wohingegen bei niedrigen bis mittleren Lasten bei niedrigen bis mittleren Drehzahlen die höchsten Noten verteilt wurden. Sehr hohe Lasten sowie höhere Drehzahlen wurden insgesamt deutlich geringer bewertet. Wiederkehrend auffällig ist der Betriebspunkt 1750 min^{-1} bei 100 Nm , welcher sowohl bei den Impulshaftigkeits- und Rauigkeitsbewertungen als auch bei den ersten Dieselnoten-Kennfeldern in den Vordergrund trat. Aufgrund der hohen Korrelation der Dieselnote mit dem Ergebnis aus den Probandenversuchen können letztere als Erfolg verzeichnet werden. Auf Basis dessen wurden die Parameter der Berechnungsformel sowie die Skalenbegrenzung weiter angepasst, sodass sich eine finale empirische Formel zur Bewertung des Dieselnagelns ergab:

$$DN = -(1.279 * R + 0.161 * I + 0.031 * N) + 14.2 \quad (38)$$

In Abbildung 30 ist nunmehr der Kennfeldverlauf der finalen Dieselnotenverteilung für das Drehzahl-Last-Kennfeld des untersuchten Dieselmotors dargestellt. Ähnlich wie schon in Abbildung 27 sind die höchsten Dieselnoten im Bereich 1000 min^{-1} bis 1750 min^{-1} detektiert worden, wohingegen höhere Drehzahlen als deutlich weniger nagelnd bewertet wurden. Gleiches gilt für den Schleppebetrieb, bei welchem ab etwa 2000 min^{-1} kein Nageln mehr von der Berechnungsformel detektiert wird.

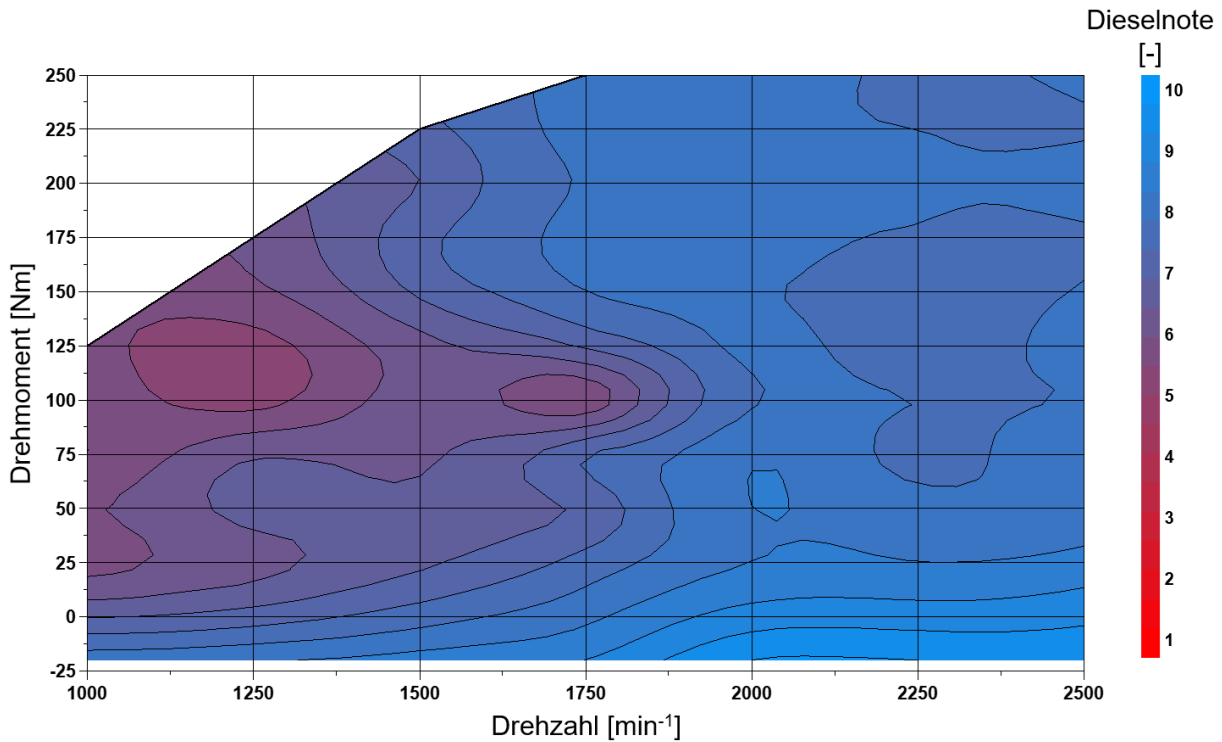


Abbildung 30: Dieselnotenverteilung nach (38) des Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

Die Ergebnisse der finalen empirischen Formel (38) werden im letzten Schritt mit den Ergebnissen der Berechnungsmethodik (14) nach ATZLER ET AL. [23] verglichen, wobei dieselben Zeitrohdaten verwendet wurden.

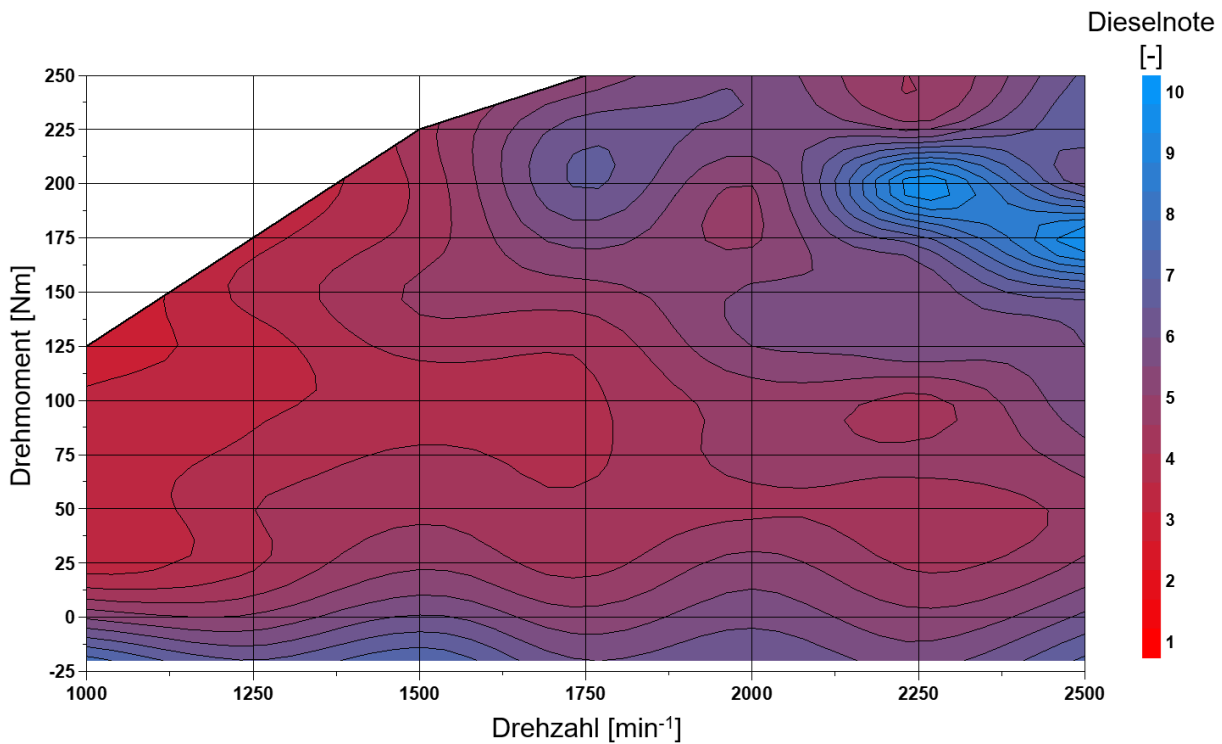


Abbildung 31: Dieselnote nach ATZLER ET AL. [23] des Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

So ist in Abbildung 31 zu erkennen, dass nahezu alle Motorbetriebspunkte deutlich höher bewertet werden, als in Abbildung 30. Im Schleppbetrieb geht die Tendenz deutlich zu höheren

Bewertungsnoten, wohingegen der hohe Drehzahl-Last-Bereich kaum eine klare Aussage zum Dieselnagelverhalten zulässt.

4.2 Entwicklung einer Formel zur Bewertung des Tickergeräusches

Im nächsten Schritt gilt es zu beweisen, dass auch die Möglichkeit der Abbildung anderer Motorgeräuschphänomene, wie das Tickergeräusch, durch eine empirische Bewertungsformel basierend auf Empfindungsgrößen besteht. Hierzu wird zunächst das Geräuschverhalten der einzelnen Injektoren hinsichtlich deren Öffnungs- und Schließverhalten im Frequenzbereich analysiert, um diese vom Verbrennungsgeräusch differenzieren zu können. Mit der Hilfe von Körperschallsignalen kann hierbei ein direkter Vergleich an beiden Prüfständen erfolgen, da am Einspritzkomponentenprüfstand im Gegensatz zum Akustikmotorprüfstand keine aussagekräftigen Luftschallmessungen unter Freifeldbedingungen möglich sind. Im Anschluss wird überprüft, welche psychoakustischen Kenngrößen am geeignetsten für eine Bewertung der tikernden Geräuschanteile sind.

4.2.1 Analyse des Einspritzverhaltens der Injektoren mittels Injection Analyzer

Um die spezifischen Einflüsse der Magnetventil-Injektoren im untersuchten Körperschallsignal der Einspritzung bzw. der Verbrennung möglichst genau bestimmen zu können, ist es von Vorteil diese Einflüsse separat zu untersuchen. Dafür werden die im Versuchsmotor verwendeten Injektoren aus diesem demontiert und jeweils auf einem Einspritzkomponentenprüfstand analysiert, wobei hier der Massendurchsatz als physikalische Größe im Vordergrund steht, welcher wiederum in Anbetracht der hubweisen Einspritzung des Injektors als Einspritzrate bezeichnet wird. Des Weiteren ist es aufgrund der separaten Betrachtung des Einspritzvorganges, unabhängig der Störeinflüsse am Motorprüfstand, nunmehr möglich, den Einspritzverlauf im Körperschall genauer betrachten zu können. Hieraus sind anschließend Vergleiche mit dem am Motorprüfstand gemessenen Körperschallsignal, bei jeweils gleicher Messposition am Injektor, möglich, um das Einspritzverhalten der Injektoren, besonders das Öffnen und Schließen, in die Tickergeräuschbewertung sowie für die Regressionsmodelle zur Bildung der virtuellen Sensoren einfließen zu lassen.

Es werden folgend die Ergebnisse der Vermessung eines Injektorsatzes dargestellt und ausgewertet, wobei hier genauer auf das Zusammenspiel aus Einspritzrate und Körperschall hinsichtlich der Einstellparameter Raildruck, Einspritzdauer sowie Systemgedruck des Injection Analyzers eingegangen wird. Die Nennparameter der Injektoren sind in Tabelle 5 dargestellt.

Tabelle 5: Nennparameter der untersuchten Injektoren

Typ	BOSCH Common Rail Magnetventil-Injektor CRI2.2
Max. Einspritzdruck	1600 bar bei 800 μ s
Max. Massendurchsatz	63 mm ³ /s
Ansteuerstrom	18 A
Haltestrom	12 A
Ansteuerspannung	48 V

So sind in Abbildung 32 die Einspritzratensignale jeweils einer Vor- und Haupteinspritzung sowie die dazugehörigen Beschleunigungssignale des Körperschallsensors dargestellt. Wie zuvor beschrieben, ermöglicht das Ansteuerstromsignal, welches zur Synchronisierung beider verwendeten Messsysteme dient, den direkten Vergleich der Einspritzrate mit dem Körperschallsignal.

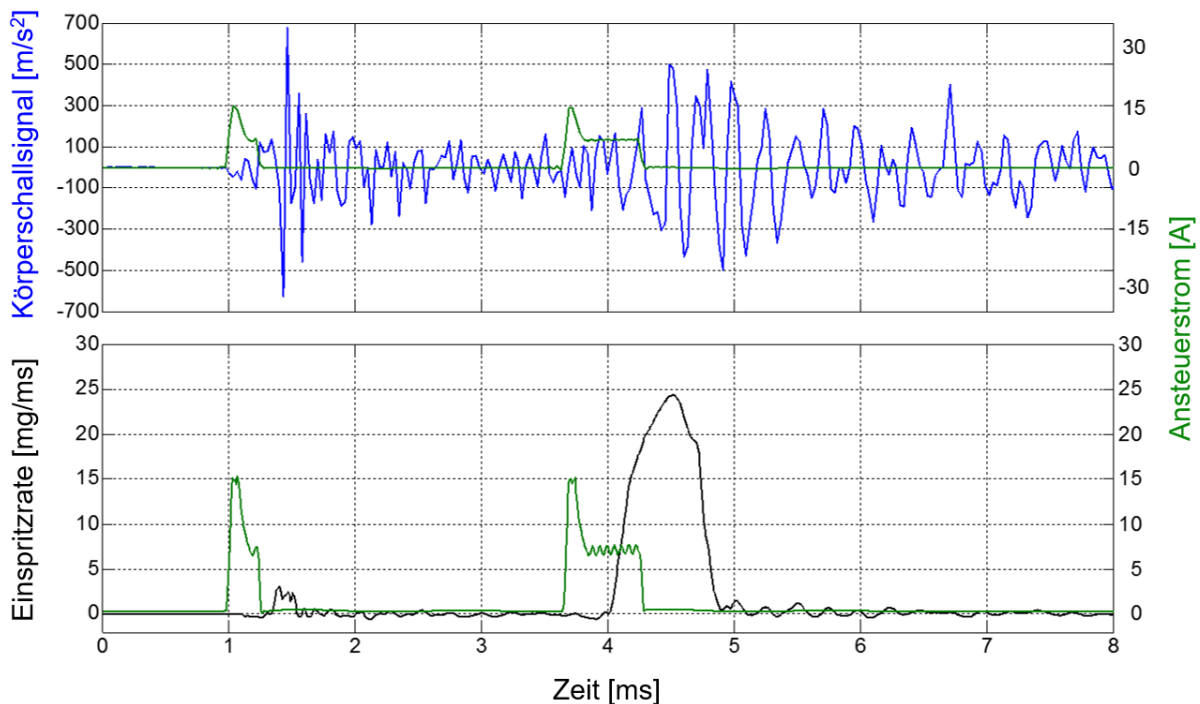


Abbildung 32: Gegenüberstellung des Einspritz- und Körperschallsignals bei einer Vor- und Haupteinspritzung (Einspritzdauer: 250 μ s bzw. 610 μ s)

Es ist festzustellen, dass die höchsten Peaks im Beschleunigungssignal im Bereich der Vorinspritzung zu finden sind. Der Grund hierfür liegt im Bereich des Düsennadelschließens. Letzteres hat aufgrund des Aufpralls der Nadel in den Sitz in der Regel eine höhere kinetische Energiedichte als das Düsennadelöffnen. Wird die Nadel im Falle einer Haupteinspritzung lediglich vom Haltestrom gehalten und fällt im Anschluss wieder zurück in den Düsenkörpersitz, so wird im Körperschall ein geringeres Beschleunigungssignal detektiert. Im Umkehrschluss

bedeutet dies, dass beim Zurückfallen der Nadel in der Boostphase des Ansteuerstroms ein deutlich größeres Beschleunigungssignal zu erwarten ist.

Des Weiteren wurde der Raildruck im Bereich von 250 bar bis 1600 bar untersucht. Dabei lag das Hauptaugenmerk der Analysen bei einem „dieselnotenrelevanten“ Bereich von 300 bar (unterer Teillastbereich) bis 1200 bar (höherer Teillastbereich).

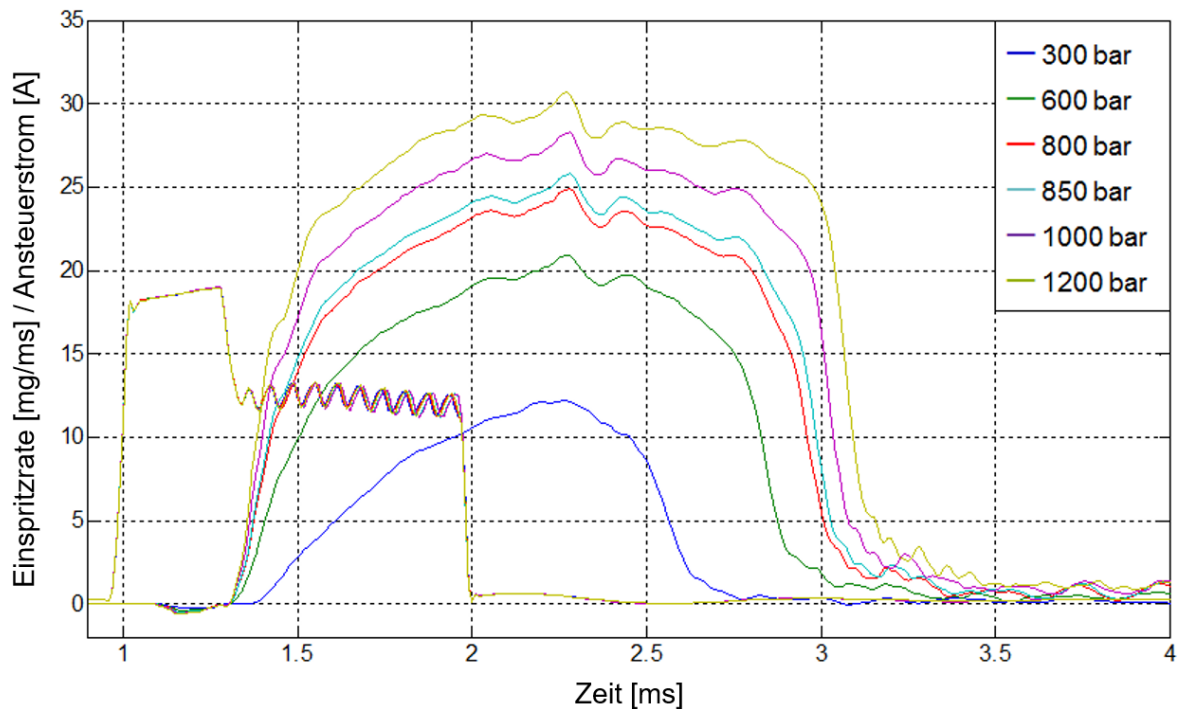


Abbildung 33: Verlauf der Einspritzrate sowie des Ansteuerstroms bei gleichen Randparametern und unterschiedlichen Raildrücken

Der Raildruck bzw. der Einspritzdruck ist beim eigentlichen Einspritzvorgang von essentieller Bedeutung. So erhöht sich die Einspritzrate erwartungsgemäß mit steigendem Raildruck. Das Stromprofil, welches nach dem Prinzip des Zweipunktreglers arbeitet, wurde hierbei für alle Untersuchungen dem des Motorsteuergerätes angepasst und ist für alle Raildrücke unverändert. Aufgrund der Trägheit des Gesamtsystems gibt es einen deutlichen, teilweise vom Raildruck abhängigen Zeitunterschied zwischen dem Ansteuer- und Einspritzbeginn bzw. -ende, welcher von hoher Wichtigkeit für die Untersuchungen am Vollmotor ist. Ferner wird nun der Einfluss eines erheblichen Raildruckunterschieds (etwa 550 bar) auf das Körperschallsignal betrachtet. Hierbei werden in der folgenden Abbildung 34 zwei Messungen gegenübergestellt, welche sich bezogen auf das Ansteuersignal wie auch auf den Systemgegendruck nicht unterscheiden. Es handelt sich jeweils um einen einzigen Einspritzdüsenadelhub und der Wirkung dieser auf die Verläufe der Raildrücke bzw. der Körperschallsignale.

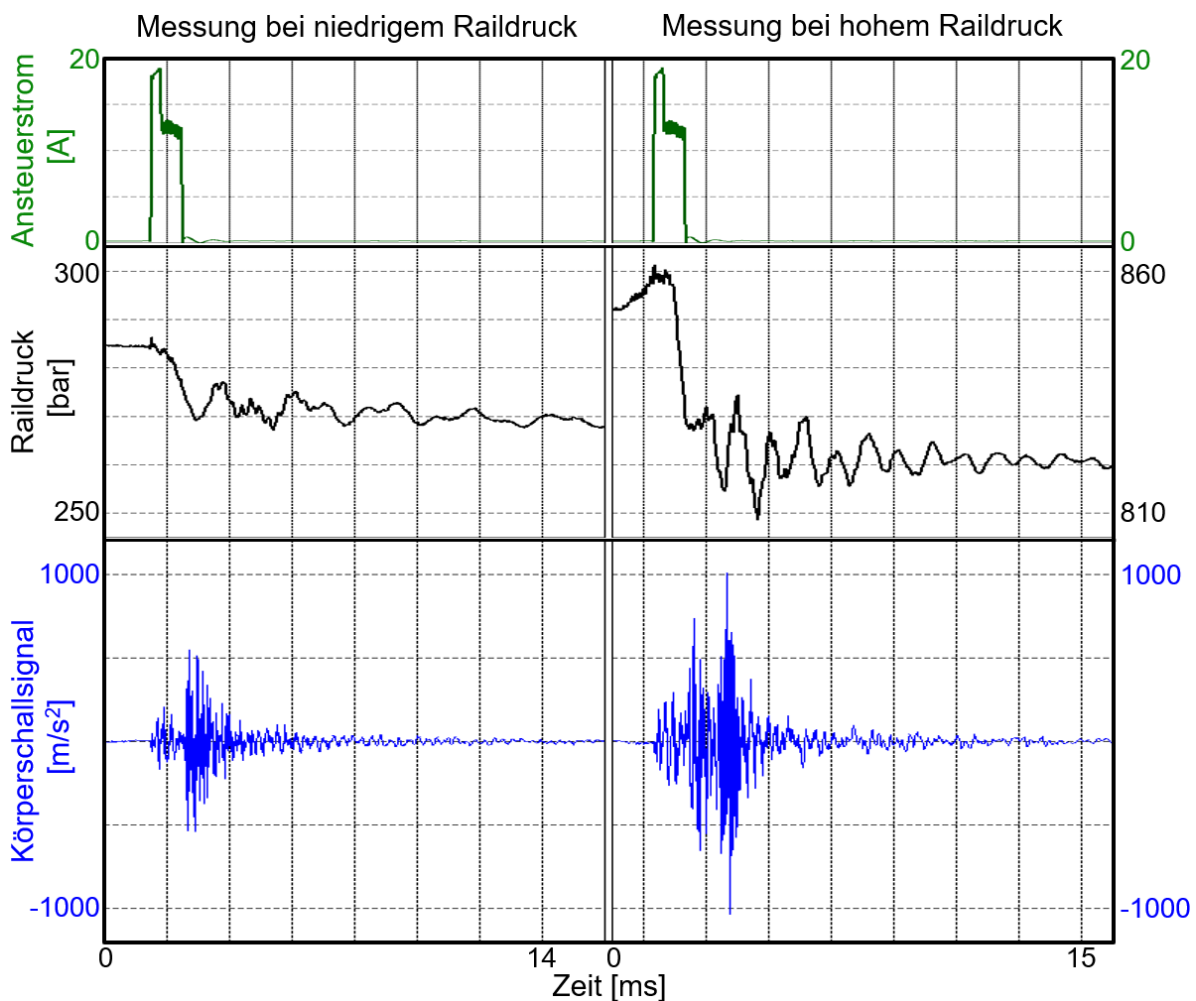


Abbildung 34: Vergleich zweier Messungen bei jeweils niedrigem und hohem Raildruck hinsichtlich des Einflusses auf das Körperschallsignal

So ist zu sehen, dass der Raildruck zum Zeitpunkt des Düsennadelöffnens stark abfällt. Je höher dabei der allgemeine Druck im Rail, desto stärker der Einbruch im Raildrucksignal beim Öffnen des Ventils. Dem gegenüber steht das resultierende Signal im Körperschall, welches mit steigendem Einspritzdruck folglich ansteigt. Besonders bei der zweiten Messung mit höheren Raildruck sind das Injektoröffnen und -schließen gut im Körperschallsignal zu erkennen. So hebt der Magnetanker beim Einspritzvorgang die Ventilkugel aus deren Sitz, wobei der Anker selbst an seine Begrenzung im Injektorgehäuse schlagartig herangepresst wird, was sich im ersten großen Beschleunigungspeak bei etwa 750 m/s^2 widerspiegelt. Beim Injektor-schließen hingegen drückt die Ventildfeder den Anker nun wieder in seinen Sitz, wobei fast zeitgleich die Düsennadel ebenfalls wieder in ihren Sitz fällt. Dies mündet letztendlich im höchsten Beschleunigungspeak bei etwa 1000 m/s^2 .

Für die im nächsten Kapitel zu untersuchenden Brennraumdruckabschätzungen über die Körperschallsignale sowie deren Einfluss auf die letztendliche Schätzung der Dieselnote ist es unerlässlich die Einspritzzeiten jedes Arbeitsspiels möglichst genau detektieren zu können.

Um dies zylinderselektiv umzusetzen, wurden die Einspritzparameter für jeden Injektor gleichermaßen untersucht, um die signifikanten Unterschiede zwischen diesen, vor allem im Körperschallsignal, zu bestimmen. Hierdurch können deren Einflüsse bei den Untersuchungen am Vollmotor möglichst gut in die späteren Modelle berücksichtigt werden. Dazu ist es, neben dem Raildruck, von ebenso hoher Wichtigkeit die Ansteuerdauern der Vor- und Haupteinspritzungen injektorindividuell zu untersuchen.

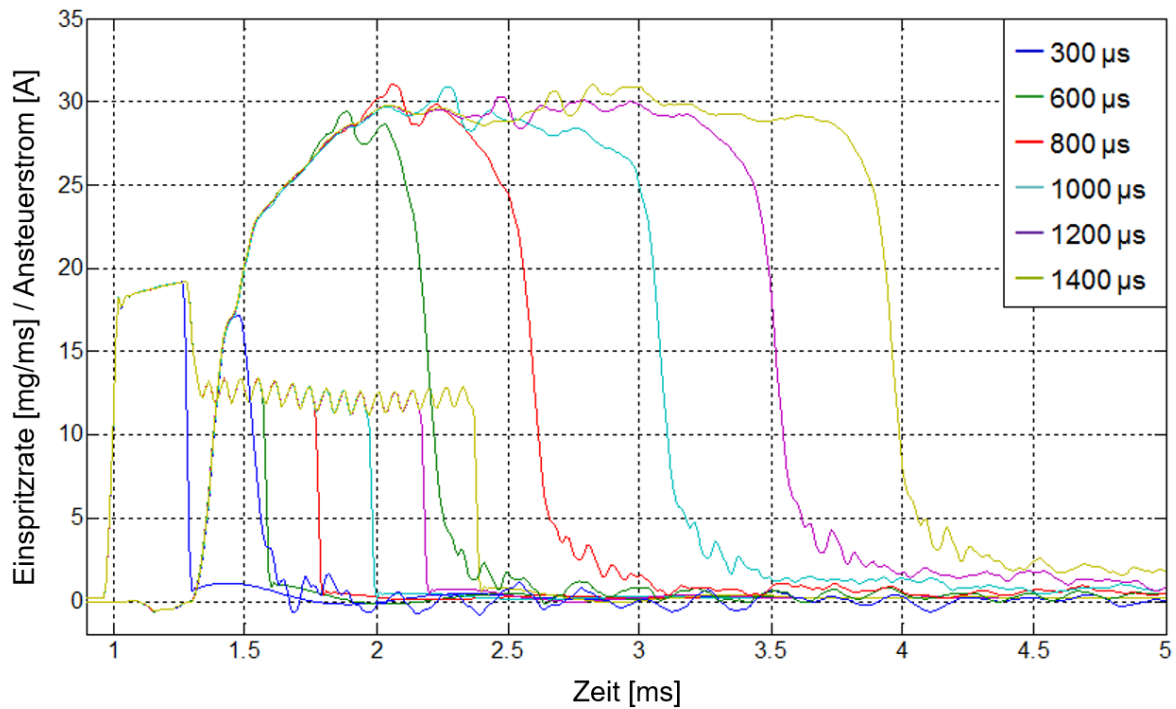


Abbildung 35: Verlauf der Einspritzrate sowie des Ansteuerstroms bei gleichen Randparametern und unterschiedlichen Ansteuerdauern

Hierzu wurden in Abbildung 35 sechs verschiedene Ansteuerdauern mit den dazugehörigen Ansteuerströmen dargestellt. Erwartungsgemäß steigt auch hier das Signal der Einspritzrate bzw. der Injektormassenstrom mit dem der Ansteuerdauer. Besonders hervorzuheben sind jedoch die Maxima der Einspritzraten, welche ab einer bestimmten Ansteuerdauer im Zeitbereich beharren. Während die Boostphasen der Stromsignale nahezu gleich verlaufen, sind die eigentlichen Unterschiede in der Haltephase zu finden. Bei besonders kleinen Einspritzzeiten baut sich bis zu einer gewissen Grenze kein Haltestrom mehr auf, die Düsenadel schließt wieder und es wird nicht die maximale Durchflussmenge erreicht. Erst bei einer Einspritzrate von etwa 30 mg/ms ist der Injektor voll geöffnet, wodurch der maximale Massenstrom erreicht ist. In diesem Zustand wird von einem nicht-ballistischen Verhalten des Injektors gesprochen. Dabei ist es irrelevant wie lange eingespritzt wird, da nur noch die Einspritzmenge, nicht aber die Einspritzrate nun noch ansteigen. Ist die Nadel während des Einspritzvorganges nicht voll geöffnet, wird laut REIF [54] von einem ballistischen Verhalten des Nadelhubes gesprochen. Im Folgenden werden nun die, dem stationären Betrieb am Versuchsmotor nachempfundenen und am Injection Analyzer durchgeführten, Einspritzvorgänge anhand der Einspritzrate sowie

des Körperschallsignals in einer speziellen Zeit-Frequenzanalyse, der Smoothed-Pseudo-Wigner-Ville-Verteilung, analysiert. Hierbei sind im oberen Bereich der Abbildungen das gemessene Beschleunigungssignal (graue Linie), dessen Einhüllende (rote Linie), der Verlauf der Einspritzrate (pinke Linie), der Ansteuerstrom (blaue Linie) sowie die Beginne (SOI: *start of injection*, dunkel-grau, gestrichelt) und Enden (EOI: *end of injection*, schwarz, gestrichelt) der Einspritzungen dargestellt. Im unteren Bereich der Abbildungen wird die eigentliche Wigner-Ville-Verteilung gezeigt. Der gestrichelte, rote Bereich umfasst dabei jeweils den Bereich der Einhüllenden des Körperschallsignals.

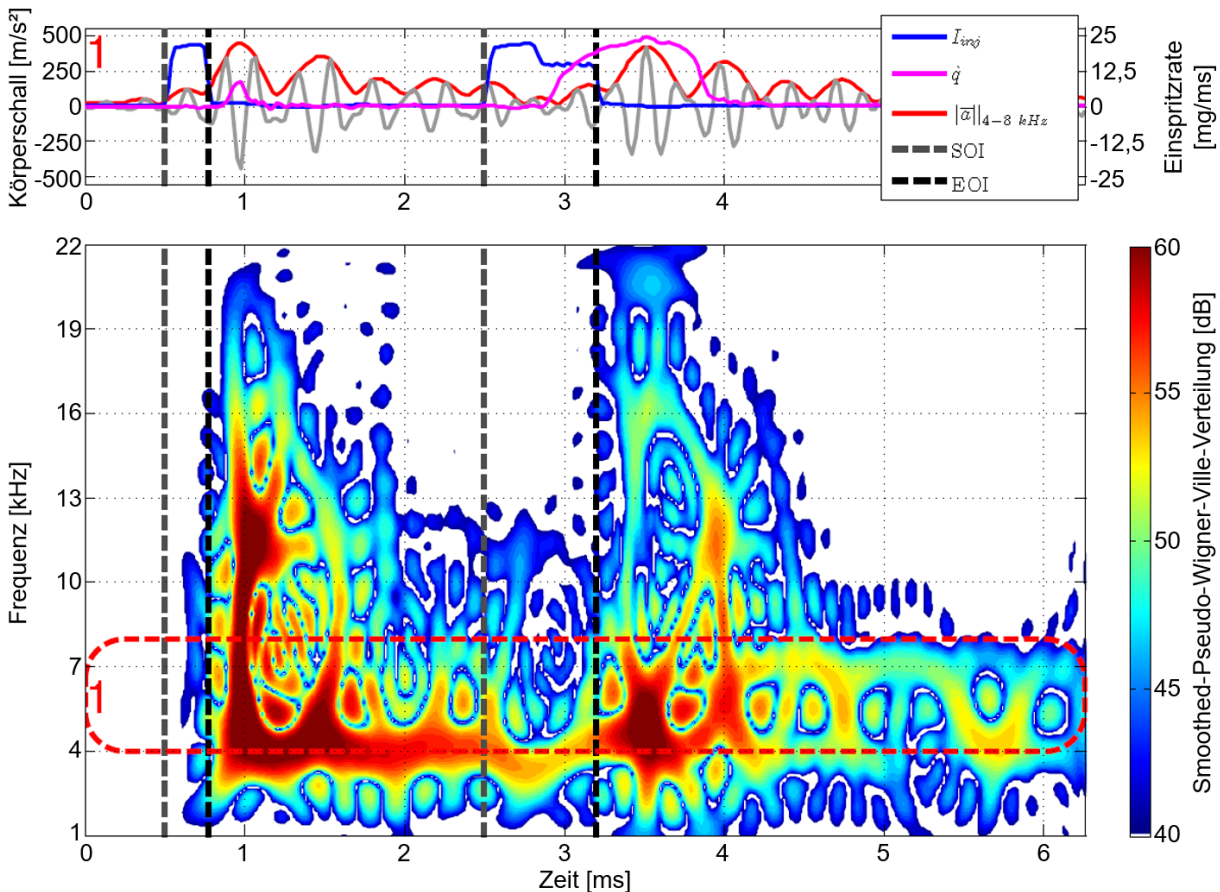


Abbildung 36: Zeit-Frequenzanalyse des Körperschallsignals von Injektor 2, $f = 4 - 8$ kHz, unbefuerter Betrieb am Einspritzkomponentenprüfstand

In Abbildung 36 ist die Wigner-Ville-Verteilung eines Einspritzvorganges, bestehend aus Vor- und Haupteinspritzung, beispielhaft von Injektor 2, dargestellt. Hierfür wurden die Parameter der Messungen am Motorprüfstand im stationären Betrieb bei einer Drehzahl von 1750 min^{-1} und einer Last von 100 Nm folgendermaßen übernommen:

- Raildruck: $p_{rail} = 865 \text{ bar}$
- Ansteuerdauer der Voreinspritzung: $\Delta t_{PI} = 252 \text{ } \mu\text{s}$
- Ansteuerdauer der Haupteinspritzung: $\Delta t_{MI} = 721 \text{ } \mu\text{s}$
- Abstand SOI_{PI} zu $SOI_{MI} = 16 \text{ } ^\circ\text{KW}$

Wie in Abbildung 36 zu sehen, sind die höchsten Amplituden im gesamten Körperschallsignal zumeist im relativ niedrigen Frequenzbereich zu finden, wobei der Bereich der Voreinspritzung ein deutlich höheres Energieniveau besitzt als der Bereich der Haupteinspritzung. Dies ist daran zu erkennen, dass sich im Bereich nach EOI_{PI} die höchsten Pegel über einen größeren Zeit- und Frequenzbereich erstrecken. Des Weiteren sind die Reflexionen der Einspritzsignale im Körperschall weitestgehend in diesem Frequenzbereich zu detektieren. Dies ist ebenfalls in der Einhüllenden des gefilterten Rohsignals des Beschleunigungssensors, im oberen Teil der Abbildung 36, zu sehen, wonach den größten Amplituden (Bereich der Vor- und Haupteinspritzung) im Zeitsignal stetig kleiner werdende Amplituden folgen.

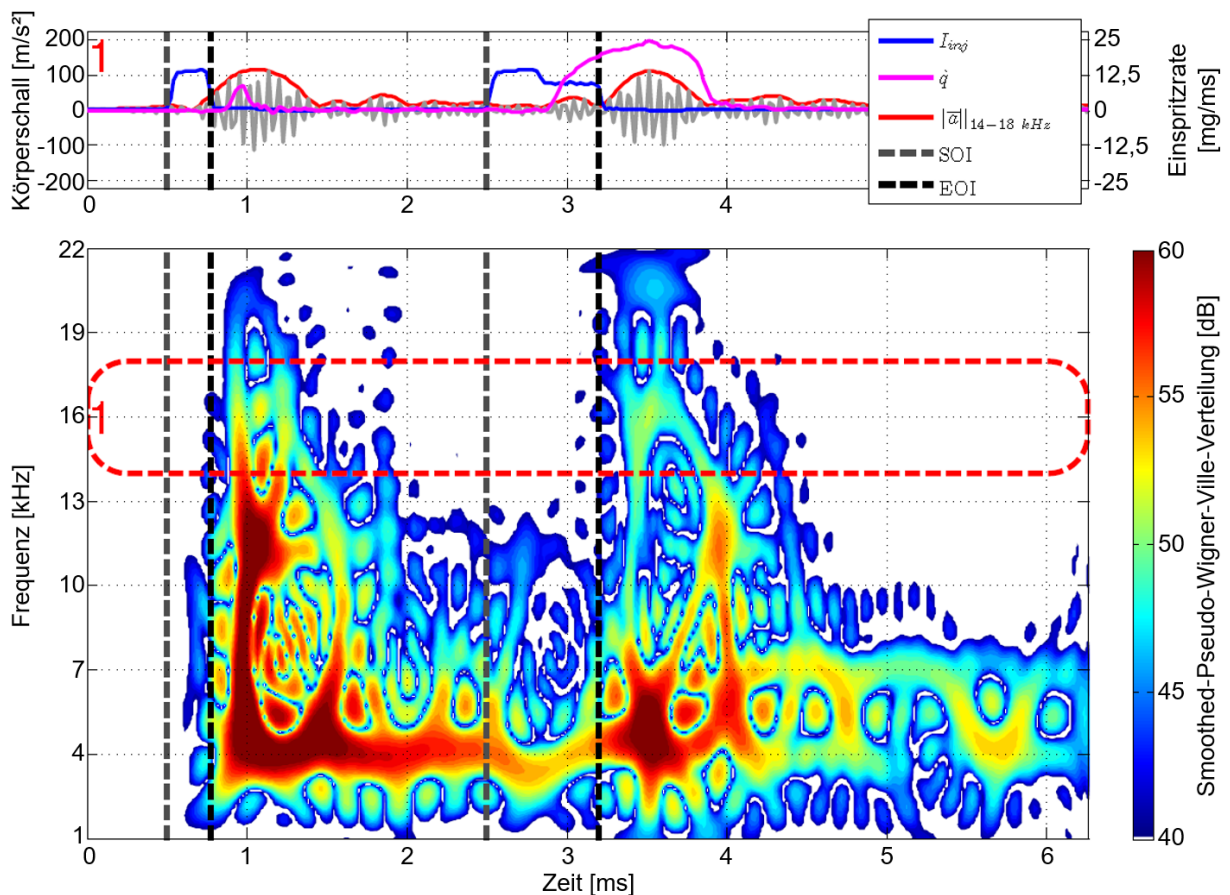


Abbildung 37: Zeit-Frequenzanalyse des Körperschallsignals von Injektor 2, $f = 14 - 18$ kHz, unbefueter Betrieb am Einspritzkomponentenprüfstand

Weiter fundiert werden die Erkenntnisse aus Abbildung 36 mit denen aus Abbildung 37. Hierbei wird nun ein wesentlich höherer Frequenzbereich betrachtet ($f = 14 - 18$ kHz). In diesem sind sowohl die Beschleunigungspegel in der Wigner-Ville-Verteilung als auch die Amplituden der Einhüllenden des Körperschallsignals bedeutend kleiner. Aufgrund dessen können auch kaum Reflexionssignale detektiert werden, sodass lediglich die eigentliche Einspritzung im Körperschall wiedergegeben und alle Überlagerungseffekte ausgeblendet werden. Somit erweist es sich als äußerst schwierig über das Öffnungs- und Schließverhalten des Injektors in diesem Frequenzbereich eine stichhaltige Aussage zu treffen.

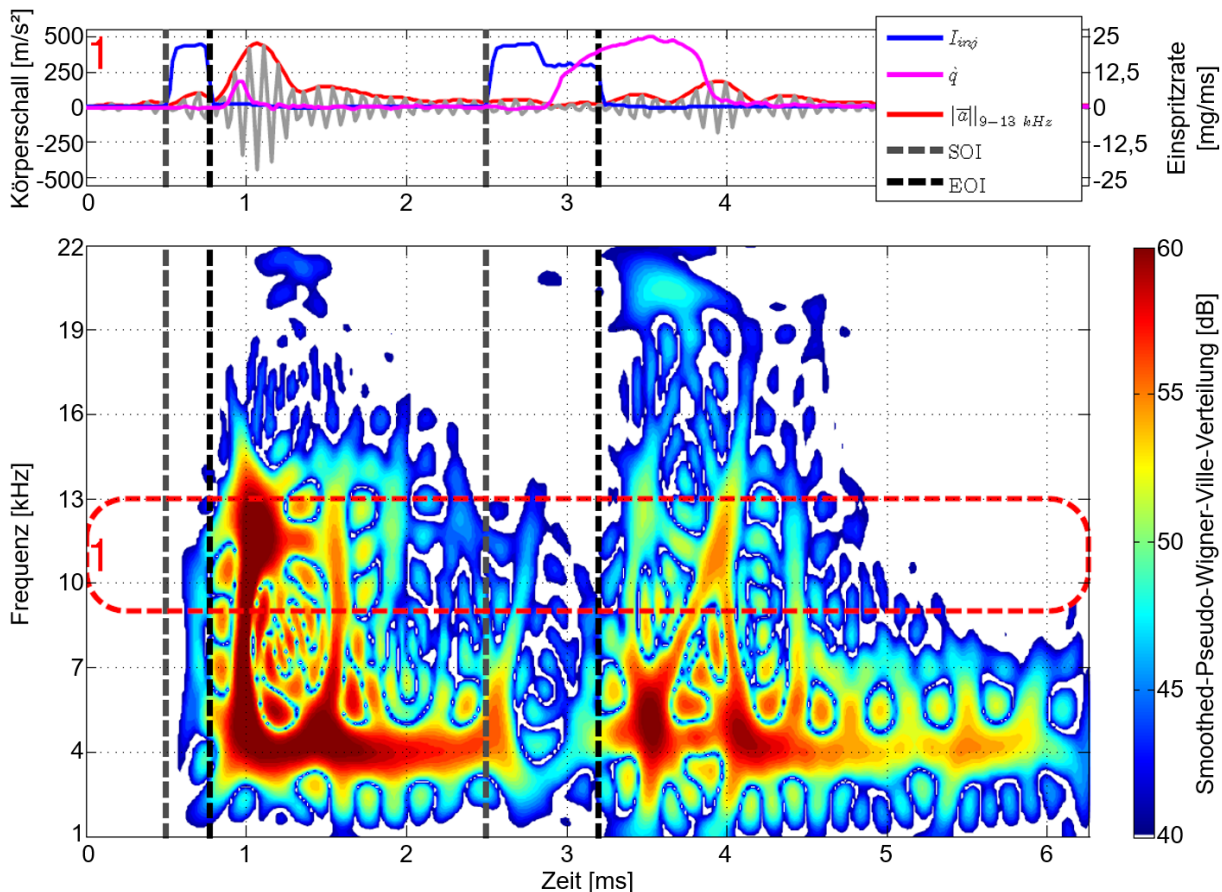


Abbildung 38: Zeit-Frequenzanalyse des Körperschallsignals von Injektor 1, $f = 9 - 13$ kHz, unbefuerter Betrieb am Einspritzkomponentenprüfstand

In Abbildung 38 ff. beziehen sich die Analysen der Wigner-Ville-Verteilung nun auf den Frequenzbereich 9 kHz bis 13 kHz, wobei in Abbildung 38 zunächst Injektor 1 betrachtet wird. Es ist ersichtlich, dass in diesem Frequenzbereich die Voreinspritzung sowohl die höheren Amplituden im Körperschallsignal als auch die höheren Pegel in der Wigner-Ville-Verteilung aufweist. Auch hier sind die Reflexions- und Überlagerungseffekte weniger ersichtlich, als im niedrigen Frequenzbereich, siehe Abbildung 36. Wie bereits erwähnt, sind die lokalen Amplituden des Beschleunigungssignals im Bereich der Voreinspritzung deutlich höher als im Bereich der Haupteinspritzung. Jedoch ist im Bereich der Haupteinspritzung ebenfalls ein lokales Maximum zu sehen. Dies tritt wiederum im Bereich des Nadelschließens auf. Da die Reflexionen und Überlagerungen des Einspritzsignals in diesem Frequenzbereich kaum zur Geltung kommen und der eigentliche Einspritzvorgang der Haupteinspritzung wesentlich früher erfolgt, resultiert dieses lokale Maximum des Körperschallsignals höchstwahrscheinlich aus dem Schließvorgang der Düsennadel, nachdem der Ansteuerstrom zuvor bereits abgeschaltet wurde. Dieser zeitliche Versatz entsteht, wie zuvor bereits gezeigt, durch die Trägheit des Gesamtsystems. Es ist nun ebenfalls anzunehmen, dass das globale Maximum im Körperschallsignal dem Nadelschließen der Voreinspritzung zuzuordnen ist, was es daher ermöglicht die Injektoren untereinander innerhalb dieser Randbedingungen zu vergleichen.

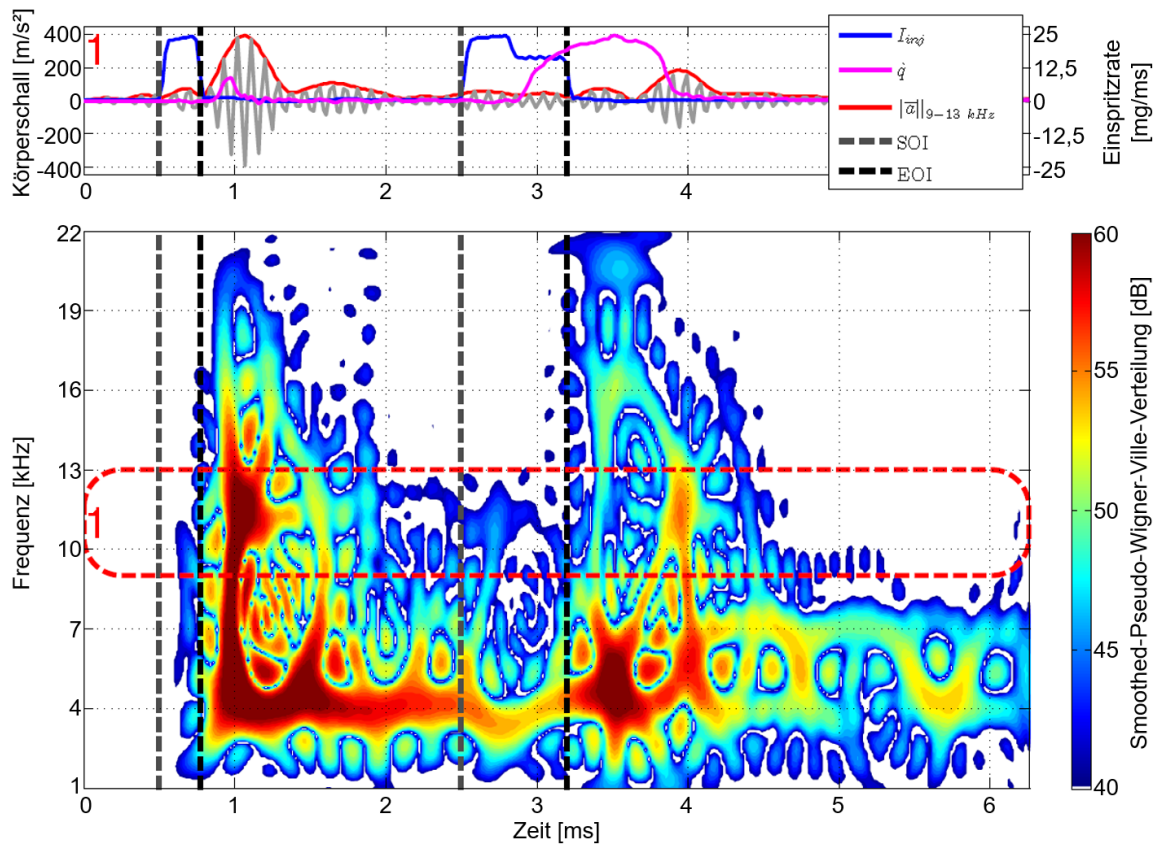


Abbildung 39: Zeit-Frequenzanalyse des Körperschallsignals von Injektor 2, $f = 9 - 13$ kHz, unbefuerter Betrieb am Einspritzkomponentenprüfstand

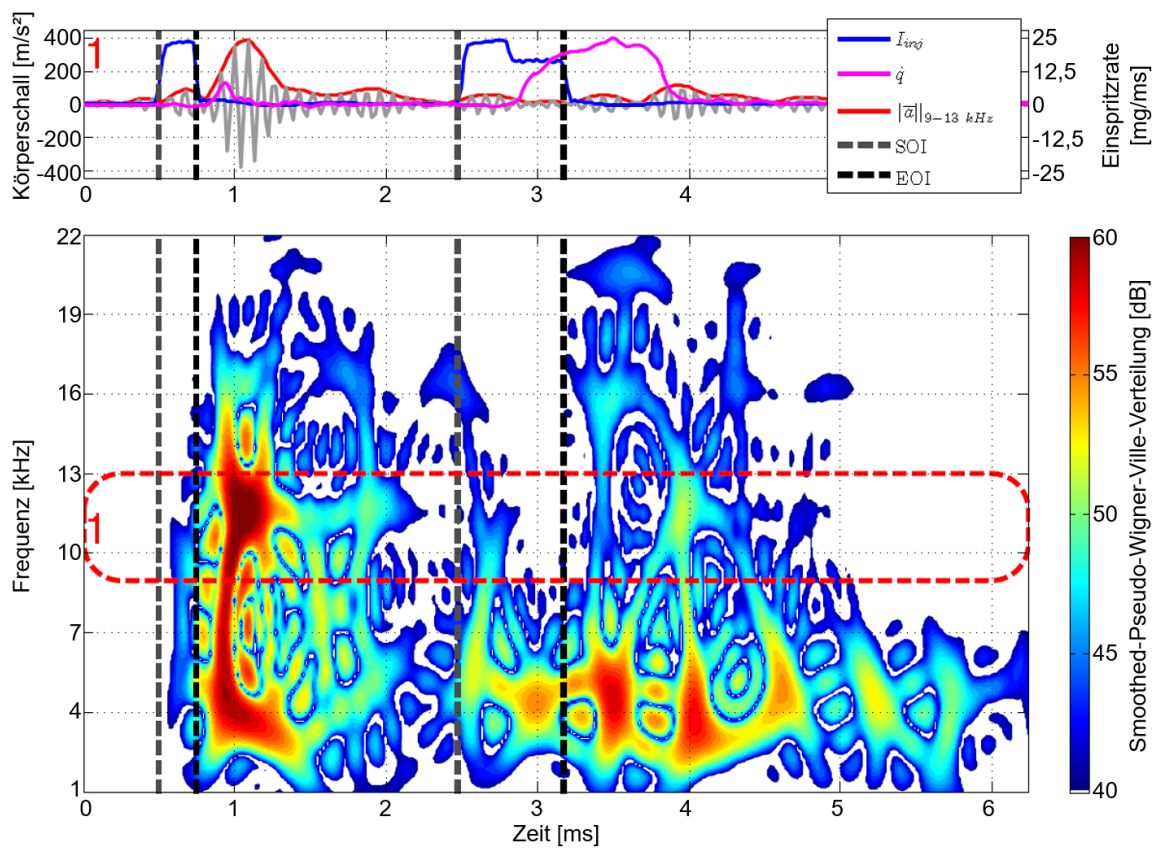


Abbildung 40: Zeit-Frequenzanalyse des Körperschallsignals von Injektor 3, $f = 9 - 13$ kHz, unbefuerter Betrieb am Einspritzkomponentenprüfstand

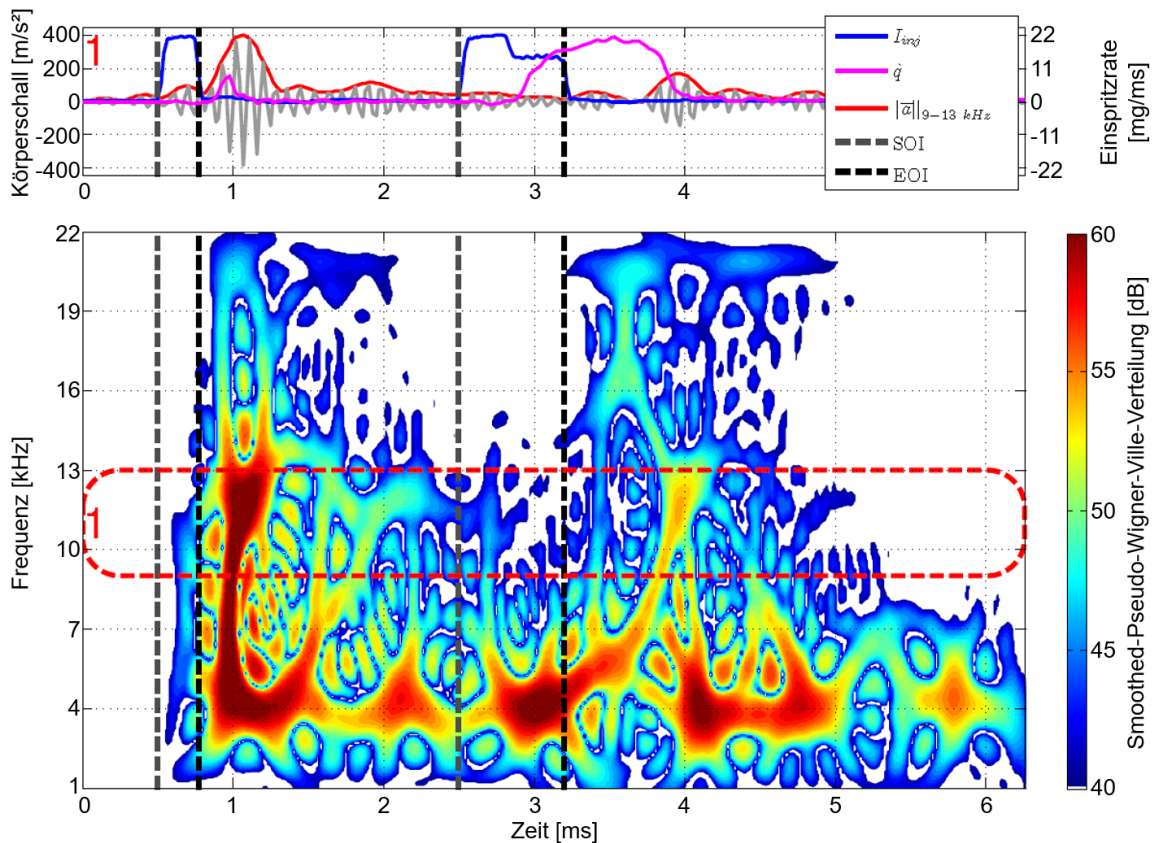


Abbildung 41: Zeit-Frequenzanalyse des Körperschallsignals von Injektor 4, $f = 9 - 13$ kHz, unbefuerter Betrieb am Einspritzkomponentenprüfstand

So weisen die Injektoren 2, 3 und 4 in Abbildung 39, Abbildung 40 und Abbildung 41 besonders beim Nadelschließen der Voreinspritzung ein deutlich niedrigeres Beschleunigungssignal auf als Injektor 1. Beim Nadelschließvorgang der Haupteinspritzung hingegen weist Injektor 2 einen leicht höheren Peak auf, wohingegen die Amplitude bei Injektor 3 deutlich geringer ist. Bei allen untersuchten Injektoren lässt sich in diesem Frequenzbereich zudem ein kleinerer Peak direkt vor dem Peak, welcher der Voreinspritzung zuzuordnen ist, feststellen. Wie bereits beschrieben, resultiert aus dem Impuls des Nadelschließens ein größeres Beschleunigungssignal als aus dem inversen Impuls des Nadelöffnens. Es wird daher angenommen, dass es sich bei den jeweiligen kleineren Peaks vor dem globalen Maximum um das Antwortsignal des Nadelöffnens handelt, da alle Störeinflüsse, welcher der Beschleunigungssensor detektieren könnte, in diesem Bereich weitestgehend ausgeschlossen werden können. Somit kann auch das Nadelöffnen mit hoher Sicherheit im Körperschall detektiert werden. Diese Effekte konnten in Referenzmessungen, u.a. auch bei verschiedenen Einspritzparametern, bestätigt werden, sodass jene Unterschiede zwischen den Injektoren in den Regressionsmodellen berücksichtigt werden konnten. Nun ist noch zu klären, ob und in welchem Maße diese Effekte im Körperschall unter möglichst gleichen Randbedingungen im befeuerten Betrieb auftreten. Dazu wurden die Beschleunigungssignale, wie in 0 bereits erwähnt, an derselben Messstelle am Injektor abgegriffen, sodass nun ein direkter Vergleich innerhalb gleicher Frequenzbereiche stattfinden

kann. Dabei wurden die jeweiligen Graphen der Einspritzraten aus den Messungen am Einspritzkomponentenprüfstand in die Diagramme eingefügt.

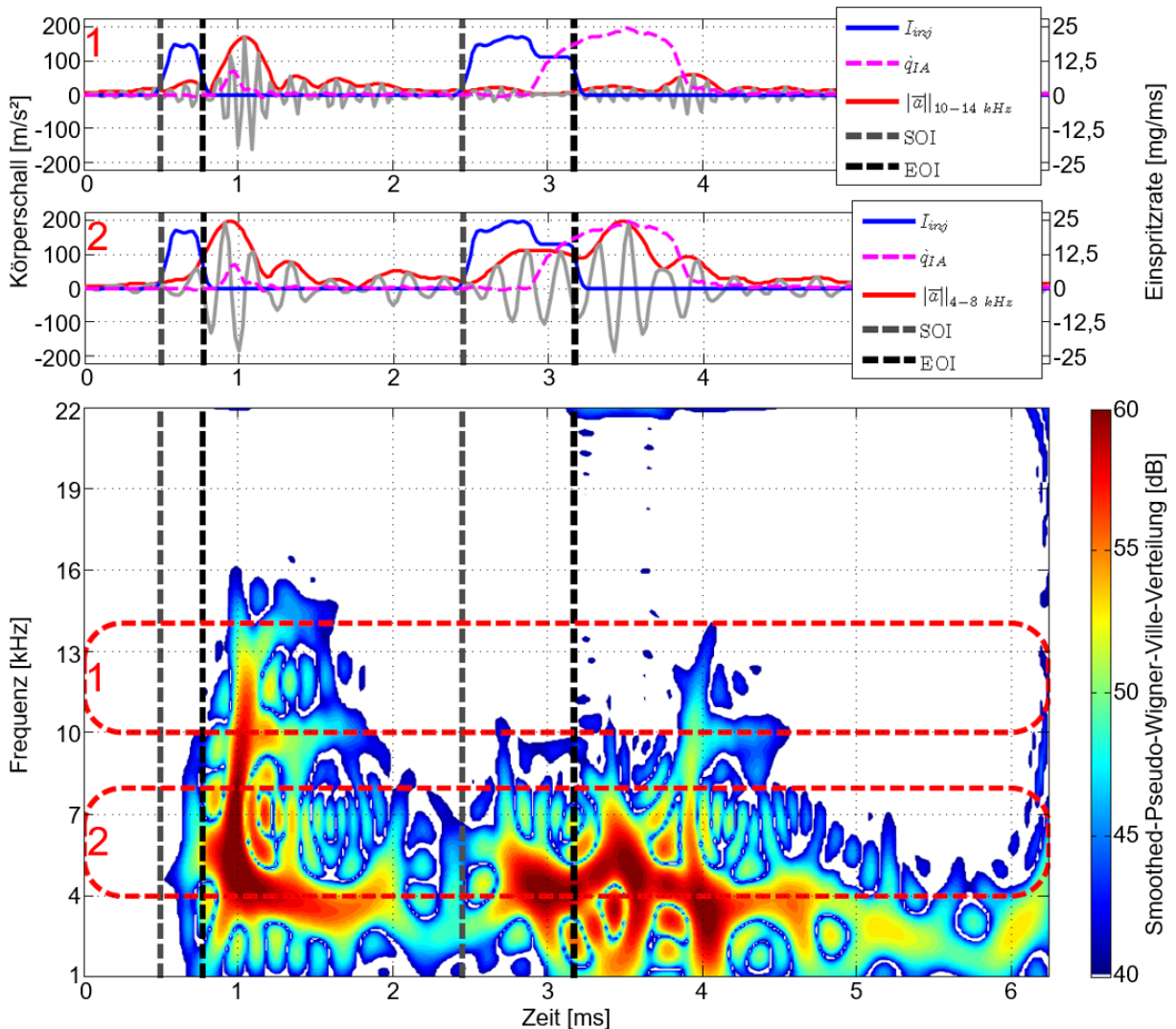


Abbildung 42: Zeit-Frequenzanalyse des Körperschallsignals von Injektor 2, $f = 4 - 8 \text{ kHz} / 10 - 14 \text{ kHz}$, befeuerter Betrieb am Motorprüfstand

Zunächst wird in Abbildung 42 der relativ niedrige Frequenzbereich von $f = 4 - 8 \text{ kHz}$ des Beschleunigungssignals betrachtet. Im Gegensatz zur Messung am Injection Analyzer, siehe Abbildung 36, werden die Reflexionssignale von den Störeinflüssen des Motorgesamtsystems beeinträchtigt. So entstehen durch die Vibrationen, welche aus der Verbrennung resultieren, Impulse, die vom Beschleunigungssensor aufgenommen werden, jedoch nichts mit dem eigentlichen Einspritzvorgang zu tun haben. So kommt es zu Überlagerungseffekten im Körperschallsignal, welche die Reflexionssignale überwiegend dämpfen. Dennoch ist besonders der Bereich der Voreinspritzung gut zu erkennen, da deren Impulse deutlich größer sind als Vibrationsimpulse des befeueren Motors. Der Bereich der Haupteinspritzung hingegen lässt sich hierbei nicht so einfach im Frequenzbereich detektieren, besonders was den Öffnungs- und

Schließbereich des Injektors angeht, da die angesprochenen Überlagerungseffekte diese weitestgehend überdecken. Lediglich das lokale Maximum ist eindeutig dem Haupteinspritzvorgang zuzuordnen.

Wird nun der Frequenzbereich von 10 kHz bis 14 kHz betrachtet, so ist zu sehen, dass die Beträge der Amplituden im Vergleich zu den Messungen am Injection Analyzer um einiges niedriger, dennoch unschwer zu erkennen sind. Der Bereich der Voreinspritzung tritt hierbei wiederum wesentlich stärker in Erscheinung und ist demnach auch im befeuerten Betrieb, trotz der damit einhergehenden Störquellen, eindeutig zu definieren. Der Bereich des Nadelöffnens aller Einspritzvorgänge im Motorbetrieb ist jedoch im Körperschall nur zu erahnen, da die dazugehörigen Peaks bereits am Einspritzkomponentenprüfstand nur geringfügig heraustraten und nun am Motorprüfstand von anderen Störsignalen überlagert werden. So ist im befeuerten Betrieb lediglich der Bereich des Nadelschließens im Körperschall zu sehen, was für die weiteren Untersuchungen für die Optimierung der Regressionsmodelle ausreichend ist.

4.2.2 Untersuchung der psychoakustischen Kenngrößen für die Ticker-note

Nachdem die Ursachen für das tickernde Verhalten der Injektoren im Frequenzbereich ergründet wurde, soll aus dem Ansatz zur Berechnung der Dieselnotenverteilung nunmehr eine weitere empirische Formel entstehen und zwar jene zur Bestimmung des Tickergeräuschanteils auf Basis empfindungsbasierter Größen. Wie schon zuvor in 4.1.1 werden hierbei wieder die psychoakustischen Kenngrößen zunächst alleinstehend betrachtet mit dem Unterschied, dass nun sowohl der Diesel- als auch der Ottomotor berücksichtigt werden, da beide ein grundlegend ähnliches Einspritzsystem und damit ein mehr oder weniger großes „Tickerpotential“ aufweisen.

Ein tickerndes Geräusch am Gesamtmotor wird prinzipiell als sehr impulshaft, jedoch weniger laut als ein nagelndes Geräusch wahrgenommen. Des Weiteren werden die Tickergeräusche anders als das Nagelgeräusch eher den höheren Frequenzbereichen zugeordnet. Da die Schärfe im Gegensatz zur Rauigkeit ein geeignetes Maß zur Erfassung von Geräuschanteilen im hohen Frequenzbereich darstellt, siehe 2.1.2, wird nunmehr die Rauigkeit durch ebenjene Schärfe als Bestandteil der empirischen Formel zur Beschreibung des Tickergeräusches ersetzt.

Lautheit

Wie auch beim Dieselmotor, siehe Abbildung 20, steigt die wahrgenommene Lautheit beim Ottomotor in Abbildung 43 sowohl mit der Drehzahl als auch mit der Last relativ kontinuierlich an. Unterschiedlich jedoch ist die Diskrepanz zwischen Drehmoment- und Drehzahleinfluss, wobei der Lautheitsverlauf besonders bei 1750 min^{-1} und 2250 min^{-1} diskontinuierlich er-

scheint. Des Weiteren sind die Schlepp-, Leerlast- sowie Teillastbetriebspunkte des Ottomotors im Vergleich zum Dieselmotor erwartungsgemäß als wesentlich weniger laut bewertet worden, wobei die jeweils höchsten Lautheitsbewertungen beider Motoren nahezu gleich sind. Auffällig ist außerdem, dass das mechanische Geräusch im Schleppbetrieb drehzahlunabhängig eine geringere Lautheit aufweist, als der Motorleerlauf.

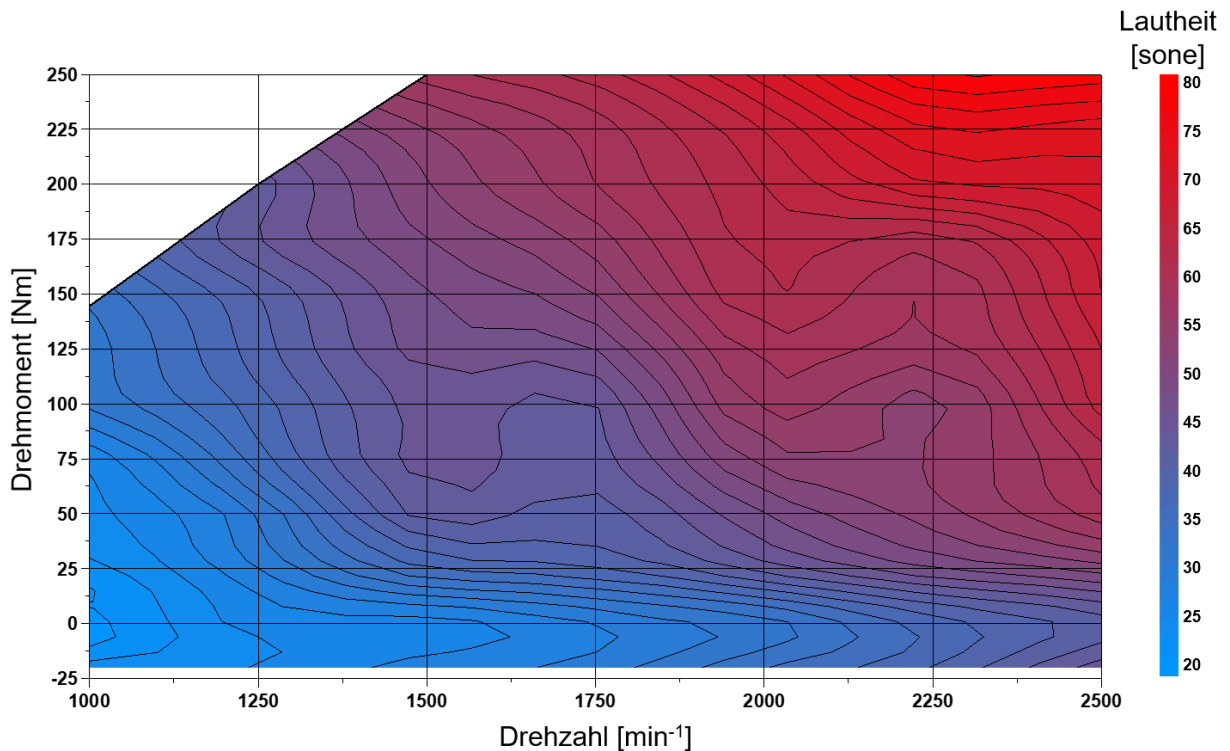


Abbildung 43: Lautheitsverteilung des Ottomotor-Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

Schärfe

Ferner wird nun in den folgenden Abbildungen die Schärfebewertung betrachtet, wobei zunächst auf den Vollmotorbetrieb (Otto und Diesel) sowie im Anschluss auf den Injektorbetrieb ohne Motorlauf (Otto) eingegangen wird. Verwendet wird die Schärfebewertung nach AURES [55]. Hierbei ist in Abbildung 44 zu sehen, dass die Schärfe bei den Ottomotorversuchen mit der Last ansteigt, wohingegen die Drehzahl einen geringeren Einfluss aufweist. Umgekehrt scheint es sich bei den Dieselmotorversuchen zu verhalten, siehe Abbildung 45. So ist nun wiederum die Drehzahl hauptauschlaggebend für den Schärfeverlauf des Motorkennfelds, wobei die betriebspunktabhängigen Einzelwerte deutlich niedriger sind, als die des Ottomotor-Kennfelds, was durchaus nachvollziehbar ist, da das höherfrequente Tickergeräusch aufgrund der geringeren Maskierung durch das Verbrennungsgeräusch deutlicher zum Vorschein kommt, als das Tickergeräusch des Dieselmotors.

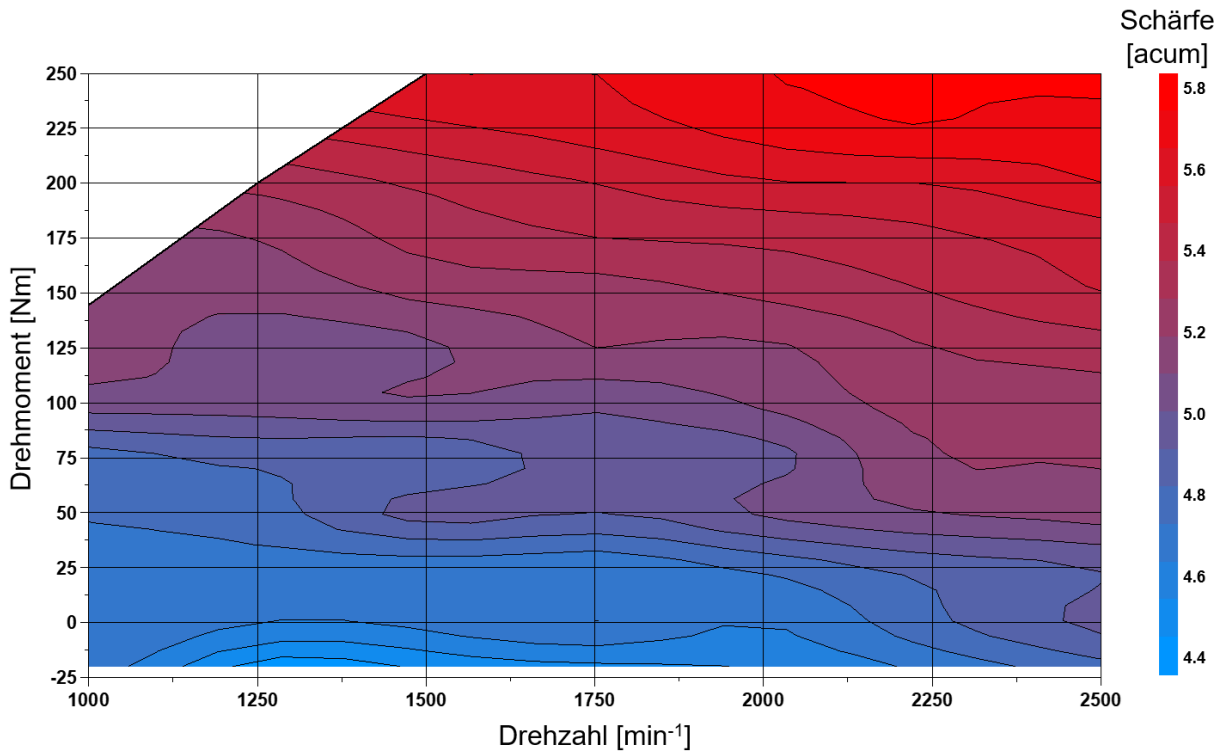


Abbildung 44: Schärfeverteilung des Ottomotor-Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

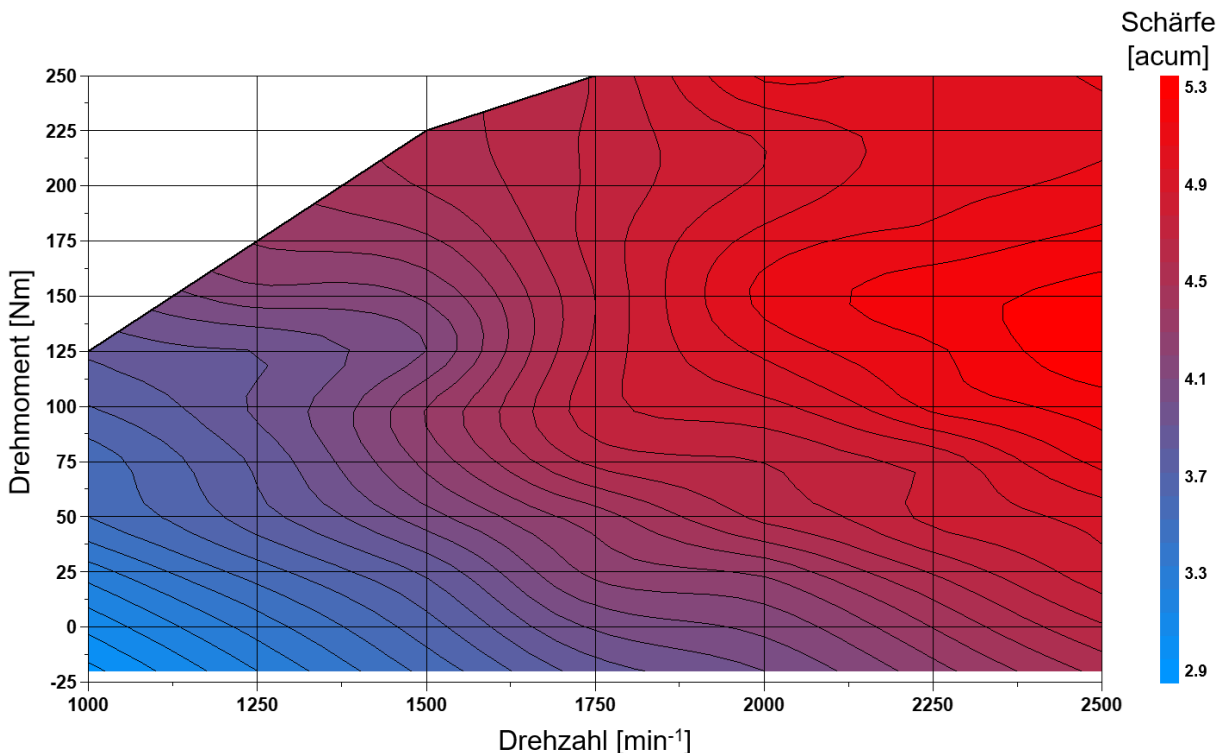


Abbildung 45: Schärfeverteilung des Dieselmotor-Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

Um die Schärfe gezielter anhand des Tickerns analysieren zu können, wurden Untersuchungen am Akustikprüfstand ohne Motorlauf angestrebt, bei welchen lediglich die Injektoren, nicht aber die Hochdruckpumpe betrieben werden konnten, weshalb es auch nicht möglich war Druck im Rail aufzubauen. So wurde lediglich die Einspritzdauer den realen Motorbetriebspunkten hinsichtlich der Drehzahl angepasst, was in Abbildung 46 zu sehen ist.

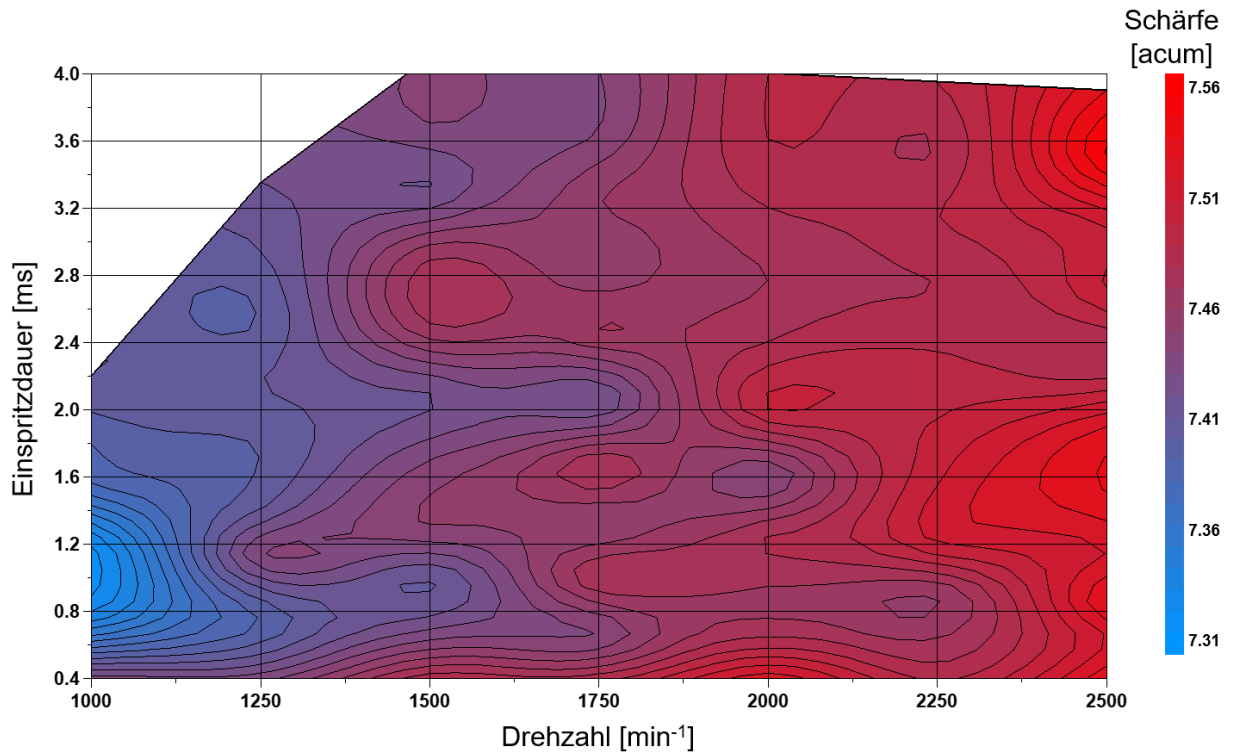


Abbildung 46: Schärfeverteilung des Einspritzdauer-Drehzahl-Kennfelds bei autark arbeitenden Injektoren ohne Motorlauf

Ungeachtet dessen kann ein deutlicher Drehzahleinfluss festgestellt werden, da ein höherfrequentes Einspritzmuster demzufolge schärfer klingt. Ferner ist zu erkennen, dass im Vergleich zu den Schärfeverteilungen des befeuerten Motorbetriebs erheblich höhere Schärfebewertungen bei reinem Injektorbetrieb bestimmt wurden, was den Ansatz der empirischen Tickerbewertungsformel stützt, wonach das reine Tickern aufgrund seines Vorkommens im höheren Frequenzbereich prinzipiell eher scharf als rau sein muss. Einen Zusammenhang der Schärfe mit impulshaltigen Geräuschen wurde zudem schon in den Untersuchungen von HOECHSTETER ET AL. [56] nachgewiesen. Eine stufenweise Erhöhung der Einspritzdauer ohne entsprechendem Raildruck hingegen bringt kaum Erkenntnisse hinsichtlich der Schärfebewertung. Um dennoch die Abhängigkeit des Raildrucks untersuchen zu können, wurde abermals der Injection Analyzer verwendet, jedoch wiederum ohne die Möglichkeit der Nutzung von Luftschallsignalen. Vielmehr wurden die Körperschallsignale der Einspritzvorgänge bei Variation des Raildrucks betrachtet, wobei letztendlich die Schärfe berechnet wurde. Dies ist in Abbildung 47 zu sehen. Hierbei wurden drei Betriebspunkte unterschiedlicher Einspritzdrücke vergleichend dargestellt, wobei besonders große Druckdifferenzen gewählt wurden, um einen eindeutigen Nachweis der Abhängigkeit der Schärfe eines Körperschallsignals bei steigendem Raildruck zu erhalten.

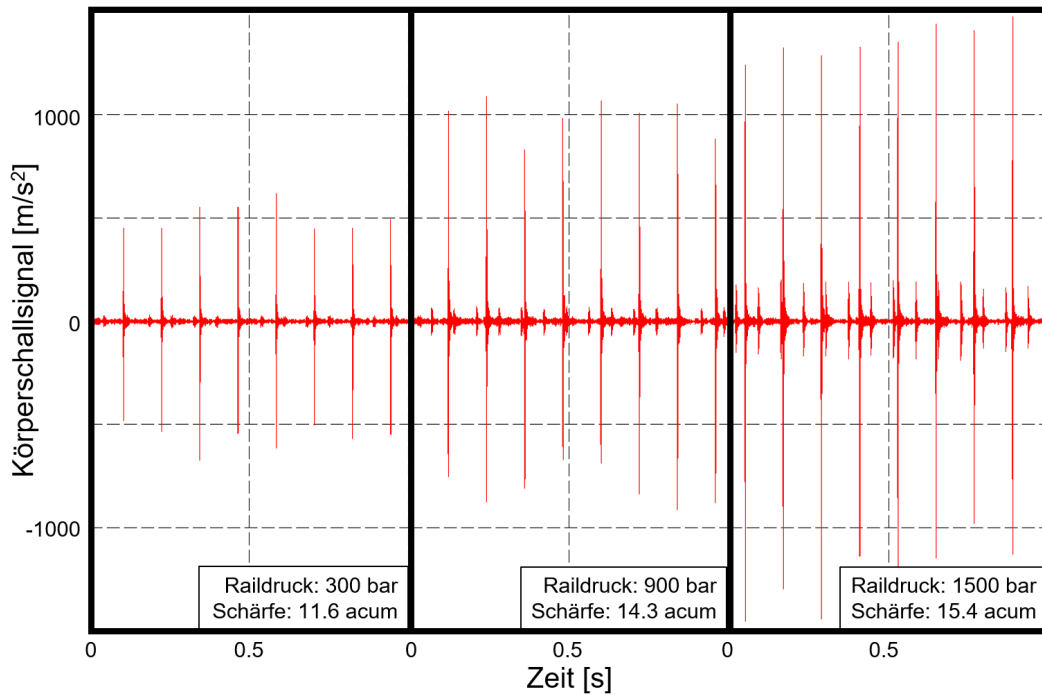


Abbildung 47: Einfluss des Raildrucks auf die Schärfewertung von Körperschallsignalen

Es ist klar zu erkennen, dass die Amplituden des Körperschallsignals erwartungsgemäß mit höherem Raildruck ansteigen. Wird der Einspritzdruck verdreifacht (siehe Bildmitte), steigen die Amplituden nahezu auf das Doppelte an. Erfolgt gar eine Verfünffachung des Drucks (siehe rechts im Bild), so erhöhen sich die Amplituden fast auf das Dreifache. Wird nun die Schärfewertung betrachtet, ist zunächst festzustellen, dass Beschleunigungssignale eines tickernenden Geräusches eine höhere Schärfe hervorbringen als Luftschallsignale. Ferner erhöht sich die Schärfe bei linear ansteigendem Einspritzdruck eher degressiv.

Impulshaftigkeit

Nachdem der jeweilige Einfluss der Lautheit sowie der Schärfe hinsichtlich der Tickergeräuschanteile betrachtet wurde, soll nun auf den wichtigsten Bestandteil der Tickerbenotungsformel eingegangen werden, der Impulshaftigkeit. So ist in Abbildung 48 die Impulshaftigkeitsverteilung des Ottomotor-Kennfelds dargestellt, wobei wieder Vergleiche mit den Bewertungen des Dieselmotor-Kennfelds, siehe Abbildung 23, aufgestellt werden.

Wie auch beim Dieselmotor treten die höchsten Impulshaftigkeitswerte im niederen Teillastbereich des Ottomotors auf, wobei die höchsten Bewertungen in einem breiteren Drehzahlbereich bei niedrigerer Last liegen. Demgegenüber treten die höchsten Bewertungen beim Dieselmotor eher in einem größeren Lastbereich bei geringerer Drehzahl auf. Ebenfalls auffällig ist der Lastbereich von 25 bis 50 Nm. Nicht nur sind dort die impulshaftesten Bewertungen auffindbar, auch erstreckt sich der impulshafte Bereich bis in den hohen Drehzahlbereich. Dies ist beim Dieselmotor nicht ansatzweise der Fall, da das Nagelgeräusch mit steigender Dreh-

zahl stärker an Intensität verliert als das Tickergeräusch. Dies ist wiederum mit den mechanischen Geräuschkomponenten zu begründen, welche das nagelnde Verbrennungsgeräusch mit steigender Drehzahl in höherem Maße maskieren als das Tickergeräusch.

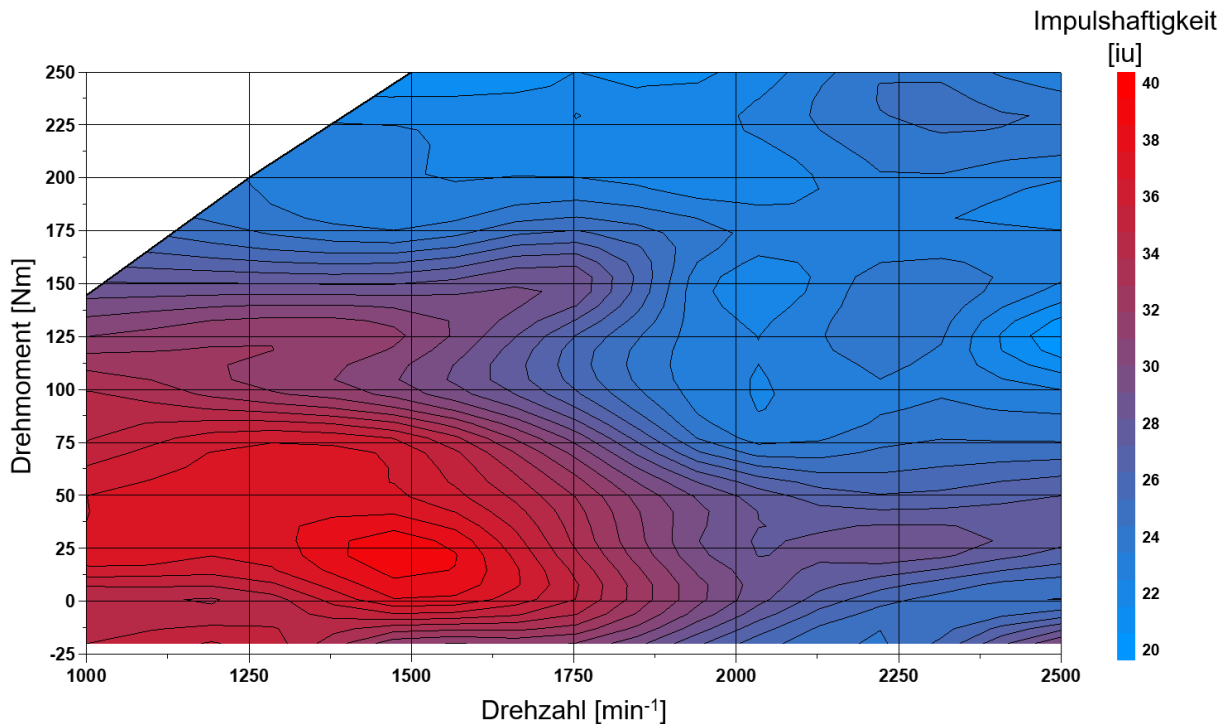


Abbildung 48: Impulshaftigkeitsverteilung nach VERHEY und HOTS des Ottomotor-Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

4.2.3 Entwicklung der empirischen Tickernotenberechnungsformel

Nach der Betrachtung der einzelnen psychoakustischen Kenngrößen wird im Nachgang nun die empirische Tickergeräuschbewertungsformel erarbeitet, mit dem Ziel, anders als in HOPPERMANN ET AL. [22], einer einheitlichen Berechnungsmethodik für Otto- sowie Dieselmotoren. Hierzu wird die finale Dieselnotenberechnungsformel aus (38) als Grundlage verwendet, wobei die Zeitrohdaten der zu bewertenden Motorbetriebspunkte nun nicht mehr ungefiltert berechnet, sondern mit einem Hochpassfilter bei 2 kHz versehen werden, um die niederfrequenten Verbrennungsgeräuscheinflüsse im Vorfeld weitestgehend auszuklammern. Dabei wurden in Zusammenarbeit mit der Abteilung für Experimentelle Audiologie um Professor Jesko Verhey verschiedene Hochpassfilterfrequenzgrenzen im Vorfeld getestet, um das Verbrennungsgeräusch effektiv vom Tickergeräusch trennen zu können. Um möglichst alle Tickergeräuschanteile miteinzubeziehen, sollte nach Abbildung 9 eine Frequenzgrenze von ca. 2,5 kHz nicht überschritten werden. Nach iterativen Untersuchungen wurde eine Filterfrequenz von 2 kHz gewählt, bei welcher das Verbrennungsgeräusch nicht mehr dominant ist und die tikernden Geräuschanteile anfangen sich auszuprägen. Wie auch schon in 4.1.2 wird die empirische Formel iterativ durch das subjektive Empfinden einer Einzelperson weiterentwickelt,

um im Anschluss durch Hörversuche validiert und somit objektiviert zu werden. So ist die Basis der Tickernote die folgende Formel:

$$TN = a * S + b * I + c * N + d \quad (39)$$

Wie erwähnt, ersetzt die Schärfe S die Rauigkeit R , wobei im Nachgang nun auch die Parameter zur Übertragung der Dieselnotenskala von eins (maximales Tickern) bis zehn (kein Tickern) übernommen und angepasst werden (SCHNEIDER ET AL. [18]).

$$TN = -(0.047 * S + 0.166 * I + 0.015 * N) + 15.5 \quad (40)$$

Auch bei der Tickernote ist es dabei unumgänglich Notengrenzen zu definieren, um die Noten 1 und 10 zu fixieren, sodass alle zu untersuchenden Motorbetriebspunkte rechnerisch in diesem Skalenbereich liegen werden. Hierzu wurde die Bewertung des impulshaftesten Injektorbetriebspunktes ohne Motorlauf durch Parametervariation der Formel als Note 1 festgelegt. Für die obere Grenze wurde ein Motorarbeitspunkt bei geschlepptem Betrieb, und damit ohne Betrieb der Einspritzdüsen, sowie sehr hoher Drehzahl ausgewählt. In Abbildung 49 sind die Tickernotenbegrenzungen dargestellt.

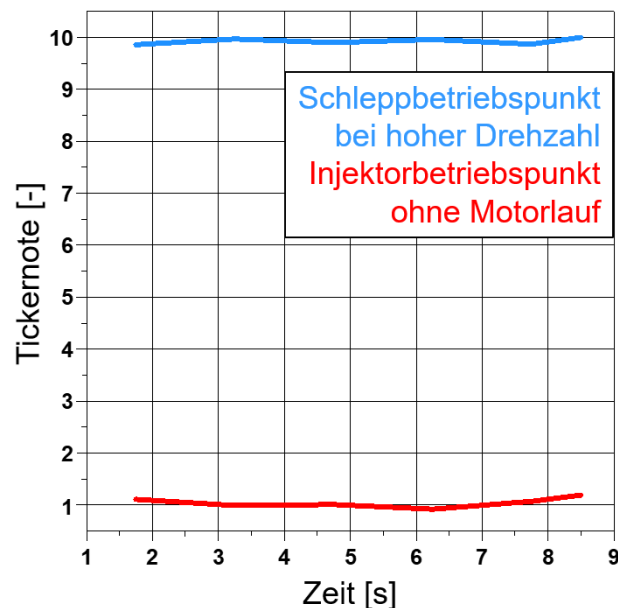


Abbildung 49: Tickernotenvergleich eines Schleppbetriebspunktes bei hoher Drehzahl mit einem maximal tickernenden Injektorbetriebspunkt ohne Motorlauf

Nach der Festlegung der Begrenzungen ändern sich die Formelparameter ein weiteres Mal, wobei letztendlich die folgende Formel entsteht:

$$TN = -(0.054 * S + 0.215 * I + 0.015 * N) + 13.4 \quad (41)$$

4.2.4 Hörversuche zur Bewertung des Tickergeräusches

Wie schon zuvor bei der Dieselnote muss auch die Tickernote durch Hörtests validiert werden, um als objektives Mittel zur Bewertung von Geräuschen dienen zu können. Hierzu wurden die Versuche wieder in der doppelwandigen Hörkabine der Otto-von-Guericke-Universität durchgeführt. Es wurden insgesamt 75 ausgewählte, bei 2 kHz hochpassgefilterte stationäre Diesel- sowie Ottomotorgeräuschsignale in den Bereichen von 1000 min^{-1} bis 1750 min^{-1} sowie vom Schlepp- bis Volllastbetrieb mit einer Länge von 3 s mittels kategorialer Bewertung untersucht. Bei dieser bewerteten die 15 getesteten Probanden, welche als Experten eingestuft wurden, anhand einer Skala von 1 bis 10 das empfundene Tickern. Zusätzlich wurden wieder Einführungsgeräusche verwendet, um den Probanden vor dem eigentlichen Hörversuch ein Gefühl darüber geben zu können, inwieweit sich ein stark tikerndes von einem wenig tikernden Motorgeräusch unterscheidet. Hierbei werden zunächst die Ergebnisse der Dieselmotorgeräusche mit der Tickernote abgeglichen, siehe Abbildung 50.

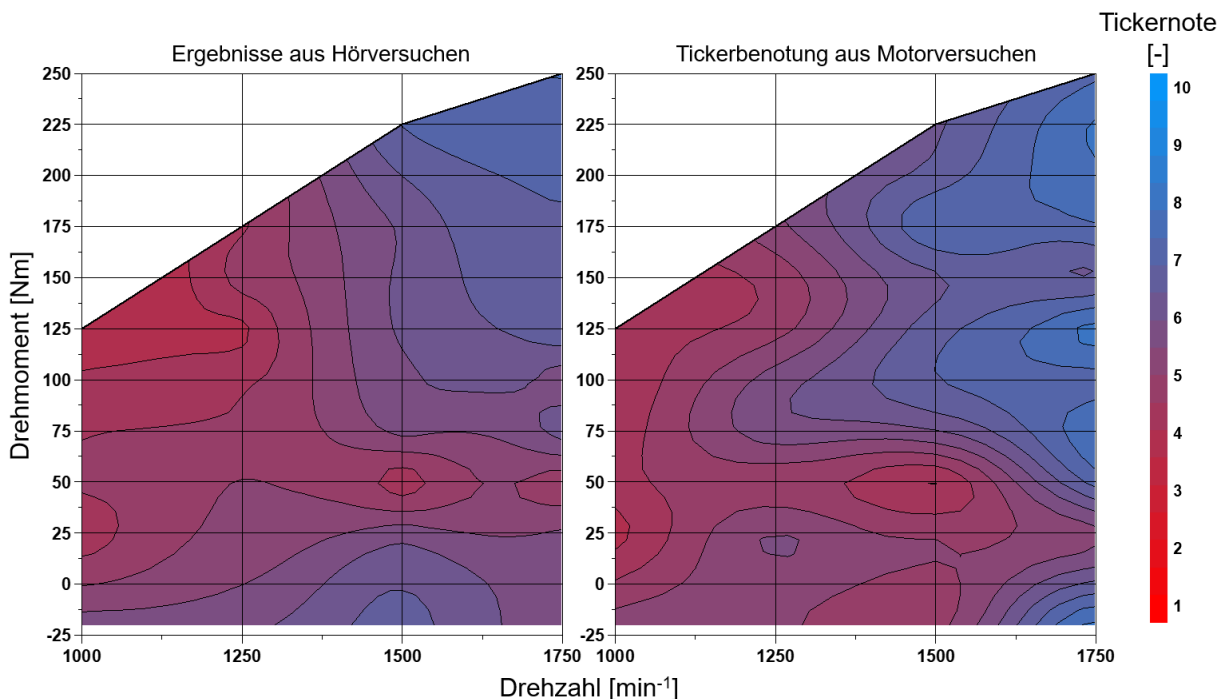


Abbildung 50: Vergleich der Hörtestergebnisse mit der Tickernotenverteilung des Dieselmotor-Kennfelds

Der direkte Vergleich aus Hörversuch und empirischer Formel zeigt einige Übereinstimmungen, aber auch etwaige Unterschiede. So wird der sehr tikernde Bereich bei 1000 min^{-1} gut wiedergegeben, wobei auch der Betriebspunkt bei 1500 min^{-1} und 50 Nm in beiden Verteilungen ein lokales Maximum erreicht. Ferner zeigt der obere Drehzahl-Last-Bereich in beiden Diagrammen eine abfallende Tendenz, demzufolge ein wenig tikerndes Verhalten. Im Schleppbetrieb ist diese Konsistenz nicht zu erkennen. Hierbei zeigen lediglich die Ventile sowie zu gewissen Anteilen die Hochdruckpumpe ein tikerndes Verhalten auf, nicht jedoch

die Injektoren. Insgesamt aber kann trotz des Störgeräuscheinflusses des Dieselnagels eine Korrelation festgestellt werden.

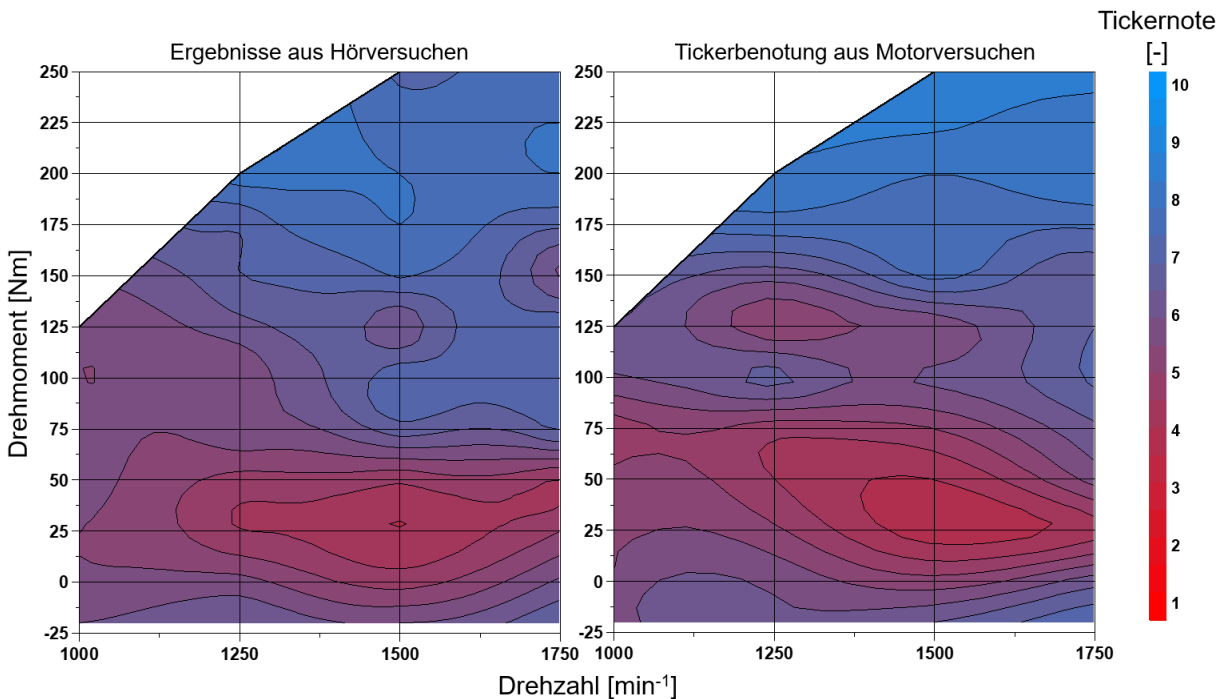


Abbildung 51: Vergleich der Hörtestergebnisse mit der Tickernotenverteilung des Ottomotor-Kennfelds

Beim Vergleich der Hörversuche mit der empirischen Formel bezogen auf die Ottomotorgeräusche wurde im Vorfeld ein klareres Ergebnis erwartet als beim Dieselmotor aufgrund der geringeren Verbrennungsgeräuscheinflüsse. So ist in Abbildung 51 ebenjener Vergleich zu sehen. Dabei ist der Drehzahlbereich von 1250 min^{-1} bis 1750 min^{-1} bei 25 Nm bis 50 Nm besonders auffällig, da beide Notenverteilungen dort ihre globalen Maxima aufzeigen. Ohne die Einflüsse zu hoher Drehzahlen oder Lasten ist das Tickergeräusch in diesen Betriebspunkten am stärksten ausgeprägt und entfaltet sein größtes Störgeräuschpotential. Der Schlepp- sowie auch der hohe Lastbereich zeigen erwartungsgemäß niedrigere Bewertungen, wobei im mittleren Lastbereich geringfügige Abweichungen zu erkennen sind, da dies der Übergangsbereich zwischen hohem und niedrigem Tickern ist.

Zusammenfassend kann die Aussage getroffen werden, dass die empirische Formel zur Bewertung des Tickerns im Allgemeinen gute Ergebnisse erzielt, wobei besonders beim Ottomotor, welcher bekanntlich ein tikernderes Verhalten aufweist, demzufolge eine höhere Korrelation festgestellt werden kann. Somit ist auch die Validierung der Tickernote abgeschlossen.

5 Geräuschbasierte Motorregelung mittels Dieselnote

Nachdem in dieser Arbeit die Möglichkeit analysiert wurde Motorgeräusche aus Luftschalldaten rein empfindungsbasiert bewerten zu können, soll nun untersucht werden, ob aus Körperschalldaten ebenfalls Rückschlüsse auf die Dieselnote gezogen werden können. Daher geht es in diesem Kapitel im Rahmen einer weiterentwickelten Dieselmotorenregelung um Verbrennungsgeräuschmerkmalsextraktion aus zylinderselektiven Körperschallsignalen, wobei diese wiederum genutzt werden, um virtuelle Sensoren zur Abschätzung des Zylinderdrucks sowie der Dieselnote entwickeln zu können.

5.1 Virtueller Zylinderdrucksensor

Für die Entwicklung und Applikation einer zylinderdruckbasierten Motorregelung sind Informationen über den Zylinderdruckverlauf unerlässlich. Im Gegensatz zu Drucksensoren sollen die charakteristischen Kenngrößen indizierter Mitteldruck p_{mi} , maximaler Zylinderdruck p_{max} und Verbrennungsschwerpunktlage α_{q50} über einen virtuellen Zylinderdrucksensor ermittelt werden. Basierend auf den entwickelten Methoden und Voruntersuchungen aus DECKER ET AL. [50] werden diese auf den in dieser Arbeit untersuchten Dieselmotor angepasst, erweitert und validiert.

5.1.1 Voruntersuchungen zur Verbrennungslage im Zeit- und Frequenzbereich

Bei einer Verbrennungskraftmaschine lässt sich aus dem Zylinderdruckverlauf die Schallemissionen maßgeblich ableiten. Die Positionierung der Beschleunigungssensoren hat grundlegende Auswirkungen auf den Informationsgehalt in den Körperschallsignalen, welche durch die Verbrennung im Zylinder hervorgerufen werden können. Abhängig von der Motorstruktur wird eine Amplitudendämpfung und ein Phasenverzug zwischen Druckverlauf und Körperschall hervorgerufen. Prinzipiell ist aus der Information des Zylinderdruckanregungsspektrums und der Schallemission das Übertragungsverhalten der Motorstruktur zu rekonstruieren. Im praktischen Anwendungsfall wird die Schallemissionen jedoch von mechanischen Störgeräuschen beeinflusst, was zu einer fehlerhaften Bestimmung der Motorübertragungsstruktur führt, siehe FINGER [57]. Betrachtungen des erzeugten Zylinderdruckanregungsspektrums der Verbrennung sind jedoch sinnvoll, um eine Plausibilisierung zum gemessenen Körperschallspektrum zu ermöglichen. Aus diesem Grund wird zunächst das Zylinderdruckanregungsspektrum der Verbrennungskraftmaschine bestimmt.

5.1.2 Anregungsspektrum des Zylinderdruckverlaufs

Der Zylinderdruckverlauf bei einem direkteinspritzenden Dieselmotor ist die maßgebliche Anregung der Schallsignale im Motorblock. Abhängig vom Zylinderdruckverlauf werden diesbezüglich unterschiedliche Frequenzbereiche angeregt. Nach FINGER [57], GÖHRINGER [58] und FÖLLER [59] können die Druckkenngrößen zu bestimmten Frequenzbereichen im Zylinderdruckspektrum zugeordnet werden. Der Spitzendruck p_{max} wirkt sich dabei bis zu einer Frequenz von ca. $10 \cdot \frac{n}{60 s}$, die maximale Zylinderdruckgeschwindigkeit $max(dp/d\alpha)$ bis zu einer Frequenz von ca. $40 \cdot \frac{n}{60 s}$ und die maximale Zylinderdruckbeschleunigung $max(d^2p/d\alpha^2)$ darüber hinaus aus. Oberhalb von ca. 4 kHz bis 7 kHz wird das Zylinderdruckspektrum von Resonanzen dominiert. Eine Veranschaulichung dieser Zusammenhänge ist in Abbildung 52 dargestellt. Abhängig von der Verbrennung können sich die einzelnen Frequenzbereiche laut FÖLLER [59] verschieben. Das Zylinderdruckanregungsspektrum L_{p_z} (Leistungsdichte) ergibt sich hierbei aus dem Druckspektrum $P(f)$,

$$L_{p_z}(f) = 2 \cdot S_{XX}(f) = 2 \cdot \frac{P^*(f)}{p_0} \cdot \frac{P(f)}{p_0}, f > 0, \quad (42)$$

wobei der Referenzschalldruck p_0 als 20 μPa definiert wird.

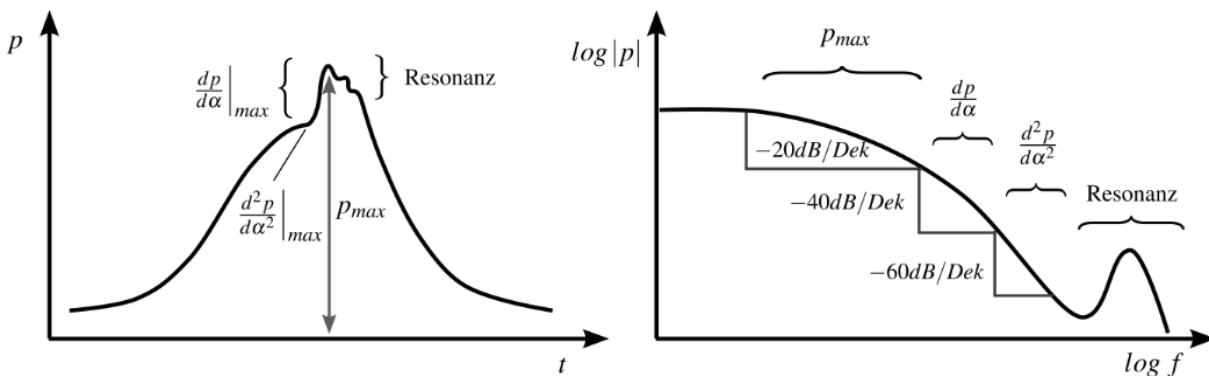


Abbildung 52: Qualitatives Zylinderspektrum mit Druckkenngrößen nach GÖHRINGER [58]

In der Abbildung 53 sind die Anregungsspektren einer Kennfeldmessung für die ausgewählten Arbeitspunkte 1250 min^{-1} , 25 Nm und 1750 min^{-1} , 100 Nm dargestellt. Das Spektrum zwischen 50 Hz und 700 Hz sinkt mit einer Dämpfung von 40 dB/Dek ab. Dieser Bereich wird durch die maximale Zylinderdruckgeschwindigkeit dominiert. Ferner sinkt das Anregungsspektrum im Frequenzbereich zwischen 700 Hz und 2000 Hz durch die maximale Zylinderdruckbeschleunigung bedingt mit 60 dB/Dek. Oberhalb von ca. 2 kHz bis 3 kHz steigt das Spektrum teilweise wieder an, was durch die Brennraumresonanzen im Zylinderdrucksignal hervorgerufen wird.

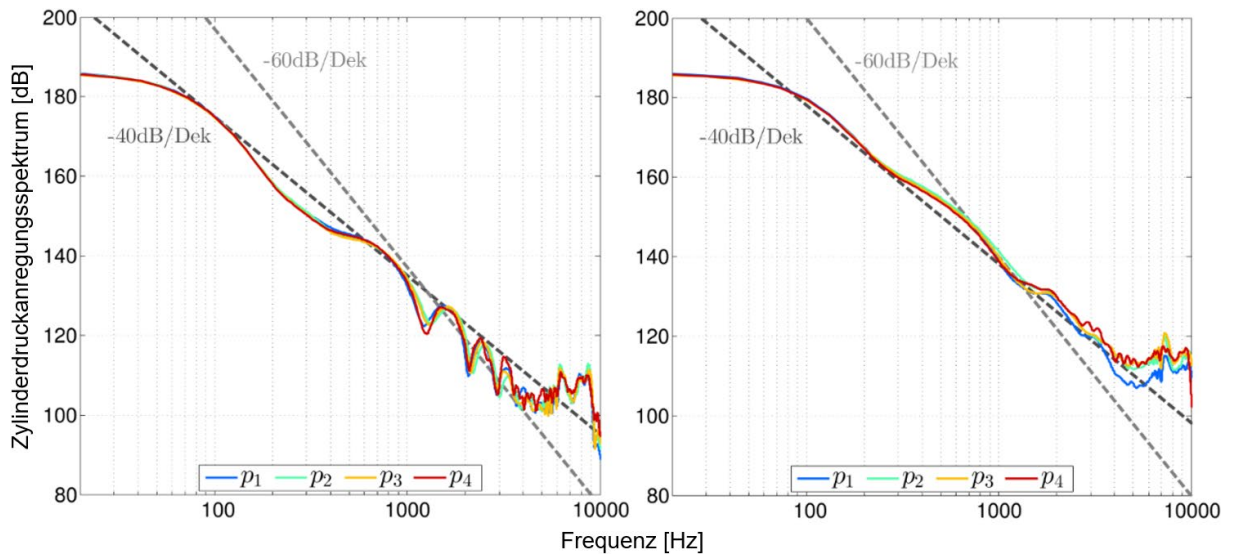


Abbildung 53: Zylinderdruckanregungsspektrum der Zylinderdrucksignale $p_1 - p_4$ am Arbeitspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm (links) und 1750 min^{-1} , 100 Nm (rechts)

Nach diesen Analysen kann die qualitative Zuordnung von Zylinderdruckcharakteristik und Anregungsspektrum aus FINGER [57], GÖHRINGER [58] und FÖLLER [59] bestätigt werden. Anregungssignale bis zu 700 Hz werden bei den zwei untersuchten Arbeitspunkten wesentlich durch die maximale Zylinderdruckgeschwindigkeit $\max(dp/d\alpha)$ ausgelöst. Die maximale Zylinderdruckbeschleunigung $\max(d^2p/d\alpha^2)$ prägt hingegen den angrenzenden Frequenzbereich von ca. 700 Hz bis 2000 Hz im Anregungsspektrum. Höhere Frequenzanteile ab 3 kHz lassen sich nicht eindeutig der Verbrennungscharakteristik zuordnen. Es liegt jedoch nahe, dass diese Frequenzen durch Zylinderdruckresonanzen dominiert werden.

5.1.3 Kohärenzanalysen zwischen Körperschall und Zylinderdruck

Zur Bestimmung einer geeigneten Positionierung von Beschleunigungssensoren kann die Kohärenzanalyse genutzt werden. Insbesondere bei Dieselmotoren wurde bspw. von DECKER [14] erfolgreich der Zusammenhang von Körperschall- und Zylinderdrucksignalen im Frequenzbereich dargestellt. Die Kohärenz ist dabei definiert als

$$\gamma_{PA}^2(f) = \frac{|G_{PA}(f)|^2}{G_{PP}(f) \cdot G_{AA}(f)}, \quad (43)$$

wobei G_{AA} das Autoleistungsspektrum des Körperschallsignals a , G_{PP} das Autoleistungsspektrum des Zylinderdrucksignals p und G_{PA} das Kreuzleistungsspektrum zwischen Körperschall- und Zylinderdrucksignal darstellt. Das Kreuzleistungsspektrum ist hierbei definiert als

$$G_{PA}(f) = P^*(f) \cdot A(f) \quad (44)$$

sowie die Autoleistungsspektren als

$$G_{AA}(f) = A^*(f) \cdot A(f) \quad (45)$$

bzw.

$$G_{PP}(f) = P^*(f) \cdot P(f). \quad (46)$$

Hierbei ist A das Spektrum des Körperschallsignals, P das Spektrum des Zylinderdrucks sowie A^* und P^* das jeweilige, konjugiert komplexe Spektrum, siehe FINGER [57]. Für die Auswertung der Kohärenzanalyse werden die Körperschall- und Zylinderdrucksignale jeweils im Kurbelwinkelbereich von -90° KW bis $+90^\circ$ KW um den jeweiligen oberen Totpunkt des Zylinders ausgeschnitten und mittels eines Hanning-Fensters zur Vermeidung des Leck-Effektes multipliziert. In Abbildung 54 ist die Kohärenz zwischen dem Zylinderdruck des Zylinders 1 und den jeweiligen Beschleunigungssignalen der einzelnen Sensoren für die Arbeitspunkte 1250 min^{-1} bei 25 Nm und 1750 min^{-1} bei 100 Nm aus der Kennfeldvermessung dargestellt. Es ist insgesamt zu erkennen, dass die Kohärenz bei ca. 3 kHz signifikant abnimmt.

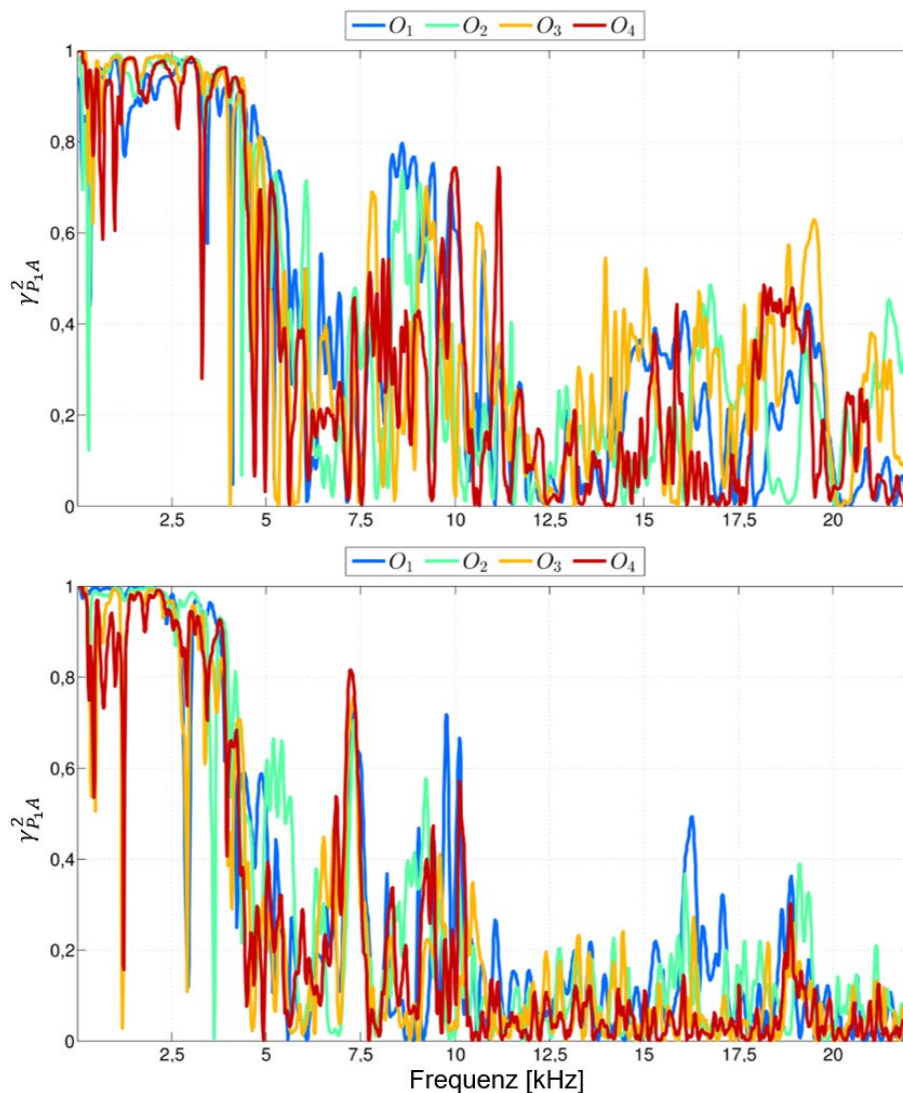


Abbildung 54: Kohärenzanalyse zwischen Zylinderdruckspektrum P_1 vom Drucksignal des Zylinders 1 in Relation zum Körperschallspektrum A von Sensor O_1 , O_2 , O_3 und O_4 , beim Arbeitspunkt 1250 min^{-1} und 25 Nm (oben) sowie 1750 min^{-1} und 100 Nm (unten)

Um die Kohärenz betriebspunktunabhängig zu bestimmen, wird zunächst die Kohärenz über einen definierten Frequenzbereich f_i gemittelt. Daraus folgt die mittlere Kohärenz γ_{PAM}^2 zu:

$$\gamma_{PAM}^2 = \frac{1}{k-j} \sum_{i=j}^k \gamma_{PA,i}^2(f_i) \quad (47)$$

Im Anschluss kann die mittlere Kohärenz über alle Messungen bei unterschiedlichen Arbeitspunkten der Verbrennungskraftmaschine gemittelt werden. Daraus folgt die globale mittlere Kohärenz:

$$\bar{\gamma}_{PA}^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \gamma_{PAM,i}^2 \quad (48)$$

Die Untersuchung der globalen gemittelten Kohärenz erfolgt wieder bei den Arbeitspunkten 1250 min^{-1} bei 25 Nm und 1750 min^{-1} bei 100 Nm . In diesen Motorbetriebszuständen wurden jeweils der Einspritzbeginn und die Einspritzmenge der Vor- und Haupteinspritzung variiert. Hierbei wird der zu analysierende Frequenzbereich zwischen 200 Hz und 3 kHz festgelegt. In Abbildung 55 ist die globale gemittelte Kohärenz zwischen allen Körperschallsensoren und Zylinderdrucksignalen der jeweiligen Zylinder dargestellt. Hieraus ist zu entnehmen, dass die Kohärenz der Sensoren der Gegendruckseite/Heißseite (H_1, H_2, H_4) sowie der für die Druckseite/Kaltseite (K_1, K_2) vom Motor im Wertebereich von $0,65$ bis $0,85$ liegen. Die Ausnahme bildet der Sensor K_{2u} , welcher zwar ebenfalls an der Kaltseite befestigt, jedoch örtlich auf der Höhe der Kurbelwelle angebracht wurde. Die Kohärenz dieses Sensors liegt dabei zwischen $0,85$ und $0,95$. Die höchsten Werte erreichen die Sensoren auf der Injektorspannpratze (O_1, O_2, O_3, O_4), der Sensor direkt auf dem Zylinderkopf zwischen den Injektorspannpratzen von Zylinder 1 und Zylinder 2 (ZK_2), der Sensor auf der Injektorzuleitung von Zylinder 2 (IL_2) sowie die Sensoren auf dem Hauptlager ($HL_1, HL_2, HL_{3x}, HL_{3y}, HL_{3z}, HL_{4x}, HL_{4y}, HL_{4z}, HL_5$). Diese Sensoren erreichen eine Kohärenz von bis zu $0,98$. Für die weitere Analyse bieten sich daher insbesondere die Sensorpositionen O_1 bis O_4 , ZK_2 , IL_2 und HL_1 bis HL_5 an, wobei der Fokus für eine serienmäßige Nutzung der Körperschallsignale zur Schätzung der Verbrennungsgrößen aufgrund der einfachen Messstellenzugänglichkeit jedoch auf den Sensoren O_1 bis O_4 liegt.

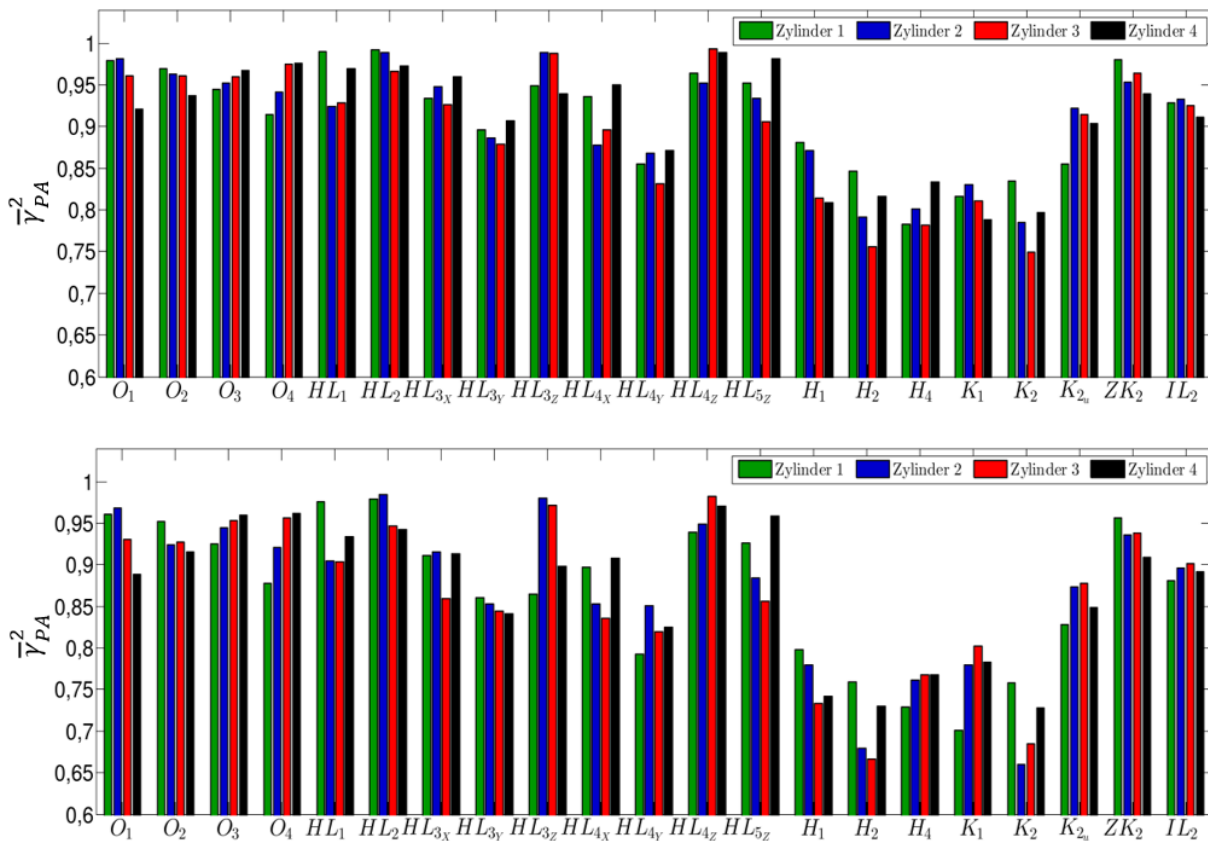


Abbildung 55: Globale mittlere Kohärenz $\bar{\gamma}_{PA}^2$ für 86 Messungen bei 1250 min^{-1} , 25 Nm (oben) sowie 1750 min^{-1} , 100 Nm (unten)

5.1.4 Untersuchungen zur Verbrennungsanregung im Beschleunigungssignal

Die Kohärenzanalyse für den Dieselmotor hat ergeben, dass im Frequenzbereich bis 3 kHz zwischen Zylinderdruck- und Körperschallsignal eine lineare Abhängigkeit besteht. Zur Bestimmung der Frequenzbänder im Körperschallsignal, welche durch die Verbrennung angeregt werden, bedarf es einer Zeit-Frequenzanalyse. Hierzu wird mittels der Smoothed-Pseudo-Wigner-Ville-Verteilung (SPWV) eine kurbelwinkelsynchrone Darstellung zwischen Körperschall- und Zylinderdrucksignal erstellt. Im Anschluss werden die zeitlichen Zusammenhänge von Ursache und Wirkung bzw. Anregung durch Zylinderdruck und Signaleinträge im Körperschall analysiert. Ziel dieser Untersuchung ist es, ein Lageinformationsmerkmal aus dem Körperschall zu extrahieren, welches mit der Verbrennungslage korreliert. Hierzu dienen wiederum Messreihen der Arbeitspunkte 1250 min^{-1} , 25 Nm sowie 1750 min^{-1} , 100 Nm . Dabei wurde die Haupteinspritzung von -11 °KW bis 1 °KW in festen Schrittweiten erhöht, wobei die Last jeweils nachgeführt sowie Raildruck und Voreinspritzung konstant gehalten wurden. In Tabelle 7 und Tabelle 8 sind die Kenngrößen der Messreihen aufgeführt, welche dem Anhang zu entnehmen sind.

In den folgenden Abbildungen sind exemplarisch die grafischen Auswertungen vom Körperschallsensor O_1 und das Zylinderdrucksignal p_1 für die Arbeitspunkte 1250 min^{-1} , 25 Nm sowie 1750 min^{-1} , 100 Nm dargestellt. Da eine Kohärenz zwischen Körperschallsignal und Zylinderdruck bis zu einer Frequenz von ca. 3 kHz vorliegt, wurde das im oberen Teil der Abbildungen zu findende Körperschallsignal a bandpassgefiltert. Jenes gefilterte Körperschallsignal \bar{a} **Fehler! Textmarke nicht definiert.Fehler! Textmarke nicht definiert.** weist dabei die Eckfrequenzen 200 Hz und $2,5 \text{ kHz}$ auf. Die Wahl der unteren Eckfrequenz beruht auf der Tatsache, dass niederfrequente mechanische Schwingungen im Körperschallsignal enthalten sind. Zusätzlich ist die maximale Amplitude des bandpassgefilterten Signals \bar{a} **Fehler! Textmarke nicht definiert.Fehler! Textmarke nicht definiert.** in der Abbildung eingetragen. Im mittleren Abschnitt sind die SPWV des Körperschallsignals, der Zylinderdruckgeschwindigkeit $dp/d\alpha$ und der Zylinderdruckbeschleunigung $d^2p/d\alpha^2$ dargestellt. Im unteren Abschnitt der Abbildungen sind die zeitlichen Verläufe von Zylinderdruck p , Zylinderdruckgeschwindigkeit $dp/d\alpha$, Zylinderdruckbeschleunigung $d^2p/d\alpha^2$ sowie der Injektorstrom I_{inj} dargestellt.

Aus Abbildung 56 bis Abbildung 59 lässt sich zunächst das Anregungsspektrum des Zylinderdruckverlaufs eindeutig bestätigen, siehe 5.1.2. Die Zylinderdruckgeschwindigkeit dominiert signifikant den unteren Frequenzbereich bis zu 1 kHz , wobei deutlich zu erkennen ist, dass die Zylinderdruckgeschwindigkeit, bedingt durch die Kompressionsphase und Expansionsphase, eine Frequenzanregung unter ca. 500 Hz über den gesamten Kurbelwinkelbereich erzeugt. Die Zylinderdruckbeschleunigung regt insbesondere Frequenzbereiche zwischen 1 kHz und $2,5 \text{ kHz}$ an. Im Gegensatz zum Spektrum der Zylinderdruckgeschwindigkeit bewirkt die Zylinderdruckbeschleunigung jedoch eine Frequenzanregung in einem schmaleren Kurbelwinkelintervall. Das Spektrum der Zylinderdruckbeschleunigung wird hierbei im Kurbelwinkelbereich von -5°KW bis 0°KW angeregt. Im Gegensatz dazu liegt das signifikante Spektrum der Zylinderdruckgeschwindigkeit im Kurbelwinkelbereich von -10°KW bis 10°KW . Im Vergleich zum Körperschallsignal ist zu erkennen, dass das Spektrum zeitlich mit den Frequenzanregungen der Zylinderdruckgeschwindigkeit und Zylinderdruckbeschleunigung korreliert. Weitere Auswertungen zeigten, dass sich der zeitliche Versatz der Frequenzanregungen in allen Signalen durch die Verschiebung der Haupteinspritzzeit SOI_{MI} verschiebt. Insbesondere ist festzuhalten, dass sich ein Maximum des gefilterten Körperschallsignals \bar{a} **Fehler! Textmarke nicht definiert.Fehler! Textmarke nicht definiert.** eindeutig ausprägt und ebenfalls zeitlich mit der Frequenzanregung des Signals der Zylinderdruckgeschwindigkeit und Zylinderdruckbeschleunigung korreliert. Die Winkellage $\alpha\{\max(\bar{a})\}$ wurde bereits von DECKER ET AL. [50] als Merkmal zur Verbrennungslage extrahiert. Hierbei wurde festgestellt, dass die Winkellage $\alpha\{\max(\bar{a})\}$ mit der Winkellage der maximalen Zylinderdruckgeschwindigkeit $\alpha(\max\{dp/d\alpha\})$

korreliert. Die Zeit-Frequenzanalyse in Abbildung 59 zeigt jedoch, dass insbesondere die Zylinderdruckbeschleunigung $d^2p/d\alpha^2$ eine Frequenzanregung zwischen 1 kHz und 2,5 kHz hervorruft.

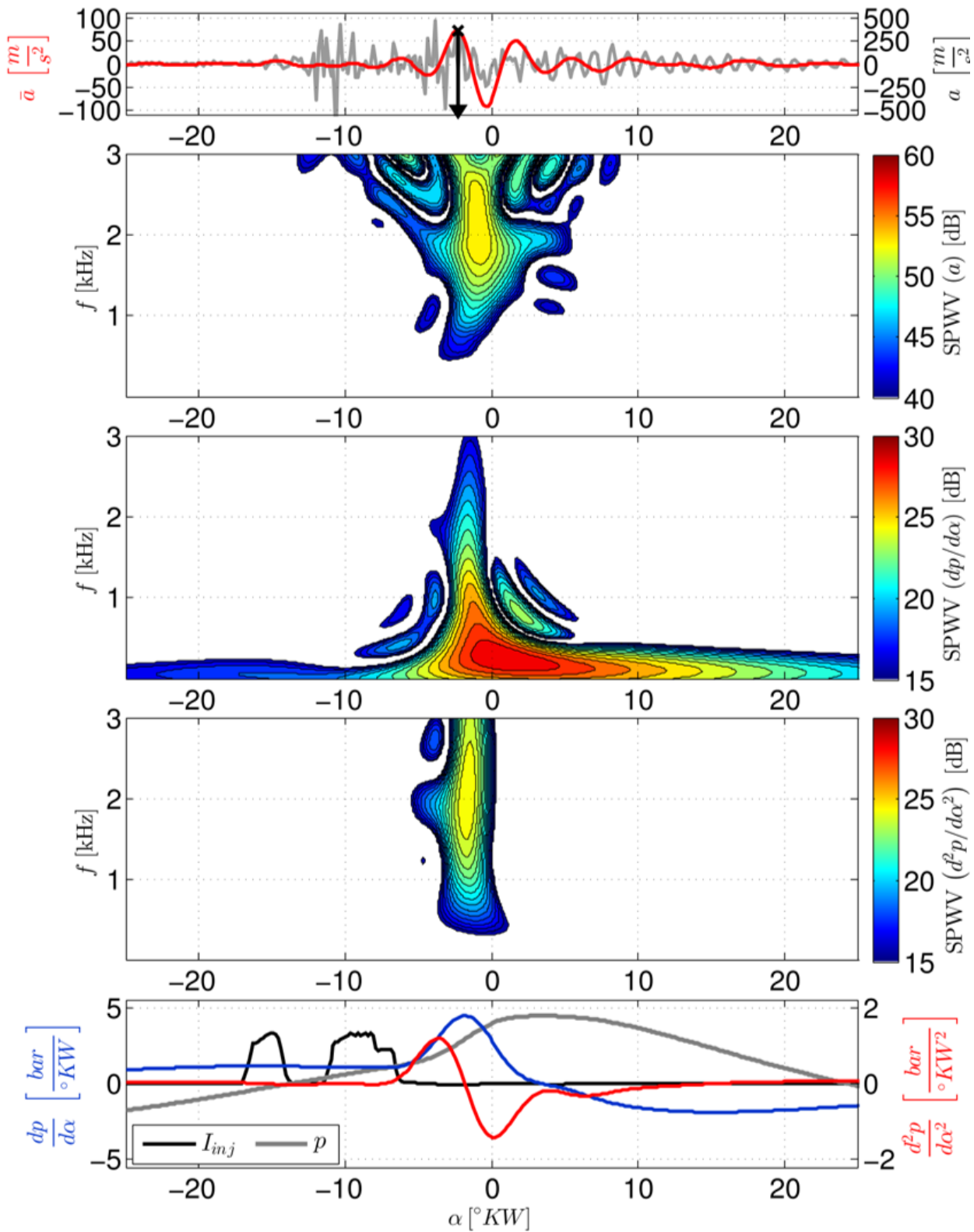


Abbildung 56: Zeit-Frequenzanalyse des Körperschallsignals a des Sensors O_1 im Vergleich zum Zylinderdruck p_1 , Zylinderdruckgeschwindigkeit $dp/d\alpha$ und Zylinderdruckbeschleunigung $d^2p/d\alpha^2$. Messreihe: 1250 min^{-1} , 25 Nm, Betriebspunkt 1, siehe Tabelle 7.

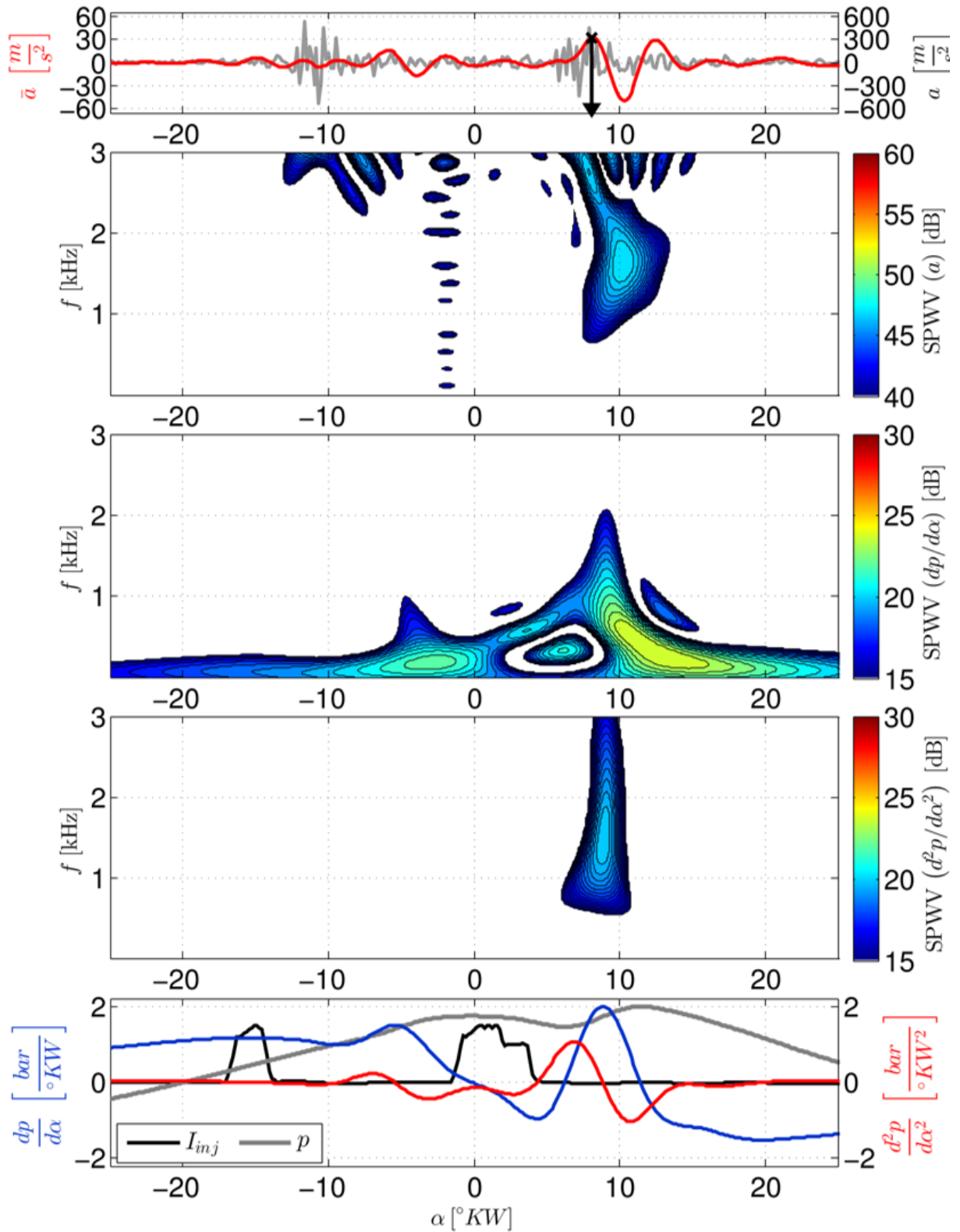


Abbildung 57: Zeit-Frequenzanalyse des Körperschallsignals a des Sensors O_1 im Vergleich zum Zylinderdruck p_1 , Zylinderdruckgeschwindigkeit $dp/d\alpha$ und Zylinderdruckbeschleunigung $d^2p/d\alpha^2$. Messreihe: 1250 min^{-1} , 25 Nm, Betriebspunkt 6, siehe Tabelle 7.

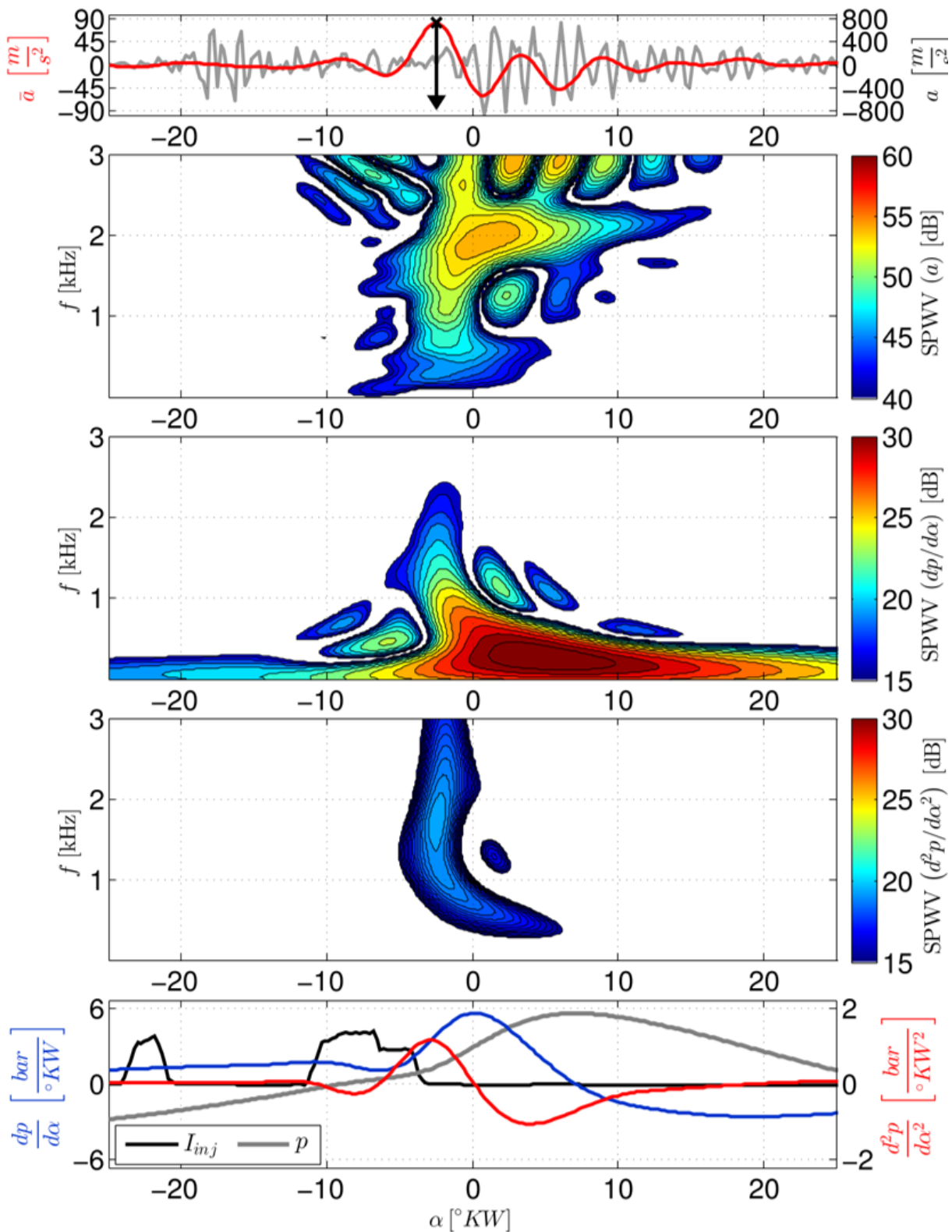


Abbildung 58: Zeit-Frequenzanalyse des Körperschallsignals a des Sensors O_1 im Vergleich zum Zylinderdruck p_1 , Zylinderdruckgeschwindigkeit $dp/d\alpha$ und Zylinderdruckbeschleunigung $d^2p/d\alpha^2$. Messreihe: 1750 min^{-1} , 100 Nm, Betriebspunkt 1, siehe Tabelle 8.

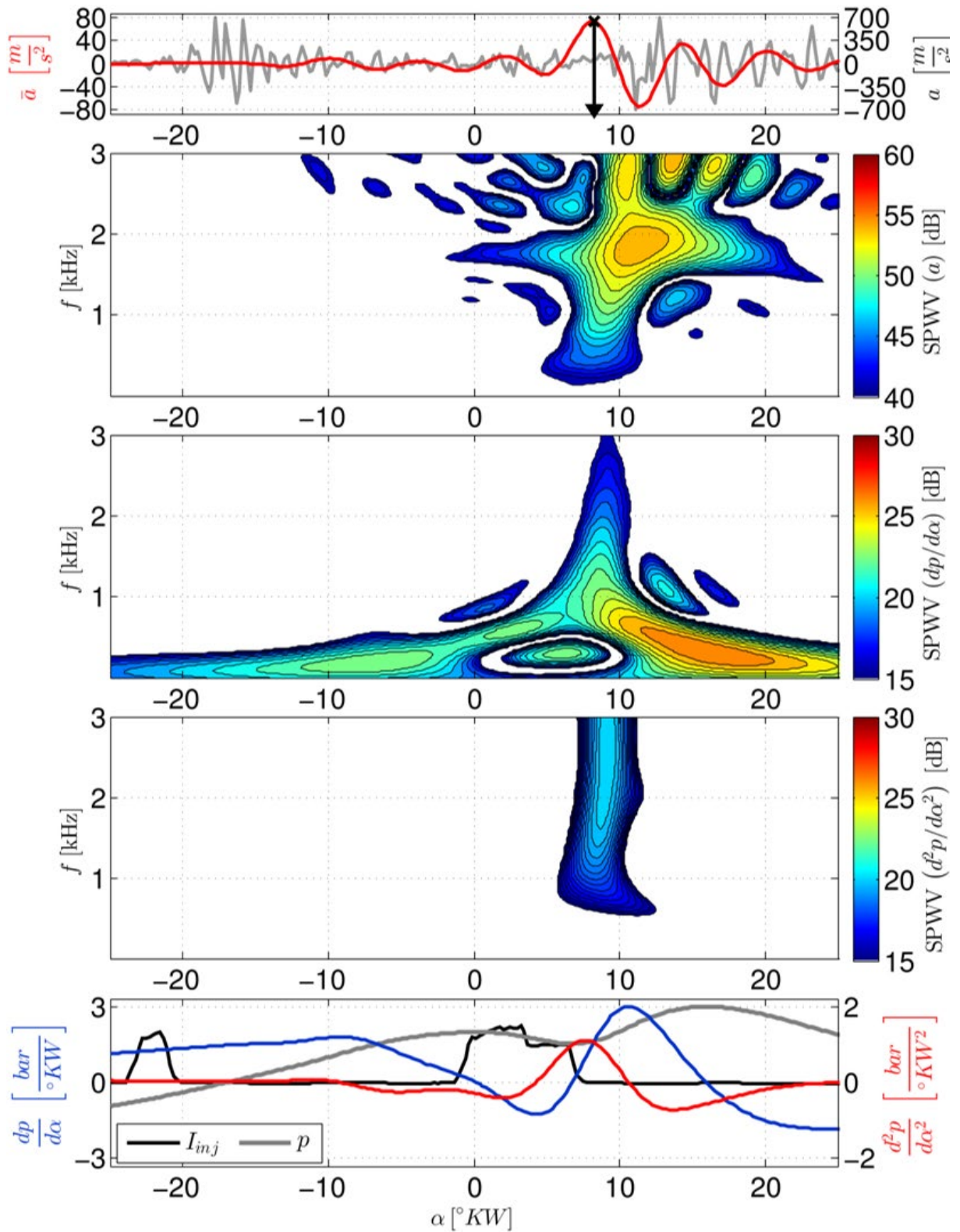


Abbildung 59: Zeit-Frequenzanalyse des Körperschallsignals a des Sensors O_1 im Vergleich zum Zylinderdruck p_1 , Zylinderdruckgeschwindigkeit $dp/d\alpha$ und Zylinderdruckbeschleunigung $d^2p/d\alpha^2$. Messreihe: 1750 min^{-1} , 100 Nm , Betriebspunkt 6, siehe Tabelle 8.

Um nun zu plausibilisieren, welche Zylinderdruckanregungssignale den Körperschall signifikant beeinflussen, werden in Abbildung 60 das Drucksignal, die Druckgeschwindigkeit, die

Druckbeschleunigung sowie das bandpassgefilterte Körperschallsignal aller Betriebspunkte der Messreihen 1250 min⁻¹, 25 Nm sowie 1750 min⁻¹, 100 Nm dargestellt.

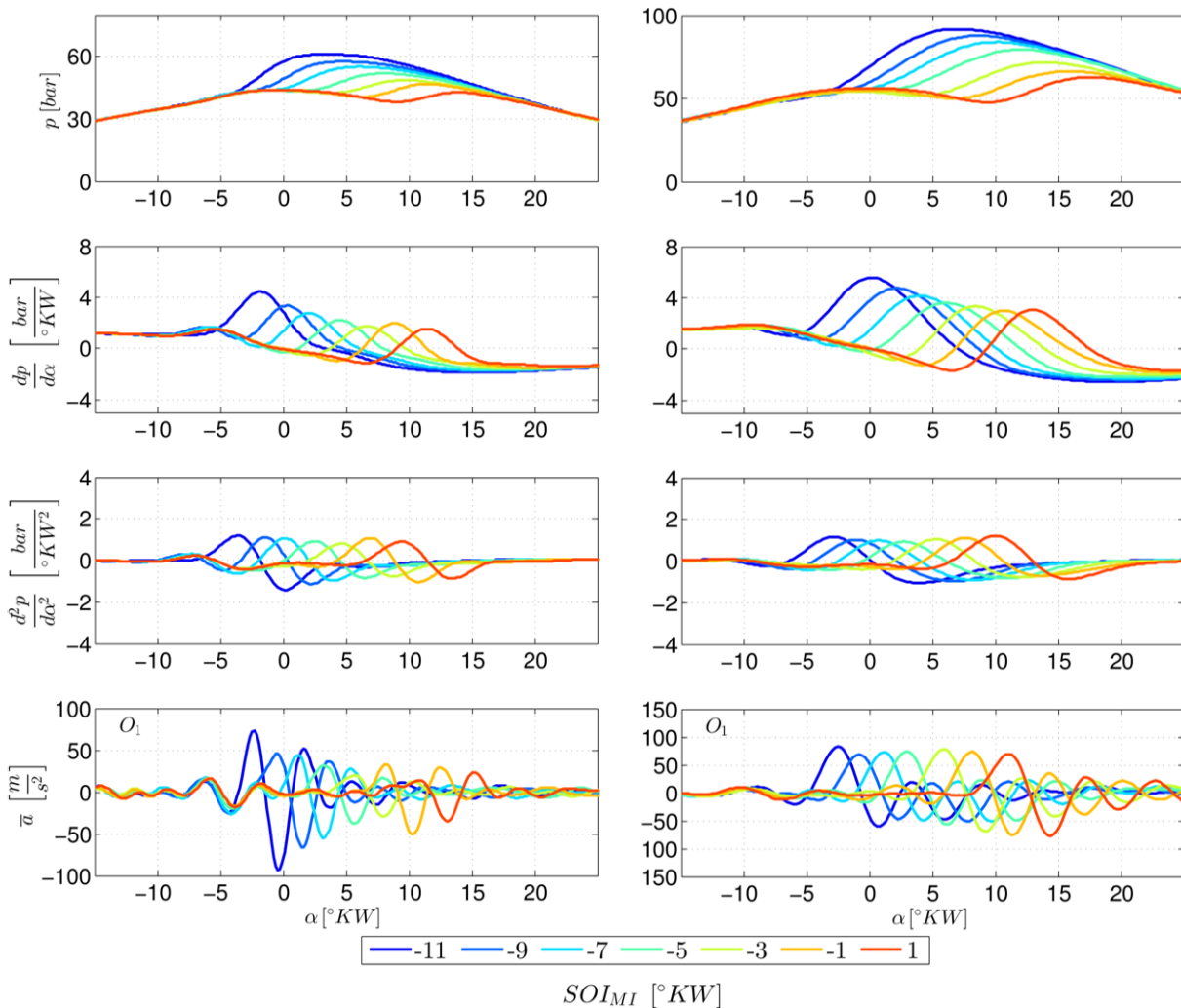


Abbildung 60: Vergleich zwischen Zylinderdruck p , Zylinderdruckgeschwindigkeit dp/da und Zylinderdruckbeschleunigung d^2p/da^2 des 1. Zylinders, sowie vom Körperschallsignal \bar{a} des Sensors O_1 , bei Variation von SOI_{PI} (links: 1250 min⁻¹, 25 Nm; rechts: 1750 min⁻¹, 100 Nm)

Diesen Abbildungen ist zu entnehmen, dass die Winkellage der maximalen Amplitude des bandpassgefilterten Körperschallsignals \bar{a} zeitlich der Kurbelwinkellage der maximalen Amplitude der Druckbeschleunigung naheilt und der Druckgeschwindigkeit voraneilt. Hieraus folgt, dass das Körperschallsignal von der Zylinderdruckbeschleunigung d^2p/da^2 primär angeregt wird. Somit ergibt sich die These, dass die Kurbelwinkellage $\alpha_{KS_max} = \alpha\{\max(\bar{a})\}$ ein Merkmal für die Verbrennungslage der maximalen Druckbeschleunigung $\alpha\{\max(d^2p/da^2)\}$ darstellt. Mit Hilfe einer weiteren Messreihe, siehe Tabelle 6, konnte verifiziert werden, dass das Merkmal $\alpha\{\max(\bar{a})\}$ aus dem Körperschall auch bei Variation von Voreinspritzung, Haupteinspritzung, Motorlast, Raildruck und der Abgasrückführung (AGR) eine zuverlässige Lageinformation der Verbrennung beschreibt. Hierzu wurden für den Lastbereich von 25 Nm bis

250 Nm und den Drehzahlbereich von 850 min^{-1} bis 2250 min^{-1} die Merkmale aus den Körperschallsensoren O_1 bis O_4 in Relation zum korrespondierenden Zylinderdruck p_1 bis p_4 ausgewertet.

Tabelle 6: Kenngrößen der Messreihe zur Identifikation von Lageinformationsmerkmalen

Betriebspunkte	78
M_D [Nm]	25 bis 250
n [min^{-1}]	850 bis 2250
SOI_{PI} [$^{\circ}\text{KW}$]	-26 bis -14
q_{PI} [mg/Hub]	0,5 bis 2
SOI_{MI} [$^{\circ}\text{KW}$]	-12 bis 0
p_{rail} [Pa]	340 bis 1350
AGR [%]	0 bis 60

In Abbildung 61 ist deutlich ist zu erkennen, dass die Körperschallmerkmale einen linearen Bezug zur Lage der maximalen Zylinderdruckbeschleunigung aufweisen.

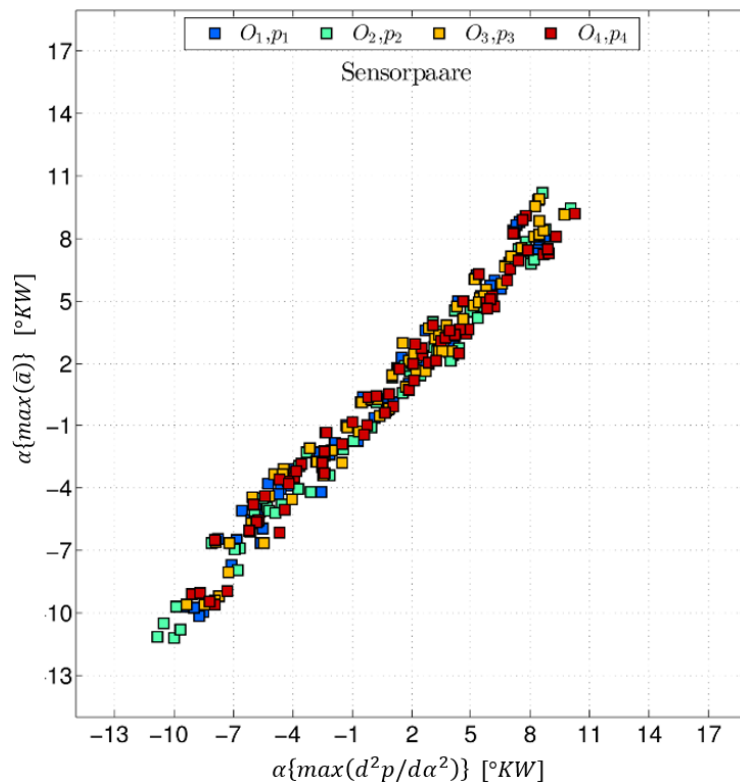


Abbildung 61: Korrelationsdiagramm des Merkmals aus den Lageinformationen der Körperschallsignale und der maximalen Zylinderdruckbeschleunigung

5.1.5 Modellierung der Verbrennungsmerkmale für die Regelung

Die Verbrennungsschwerpunktlage α_{q50} , der Maximaldruck p_{max} und der indizierte Mittel-
druck p_{mi} sind die für die Regelung entscheidende Größen. Sie werden in Abhängigkeit von
der Lageinformation $\alpha\{max(\bar{a})\}$, vom Einspritzbeginn (SOI_{PI}, SOI_{MI}), von der Einspritzzeit
($\Delta t_{PI}, \Delta t_{MI}$), vom Raildruck p_{rail} , von der AGR, sowie von der Drehzahl des Motors modelliert.

Die AGR wird durch die gewünschte Stellposition des AGR-Ventils beeinflusst. Da beim Versuchsmotor auf Grund von Ablagerungen die Endposition von der gewünschten Sollposition des AGR-Ventils abweichen kann, wird die AGR-Rate nicht weiter für die Modellierung betrachtet. Der Modellansatz für die zu schätzenden Größen ergibt sich somit zu:

$$\hat{\alpha}_{q50} = f_1(\alpha_{KS_max}, SOI_{PI}, SOI_{MI}, \Delta t_{PI}, \Delta t_{MI}, n, p_{rail}) \quad (49)$$

$$\hat{p}_{mi} = f_2(\alpha_{KS_max}, SOI_{PI}, SOI_{MI}, \Delta t_{PI}, \Delta t_{MI}, n, p_{rail}) \quad (50)$$

$$\hat{p}_{max} = f_3(\alpha_{KS_max}, SOI_{PI}, SOI_{MI}, \Delta t_{PI}, \Delta t_{MI}, n, p_{rail}) \quad (51)$$

wobei zur Vereinfachung die Schreibweise $\alpha_{KS_max} = \alpha\{\max(\bar{a})\}$ eingeführt wird.

Zur Bestimmung dieser Funktionen wird jeweils eine schrittweise Regression angewendet, wobei lineare und quadratische Modellterme sowie Wechselwirkungsterme genutzt werden, siehe SCHNEIDER ET AL. [60]. Zur Parameterabschätzung für die Regressionsmodelle wurden die Messdaten aus Versuchsreihen zur Kennfeldmessung mit unveränderten Steuergeräteparametern (51 Betriebspunkte) sowie einer Versuchsreihe mit manipulierten Steuergeräteparametern (53 Betriebspunkte) kombiniert. Die Verbrennungsschwerpunktlage variiert dabei im Wertebereich von ca. 0 °KW bis 20 °KW. Das Regressionsmodell zur beispielhaften Schätzung der Verbrennungsschwerpunktlage $\hat{\alpha}_{q50}$ auf Basis der Steuergerätegrößen und des Körperschallmerkmals α_{KS_max} ergab sich hierbei zu:

$$\begin{aligned} \hat{\alpha}_{q50} = & a_0 + a_1 \cdot \alpha_{KS_max} + a_2 \cdot p_{rail} + a_3 \cdot SOI_{MI} + a_4 \cdot \Delta t_{MI} + a_5 \cdot \Delta t_{PI} + a_6 \\ & \cdot n + a_7 \cdot \alpha_{KS_max}^2 + a_8 \cdot p_{rail}^2 + a_9 \cdot SOI_{MI}^2 + a_{10} \cdot \Delta t_{MI}^2 + a_{11} \\ & \cdot \Delta t_{PI}^2 + a_{12} \cdot n^2 + a_{13} \cdot \Delta t_{MI} \cdot n + a_{14} \cdot p_{rail} \cdot \Delta t_{MI} + a_{15} \cdot p_{rail} \\ & \cdot n + a_{16} \cdot \alpha_{KS_max} \cdot n + a_{17} \cdot \alpha_{KS_max} \cdot p_{rail} + a_{18} \cdot SOI_{MI} \cdot n \\ & + a_{19} \cdot p_{rail} \cdot SOI_{MI} + a_{20} \cdot SOI_{MI} \cdot \Delta t_{MI} + a_{21} \cdot \alpha_{KS_max} \cdot SOI_{MI} \end{aligned} \quad (52)$$

Die weiteren Regressionsmodelle zur Schätzung des Maximaldrucks p_{max} und des indizierten Mitteldrucks p_{mi} sowie die dazugehörigen Regressionsparameter sind in SCHNEIDER ET AL. [60] aufgeführt.

In den bisherigen Untersuchungen wurde lediglich der Zusammenhang der Körperschallmerkmale zu dem örtlich naheliegenden Zylinder untersucht (O_1 in Bezug auf p_1 , O_2 zu p_2 , O_3 zu p_3 , sowie O_4 zu p_4). Die Körperschallsignale liefern jedoch auch Informationen über die Verbrennung von örtlich weiter entfernten Zylindern. Es konnten die Verbrennungslageinformationen aus den Sensorsignalen O_1 bis O_4 für jeweils alle Zylinder gewonnen werden. Die Verbrennungsanregung aller Zylinder ist signifikant genug, um die Verbrennungslageinformation α_{KS_max} mittels eines einzelnen Körperschallsensors zu detektieren. Somit ergibt sich die Mög-

lichkeit, separate Modelle der Verbrennungsschwerpunktlage jedes Zylinders über einen einzigen Körperschallsensor zu erstellen. Ferner liegt der absolute Fehler zwischen gemessenem und geschätztem indiziertem Mitteldruck deutlich unter 2 %. Als Bewertungskriterium der Modelle wird das adjustierte Bestimmtheitsmaß verwendet, welches wie folgt definiert ist:

$$\bar{R}^2(y, \hat{y}) = 1 - \frac{\frac{1}{(N-p-1)} \sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2}{\frac{1}{(N-1)} \sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2} \quad (53)$$

Um die Genauigkeit des Schätzwertes, bezogen auf den Messwert, zu bestimmen, wird der relative RMS-Fehler in Prozent genutzt:

$$e_{rms\%}(y, \hat{y}) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{y_i - \hat{y}_i}{\max(y) - \min(y)} \right)^2} \cdot 100. \quad (54)$$

Das adjustierte Bestimmtheitsmaß erreicht bei allen geschätzten Verbrennungsschwerpunktlagen für alle vier Zylinder unabhängig der Körperschallsensorposition ($O_1 - O_4$) Werte deutlich über 0,98. Diese hohe Modellgüte wirkt sich positiv auf den RMS-Fehler aus. Der maximale RMS-Fehler beträgt 0,63 °KW, was einem relativen Fehler von 2,8 % entspricht. Hierbei werden bei den Körperschallsensoren, welche örtlich am nächsten an den Zylindern liegen, die kleinsten RMS-Fehler erreicht. Ein Grund für diesen Zusammenhang kann in der zurückgelegten Strecke des Verbrennungsgeräusches und der gemessenen Körperschallsignale liegen, da die Motorstruktur die Signalamplituden mit zunehmender Entfernung vom Ursprungsort bis zum Sensor stärker dämpft. Daraus folgt, dass die Merkmalsextraktion aus dem Körperschallsignal eine höhere Unsicherheit in der Lageposition aufweist. Für den indizierten Mitteldruck wurde die Verbrennungsschwerpunktlage im Wertebereich von ca. 2,5 bar bis 20 bar bei einem Drehzahlbereich von 850 min⁻¹ bis 2500 min⁻¹ variiert. In den meisten Betriebspunkten lag der absolute Fehler zwischen gemessenem und geschätztem Mitteldruck unter 2 bar. Da das Steuergerät nicht in der Lage war, den gewünschten Betriebspunkt des Motors, aufgrund der vielen Fixierungen der übrigen Steuergeräteparameter, stabil zu regeln, schwankte das gewünschte Drehmoment bzw. der indizierte Mitteldruck relativ stark. Die Modelle für den indizierten Mitteldruck besitzen dabei ein Bestimmtheitsmaß zwischen 0,98 und 0,99 und RMS-Fehler unter 5 %. Für die Modellierung des maximalen Zylinderdrucks wurden Variationen im Wertebereich von ca. 30 bar bis 170 bar, bei einem Drehzahlbereich von 850 min⁻¹ bis 2500 min⁻¹ ausgewertet. Die Modelle für den indizierten Mitteldruck weisen ein Bestimmtheitsmaß zwischen 0,973 und 0,983 auf. Der maximale relative Fehler liegt hierbei unter 7,5 %.

5.2 Virtueller Geräuschsensor auf Basis der Dieselnote

Nach der Beschreibung des virtuellen Zylinderdrucksensors wird im nächsten Schritt ein virtueller Geräuschsensor auf Basis der Dieselnote vorgestellt, welcher ebenfalls zylinderselektiv funktioniert. Für die Bewertung des Dieselnagelgeräusches wird der luftschallbasierte Berechnungsansatz der Dieselnote aus HOPPERMANN ET AL. [22] verwendet, da der in dieser Arbeit beschriebene empfindungsbasierte Berechnungsansatz zum Zeitpunkt dieser Untersuchungen noch nicht entwickelt worden war.

Das Ziel hierbei ist es, ein auf Körperschall basierendes Modell zur Abschätzung des Dieselnagelgeräusches des Luftschalls zu erstellen (virtueller Geräuschsensor). Anders als in DECKER [14] sowie DECKER ET AL. [50] wird hierbei zum einen die Voreinspritzung für die Merkmalsextraktion in den Vordergrund gestellt und zum anderen eine zylinderindividuelle Regelung angestrebt.

Die Beurteilung eines Geräusches basiert im Allgemeinen auf der subjektiven Wahrnehmung des Gehörs. Aus diesem Grund ist die objektive Auswertung von akustischen Signalen wenig geeignet, um die Wahrnehmung einer Versuchsperson wiederzugeben. Der Gedanke von HOPPERMANN ET AL. [22] bestand in der Bestimmung akustischer Parameter und ihrer Umwandlung in einen subjektiven Index mittels eines Regressionsmodells. Insbesondere werden hierbei die Lautstärke und die Modulation des Luftschalls verwendet. Das Problem ist die Ermittlung der Dieselnote für den Einsatz im Fahrzeug, da eine zuverlässige Bewertung des verwendeten Dieselnotenberechnungsansatzes nur unter Ausschluss von Störgeräuschen möglich ist. Aus diesem Grund wird die Dieselnote aus dem Körperschall ermittelt. Hierzu werden Merkmale aus dem Körperschall extrahiert und mittels eines Regressionsmodells im Luftschall abgeschätzt.

5.2.1 Dieselnotenberechnung über Lautheit und Modulationsspektrum

Für die Abschätzung der Dieselnote aus Körperschalldaten muss die Errechnung ihrer Komponenten, Lautheit und Modulation, signaltheoretisch nachvollzogen werden können. Hierzu wird zunächst die DIN-genormte Lautheitsbestimmung nach TIMONEY [61] in drei Schritte unterteilt. Im ersten Schritt wird das Leistungsdichtespektrum von Signal x berechnet:

$$S_{XX}(k) = \left| \sum_{n=1}^{N-1} x_n e^{-\frac{j2\pi kn}{N}} \right|^2 \quad (55)$$

Hiernach wird das Spektrum der Leistungsdichte durch eine Terzfilterbank gefiltert, welche nach DIN EN ISO 266 [62] definiert ist. Daraus ergibt sich die spezifische Lautheit, welche im letzten Schritt nach (1), über die Barkgruppen integriert wird.

Ferner werden die Verbrennungsgeräusche des Dieselmotors neben dem Zylinderdruckanstieg ebenfalls in der Amplitude des Zylinderdruckes charakterisiert. Die Amplitudenmodulation gibt hierbei an, wie signifikant sich die Impulshaftigkeit des Dieselnagelns in der Dieselnote ausprägt. In NETTELBECK ET AL. [63] ist das folgende Verfahren zur Bestimmung des Modulationsspektrums dargestellt, welches für die gehörrichtige Ermittlung des Modulationsspektrums eines Signals mittels eines Barkgruppenfilters

$$H_{BP_i}(z) = V_{k_i} \prod_{k=1}^2 \left(\frac{1 - z^{-2}}{1 + a_{1k_i} z^{-1} + a_{2k_i} z^{-2}} \right) \quad (56)$$

gewichtet wird. Hierbei handelt es sich um einen Butterworth-Bandpassfilter vierter Ordnung, wobei die Verstärkung V_{k_i} die Gewichtung der einzelnen Frequenzbandbreiten umschreibt. Aus der frequenzgewichteten Signalkomponente $x_i(n)$ wird dann die Hüllkurve $y_i(n)$ mit Hilfe der Hilberttransformation \mathcal{H} berechnet:

$$y_i(n) = |x_i(n) + j\mathcal{H}\{x_i(n)\}| \quad (57)$$

Hiernach wird die Abtastrate verkleinert sowie das Signal mit Hilfe eines IIR-Filters achter Ordnung tiefpassgefiltert, um den Aliasing-Effekt für die nachfolgende Abtastung zu vermeiden. Anschließend werden ganzzahlige Samples M aus diesem Signal entnommen:

$$y_{DN,i}(n) = y_i(M \cdot n) \quad (58)$$

Durch die Kurzzeit-Fourier-Transformation resultiert dann das Signalspektrum Y (27) aus:

$$Y_{DN,i}(k) = \left| \sum_{n=0}^{N-1} y_{DN,i}(n) w(n) e^{-j2\pi \frac{nk}{N}} \right| \quad (59)$$

Dabei wird zur Vermeidung des Leck-Effektes ein Hanning-Fenster als Fensterfunktion w angewendet, wonach das Spektrum auf den Gleichanteil $Y_{N_{DN,i}}$ normiert wird, um den Modulationsgrad für einzelne Barkgruppen zu vergleichen.

$$Y_{N_{DN,i}} = \frac{Y_{DN,i}(k)}{Y_{DN,i}(0)} \quad (60)$$

Der Modulationsgrad kann dann in die Matrixform

$$M_S = \begin{bmatrix} Y_{N_{DN,24}}(1) & \cdots & Y_{N_{DN,24}}(24) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ Y_{N_{DN,1}}(1) & \cdots & Y_{N_{DN,1}}(24) \end{bmatrix} \quad (61)$$

überführt werden und bildet das Modulationsspektrum.

Wie bereits erwähnt, dient der Zylinderdruck als gutes Maß für die Verbrennungsgeräusche, siehe ALT [64] und GÖHRINGER [65]. Es fehlt jedoch die Information über die subjektive Wahrnehmung der Lästigkeit der Verbrennung. In [22] ist die Dieselnote als Kenngröße eingeführt, welche eine subjektive Bewertung zwischen Wahrnehmungs- und Verbrennungsgeräusch auf Basis objektiver Luftschallsignale ermöglicht, siehe 2.3.1. Die Bewertungskriterien des Dieselnagels beruhen hierbei auf der Beurteilung der gewichteten Lautheit L_{DN} sowie der Modulation M_{DN} des Luftschalls. Die Dieselnote DN wird im stationären Teillastbereich nach

$$DN = a + b * L_{DN} + c * M_{DN} \quad (62)$$

definiert, wobei $a = 10.2$, $b = 2.42$ und $c = 0.1$ experimentelle Regressionsparameter darstellen. Die gewichtete Lautheit L_{DN} der Dieselnote erfolgt durch die Summation der spezifischen Lautheit N_S über die Barkgruppen:

$$L_{DN} = \frac{1}{25} \sum_{k=9}^{19} N_S(k) \quad (63)$$

Die Modulation der Dieselnote M_{DN} ergibt sich durch die Summation des Modulationsspektrums (61) bei der Modulationsfrequenz der zweiten Motorordnung (m_{eo}) und der anschließenden Gewichtung über die Barkgruppen:

$$M_{DN} = \frac{1}{25} \sum_{k=9}^{24} M(m_{eo}, k) \quad (64)$$

5.2.2 Akustische Variation durch Einspritzparameter

Zur Bewertung der Verbrennungsgeräusche wird als Indikator der Geräuschemissionen nach HEUER [66] unter anderem der maximale Zylinderdruck genutzt. Problematisch ist dabei, dass dieser Wert keine Bewertung der subjektiven Wahrnehmung der Akustik widerspiegelt. Ein alternativer Ansatz ist die Ermittlung und Implementierung der Dieselnote nach HOPPERMANN ET AL. [22], welche das subjektive Hörempfinden bezüglich des Dieselnagels skalierbar darstellt. Aus diesem Grund bietet sich an, zur Geräuschregelung die Dieselnote zu ermitteln und mittels der Einspritzparameter zu optimieren.

Grundlegend besteht die Frage, inwieweit die akustische Lästigkeit der Verbrennungsgeräusche durch die Einspritzparameter beeinflusst werden kann. Aufgrund dessen werden im Folgenden unterschiedliche Prinzipuntersuchungen an den ausgewählten Arbeitspunkten 1250 min^{-1} , 25 Nm (entspricht $p_{mi} = 2,7 \text{ bar}$) sowie 1750 min^{-1} , 100 Nm (entspricht $p_{mi} = 8,3 \text{ bar}$) ausgeführt, um den Einfluss des Starts der Vor- und Haupteinspritzung, sowie

der Voreinspritzmenge zu untersuchen. Bei diesen Untersuchungen wurde das Drehmoment jeweils über die Haupteinspritzmenge konstant gehalten.

Variation des Voreinspritzbeginns

Für die Untersuchung, in welchem Maße sich die Dieselnote durch die Winkellage der Voreinspritzung beeinflussen lässt, wird jeweils eine Messreihe in den Arbeitspunkten 1250 min^{-1} , 25 Nm sowie 1750 min^{-1} , 100 Nm durchgeführt. Die Winkellage der Haupteinspritzung, die Voreinspritzmenge sowie der Raildruck und die AGR werden in den Arbeitspunkten konstant gehalten. Die jeweiligen Referenzwerte werden dabei vom Steuergerät übernommen. Der Startzeitpunkt der Voreinspritzung SOI_{PI} wird jeweils im Wertebereich um $\pm 3 \text{ }^\circ\text{KW}$ vom jeweiligen Steuergeräteparametersatz verschoben. Der Startzeitpunkt der Voreinspritzung wird dabei in einem festen Schrittweiteraster von $1 \text{ }^\circ\text{KW}$ variiert.

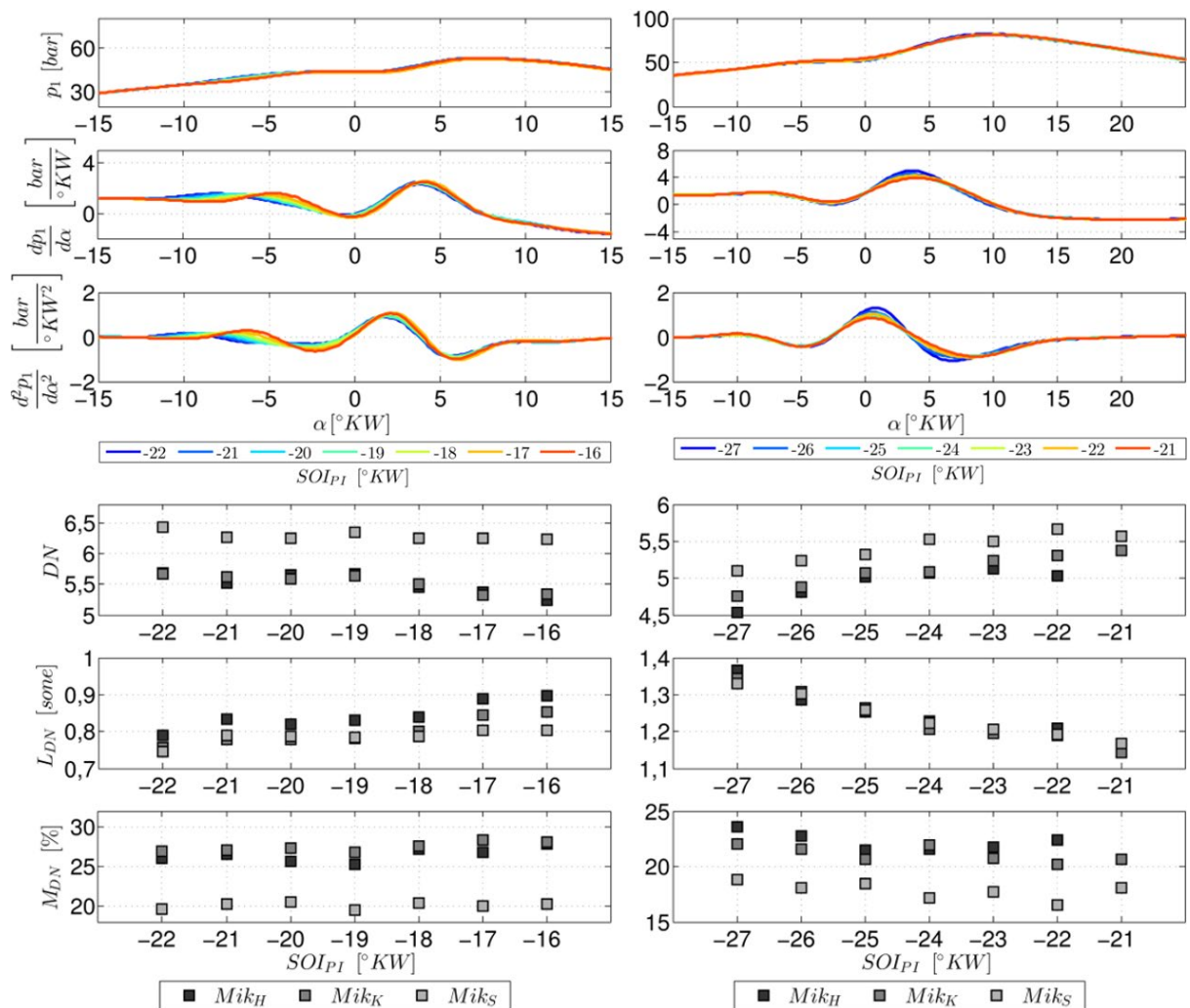


Abbildung 62: Akustische Prinzipuntersuchung bei Variation des Startzeitpunktes der Voreinspritzung (SOI_{PI}) beim Betriebspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm (links), 1750 min^{-1} , 100 Nm (rechts), in Relation zum Zylinderdruck p_1 , Zylinderdruckgeschwindigkeit $dp_1/d\alpha$, Zylinderdruckbeschleunigung $d^2p_1/d\alpha^2$

In der Abbildung 62 sind die Dieselnote DN , die Lautheit L_{DN} sowie die Modulation der Dieselnote M_{DN} für alle drei Mikrofone (Mik_H, Mik_K, Mik_S) des Prüfstands bei den unterschiedlichen Voreinspritzwinkellagen dargestellt. Ferner sind der Zylinderdruck p_1 , die Zylinderdruckgeschwindigkeit $dp_1/d\alpha$ und die Zylinderdruckbeschleunigung $d^2p_1/d\alpha^2$ von Zylinder 1 aufgetragen. Im Arbeitspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm korreliert lediglich die Lautheit der Dieselnote L_{DN} mit der Winkellage der Voreinspritzung. Wird SOI_{PI} von früh nach spät verschoben, so steigt die Lautheit an. Dieser Anstieg ist hierbei jedoch nicht monoton. Ferner bleibt die Modulation M_{DN} trotz Variation von SOI_{PI} nahezu konstant. Im Gegensatz dazu wirkt sich die Variation SOI_{PI} von früh nach spät positiv auf die Dieselnote im Arbeitspunkt 1750 min^{-1} , 100 Nm aus. Durch die Veränderung der Winkellage von früh nach spät reduzieren sich die Lautheit und die Modulation, was einen Anstieg der Dieselnote um bis zu $0,75$ Noten bewirkt. Weiter ist festzustellen, dass die Dieselnote nicht monoton steigt. So ergibt sich unter anderem beim Mikrofon Mik_H ein lokales Maximum bei -23 °KW . Des Weiteren beeinflusst die Verschiebung der Voreinspritzwinkellage den Zylinderdruckverlauf, genauer die Zylinderdruckgeschwindigkeit und –beschleunigung. Dies kann insbesondere im Arbeitspunkt 1750 min^{-1} , 100 Nm wahrgenommen werden. So sinken die maximalen Werte von Zylinderdruckgeschwindigkeit und –beschleunigung mit zunehmender Verschiebung des Voreinspritzwinkels von früh nach spät.

Variation der Voreinspritzmenge

Wie auch bei der Voreinspritzbeginnvariation wird für die Untersuchung, in welchem Maße sich die Dieselnote durch die Voreinspritzmenge beeinflussen lässt, jeweils eine Messreihe an den Arbeitspunkten 1250 min^{-1} , 25 Nm und 1750 min^{-1} , 100 Nm durchgeführt. Die Winkellage der Haupteinspritzung und Voreinspritzung sowie der Raildruck und die AGR werden in den Arbeitspunkten konstant gehalten. Die jeweiligen Referenzwerte werden dabei wieder vom Steuergerät übernommen. Die Voreinspritzmenge q_{PI} wird jeweils von 0 mg/Hub bis $1,5 \text{ mg/Hub}$ um jeweils $0,25 \text{ mg/Hub}$ erhöht. In der Abbildung 63 sind nunmehr die Dieselnote DN , die gewichtete Lautheit der Dieselnote L_{DN} sowie die Modulation der Dieselnote M_{DN} für alle drei Mikrofone (Mik_H, Mik_K, Mik_S) des Prüfstands bei den unterschiedlichen Voreinspritzmengen dargestellt. Ferner sind wieder der Zylinderdruck p_1 , sowie die Zylinderdruckgeschwindigkeit $dp_1/d\alpha$ und die Zylinderdruckbeschleunigung $d^2p_1/d\alpha^2$ von Zylinder 1 dargestellt.

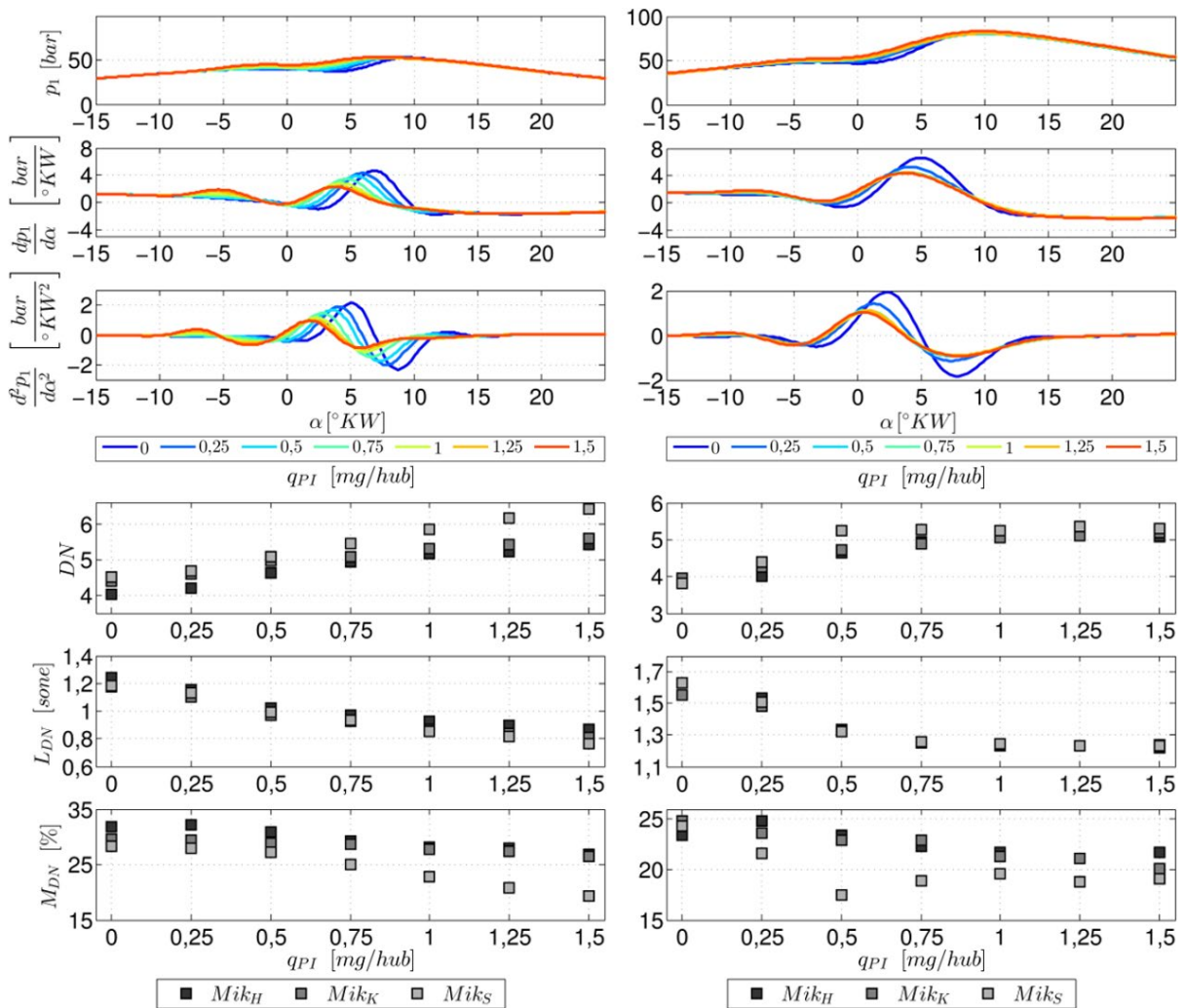


Abbildung 63: Akustische Prinzipuntersuchung bei Variation der Voreinspritzmenge q_{PI} beim Betriebspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm (links), 1750 min^{-1} , 100 Nm (rechts), in Relation zum Zylinderdruck p_1 , Zylinderdruckgeschwindigkeit $dp_1/d\alpha$, Zylinderdruckbeschleunigung $d^2p_1/d\alpha^2$

Wie bereits zuvor in Abbildung 62 korreliert im Arbeitspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm wieder die Lautheit der Dieselnote L_{DN} mit der Winkellage der Voreinspritzung, hierbei jedoch invers. Durch den Anstieg der Voreinspritzmenge q_{PI} reduzieren sich dabei die Lautheit und die Modulation. Einhergehend steigt die Dieselnote um bis zu zwei Noten. Dieser Effekt ist ebenfalls im Arbeitspunkt 1750 min^{-1} , 100 Nm zu beobachten, wobei die Dieselnote nur um bis zu 1,5 Noten ansteigt. In beiden Untersuchungen ist jedoch erkennbar, dass die Dieselnotenzunahme ab ca. 1 mg/Hub abnimmt. Dies wird insbesondere im Arbeitspunkt 1750 min^{-1} , 100 Nm deutlich, da sich Voreinspritzmengen ab 1 mg/Hub nicht signifikant auf die Dieselnote auswirken. Grundlegend beeinflusst die Voreinspritzmenge den Druckverlauf. Durch die Erhöhung jener Voreinspritzmenge nimmt die Zylinderdruckgeschwindigkeit $dp_1/d\alpha$ und die Zylinderdruckbeschleunigung $d^2p_1/d\alpha^2$ eindeutig ab.

Variation des Haupteinspritzbeginns

Letztlich wird untersucht, in welchem Maß sich die Dieselnote durch die Winkellage der Haupteinspritzung beeinflussen lässt. Dazu werden wieder Messreihen an den Arbeitspunkten 1250 min^{-1} , 25 Nm und 1750 min^{-1} , 100 Nm durchgeführt. Die Winkellage der Voreinspritzung, die Voreinspritzmenge sowie der Raildruck und die AGR werden in den Arbeitspunkten konstant gehalten. Die jeweiligen Referenzwerte werden dabei wieder vom Steuergerät übernommen. Der Start der Haupteinspritzung SOI_{MI} wird jeweils $-11 \text{ }^\circ\text{KW}$ bis $-1 \text{ }^\circ\text{KW}$ im Raster von $2 \text{ }^\circ\text{KW}$ -Schritten erhöht.

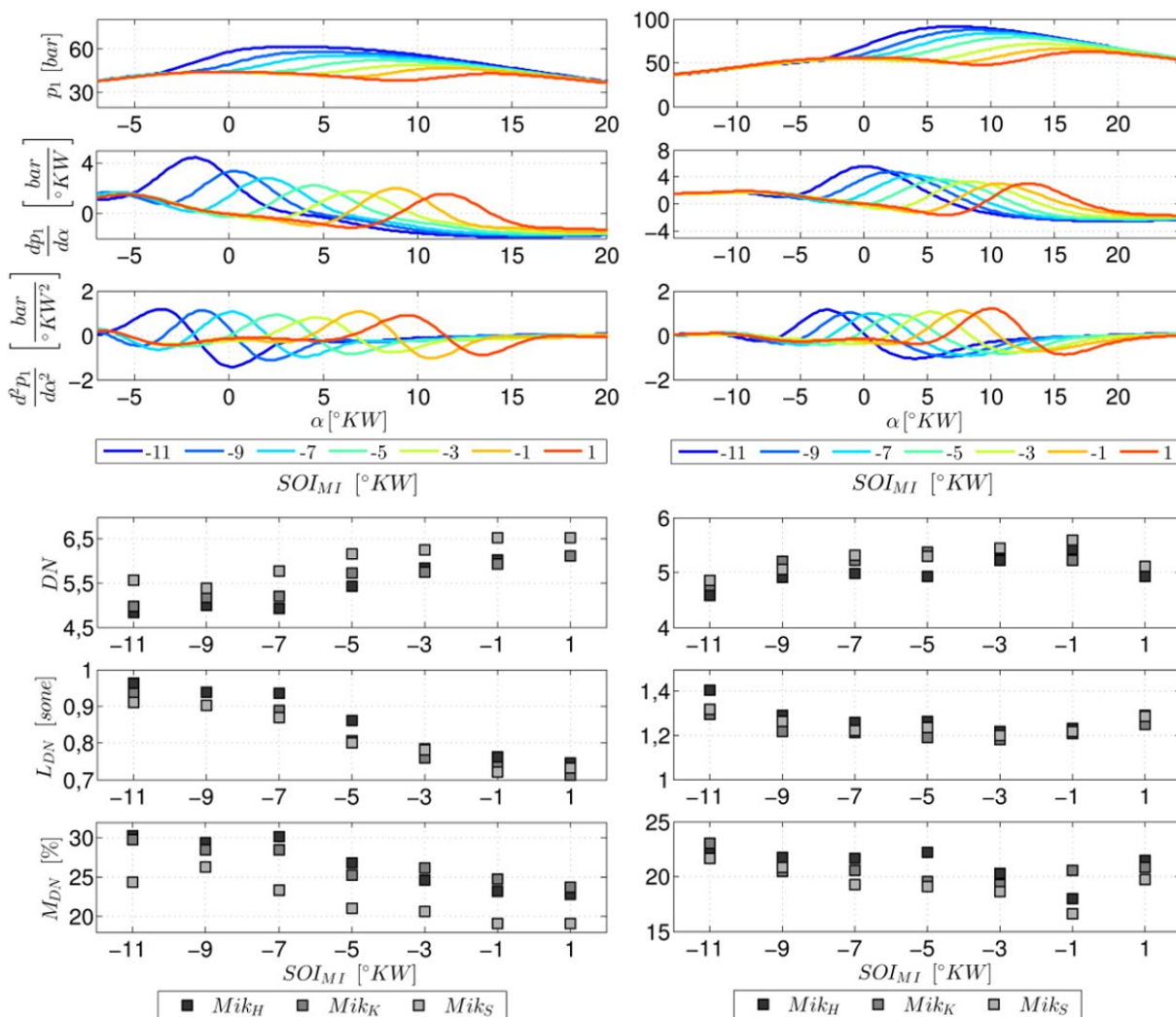


Abbildung 64: Akustische Prinzipuntersuchung bei Variation des Startzeitpunktes der Haupteinspritzung SOI_{MI} beim Betriebspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm (links), 1750 min^{-1} , 100 Nm (rechts), in Relation zum Zylinderdruck p_1 , Zylinderdruckgeschwindigkeit $dp_1/d\alpha$, Zylinderdruckbeschleunigung $d^2p_1/d\alpha^2$

In der Abbildung 64 sind hierbei die Dieselnote DN , die Lautheit der Dieselnote L_{DN} sowie die Modulation der Dieselnote M_{DN} für alle drei seitlichen Mikrofone (Mik_H , Mik_K , Mik_S) des Prüfstands bei den unterschiedlichen Haupteinspritzwinkellagen dargestellt. Ferner sind wieder

der Zylinderdruck p_1 , sowie die Zylinderdruckgeschwindigkeit $dp_1/d\alpha$ und die Zylinderdruckbeschleunigung $d^2p_1/d\alpha^2$ von Zylinder 1 abgebildet. Die Verschiebung des Startzeitpunktes der Haupteinspritzung beeinflusst den Zylinderdruckverlauf deutlich. Durch die Verschiebung des Zeitpunktes von früh nach spät kommt es dementsprechend zu einer späteren Verbrennung des Luft-Kraftstoffgemisches und folglich zu einer späteren Zylinderdruckerhöhung. Dieses ist ebenso in den Darstellungen der Zylinderdruckgeschwindigkeits- und Zylinderdruckbeschleunigungsverläufe ersichtlich. Einhergehend folgt daraus, dass der maximale Zylinderdruck mit der Verschiebung der Einspritzung nach spät abnimmt. Ferner liegt die Dieselnote in beiden Untersuchungen im Wertebereich zwischen 4 und 6,5. Durch die Verschiebung des Startzeitpunktes der Haupteinspritzung von früh nach spät steigt die Dieselnote um bis zu einer ganzen Note. Im Betriebspunkt 1750 min^{-1} , 100 Nm erreicht die Dieselnote hierbei ein globales Maximum bei -1 °KW. Eine weitere Verschiebung nach spät führt jedoch zu einer negativen Beeinflussung der Dieselnote. Grund für diesen Effekt ist die steigende Impulshaftigkeit im akustischen Signal bei einer zu späten Einspritzung.

Je nach Messposition der Mikrofone können seitenspezifische, geometrische Oberflächen des Motors dazu führen, dass sich die akustischen Emissionen unterschiedlich ausprägen. Ersichtlich ist dies insbesondere bei der Messung im Betriebspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm. In dieser Messreihe wird eine höhere Dieselnote mit dem Mikrofon an der Stirnseite ermittelt. Durch den Prüfaufbau ist dieses Ergebnis auch zu erwarten, da die Zylinder 2, 3 und 4 durch den geometrischen Aufbau des Motors von Zylinder 1 maskiert werden. Unabhängig vom Dieselnotenwertebereich korrelieren die Variationen der Dieselnote mit allen Mikrofonpositionen.

Schlussfolgerung

Die Prinzipuntersuchungen wurden durchgeführt, um den Einfluss der Einspritzparameter auf die akustische Lästigkeit des Dieselmotors zu analysieren. Im ersten Schritt wurde die Winkellage der Voreinspritzung in zwei Betriebspunkten variiert. Hierbei ergab sich, dass der Einfluss auf die Dieselnote abhängig vom Betriebspunkt des Motors ist. So war der Einfluss auf die Dieselnote beim Arbeitspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm marginal. Jedoch ergab sich bei 1750 min^{-1} , 100 Nm eine Verbesserung um ca. 0,75 Noten durch die Verschiebung der Winkellage der Voreinspritzung von früh nach spät. Im zweiten Schritt wurde die Voreinspritzmenge an zwei Betriebspunkten variiert. Die Erhöhung der Voreinspritzmenge bis zu 1 mg/Hub hat direkt zu einer Reduzierung der Lästigkeit der Verbrennung geführt, was wiederum zu einem Anstieg der Dieselnote um bis zu 1,5 Noten führte. Ab einer Voreinspritzmenge von 1 mg/Hub war abhängig vom Arbeitspunkt keine signifikante Verbesserung der Dieselnote zu erzielen. Insbesondere im Arbeitspunkt 1750 min^{-1} , 100 Nm stagnierte die Dieselnote trotz Erhöhung der Voreinspritzmenge und nahm leicht ab. Im letzten Schritt wurde untersucht, inwieweit sich die Winkellagenverschiebung der Haupteinspritzung auf die Dieselnote auswirkt. Eine Verschiebung der Winkellage von früh nach spät führte zu einem Anstieg der Dieselnote um 1,5 Noten,

wobei zu beachten ist, dass eine zu weite Verschiebung der Haupteinspritzung nach spät zu einer Verschleppung der Verbrennung führen kann. Gleichbedeutend zur Haupteinspritzlage wurde der Zylinderdruckverlauf signifikant beeinflusst. Ferner nahmen durch die Verschiebung der Haupteinspritzlage nach spät die Zylinderdruckgeschwindigkeit sowie der maximale Zylinderdruck ab.

Es hat sich insgesamt gezeigt, dass die Variation der Voreinspritzparameter und der Haupteinspritzwinkellage die Dieselnote beeinflussen können. Insbesondere die Voreinspritzmenge und die Haupteinspritzwinkellage führten zu einer signifikanten Reduzierung der akustischen Lästigkeit der Verbrennung. Nachteilig bei der Beeinflussung der Dieselnote durch die Verschiebung der Haupteinspritzwinkellage ist jedoch, dass der Zylinderdruckverlauf und somit die Verbrennung deutlich stärker beeinflusst werden, als durch die Voreinspritzparameter. Einhergehend kann davon ausgegangen werden, dass die Abgasemissionen stärker variieren als durch die Manipulation der Voreinspritzparameter.

5.2.3 Bestimmung der Dieselnote aus Körperschallsignalen

Die Berechnungsvorschrift der Dieselnote aus dem Forschungsprojekt von HOPPERMANN ET AL. [22] bietet die Möglichkeit, die Verbrennungsgeräusche unter Berücksichtigung der subjektiven Wahrnehmung für die Lästigkeit der Verbrennung zu bewerten. Hierzu bedarf es der Gewichtung von Lautheit und Modulation in einzelnen Frequenzbereichen. Diese Parameter werden dabei durch Luftschallsignale bestimmt und dienen als Skalierungswert. Durch die Notwendigkeit von Luftschallsignalen ist jedoch die Bestimmung der Dieselnote auf akustische Prüfstände limitiert, da beim Einsatz im Fahrzeug Störgeräusche, wie z.B. Fahrgeräusche, die Signale maskieren. Im Forschungsvorhaben von DECKER ET AL. [50] wurde dargestellt, dass die Schätzung der Lautheit und Modulation von Luftschallsignalen mittels Körperschallsignalen möglich ist. Daher ist es nun das Ziel das vorgestellte Verfahren von DECKER ET AL. [50] für den in dieser Arbeit untersuchten Dieselmotor zu übernehmen und für einen erweiterten Drehzahl- und Lastbereich zu adaptieren. Mittels der Schätzung der Dieselnote kann somit eine online-fähige Bewertung der Lästigkeit der Verbrennung erfolgen und in die zylinderdruckbasierte Regelung des Motors eingefügt werden. In diesem Zusammenhang wird untersucht, ob eine direkte Bestimmung der Dieselnote oder die Bestimmung der Lautheit und Modulation mittels Körperschallsignalen zielführender ist. Hierbei wird zunächst die Korrelation von Lautheit, Modulation und Dieselnote zwischen Luftschall und Körperschall untersucht, wobei die Konzepte der Regressionsmodelle zur Schätzung der Dieselnote anschließend vorgestellt werden. Mittels Messungen in einem erweitertem Drehzahl- und Lastbereich werden die Regressionsmodelle angelernt, bewertet und verifiziert.

Korrelationsanalyse von Lautheit, Modulation und Dieselnote

Im ersten Ansatz wird untersucht, ob eine Korrelation zwischen gewichteter Lautheit, Modulation und Dieselnote zwischen Luftschall- und Körperschallsignalen vorliegt. Aus diesem Grund werden bei den Betriebspunkten 1250 min^{-1} , 25 Nm und 1750 min^{-1} , 100 Nm die Einspritzparameter variiert und die Lautheit und Modulation jeweils aus Luftschallsignalen der Mikrofone sowie der Signale aller Körperschallsensoren bestimmt. Im Anschluss wird untersucht, ob es zwischen der Lautheit, der Modulation und der Dieselnote der Signale jeweils einen linearen Zusammenhang gibt. Als Bewertungsmaß wird dazu der Korrelationskoeffizient bestimmt:

$$r(x, y) = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (65)$$

Dabei sind x und y die Messwerte, bzw. die berechneten Kennwerte und \bar{x} sowie \bar{y} deren Mittelwerte. Der Korrelationskoeffizient $r(x, y)$ weist dabei ein Wertebereich von -1 bis 1 auf, wobei eine vollständige Linearität zwischen x und y ein Korrelationswert von 1 bzw. -1 bei einer negativen Linearität ergibt. Bei einem Wert von null ist dementsprechend kein linearer Zusammenhang ermittelbar. Im ersten Schritt wird die gewichtete Lautheit L_{DN} der Dieselnote mittels der Luftschallsignale gebildet sowie direkt aus den Beschleunigungssignalen der Körperschallsensoren (L_{KS}) berechnet. Für die Betriebspunkte 1250 min^{-1} , 25 Nm und 1750 min^{-1} , 100 Nm stehen somit jeweils 86 Wertepaare zur Verfügung. Die Korrelation der Lautheit in Abhängigkeit der Sensoren ist in Abbildung 65 dargestellt.

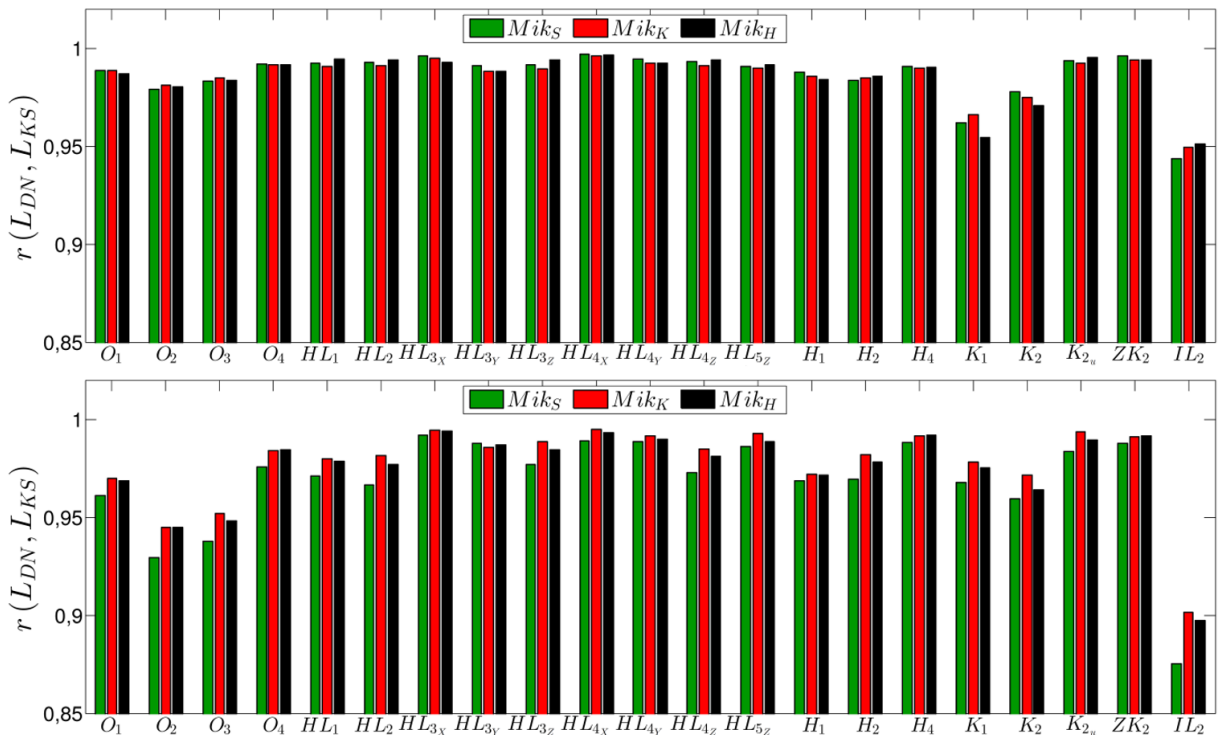


Abbildung 65: Korrelation zwischen der Lautheit L_{DN} auf Basis des Luftschalls und jener auf Basis des Körperschalls L_{KS} in Relation zu den Sensorpositionen bei den Betriebspunkten 1250 min^{-1} , 25 Nm (oben) und 1750 min^{-1} , 100 Nm (unten)

Aus den Ergebnissen im Betriebspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm ist deutlich zu erkennen, dass der Korrelationswert über $0,94$ liegt, unabhängig von der Mikrofon- und Sensorposition. Auffällig ist ebenso, dass insbesondere die Sensorposition IL_2 bei beiden Betriebspunkten die geringste Korrelation aufweist. Dies kann damit begründet werden, dass jene Sensormessstelle im Gegensatz zu den übrigen vermehrt das Einspritzgeräusch und weniger das Verbrennungsgeräusch detektiert. Abgesehen von dieser Sensorposition werden Korrelationswerte von über $0,93$ erreicht. Im zweiten Schritt wird die gewichtete Modulation M_{DN} der Dieselnote mittels der Luftschallsignale sowie direkt aus den Beschleunigungssignalen der Körperschallsensoren (M_{KS}) berechnet. Die Korrelationswerte der jeweils 86 Wertepaare für die zwei Betriebspunkte sind wiederum in Abbildung 66 dargestellt.

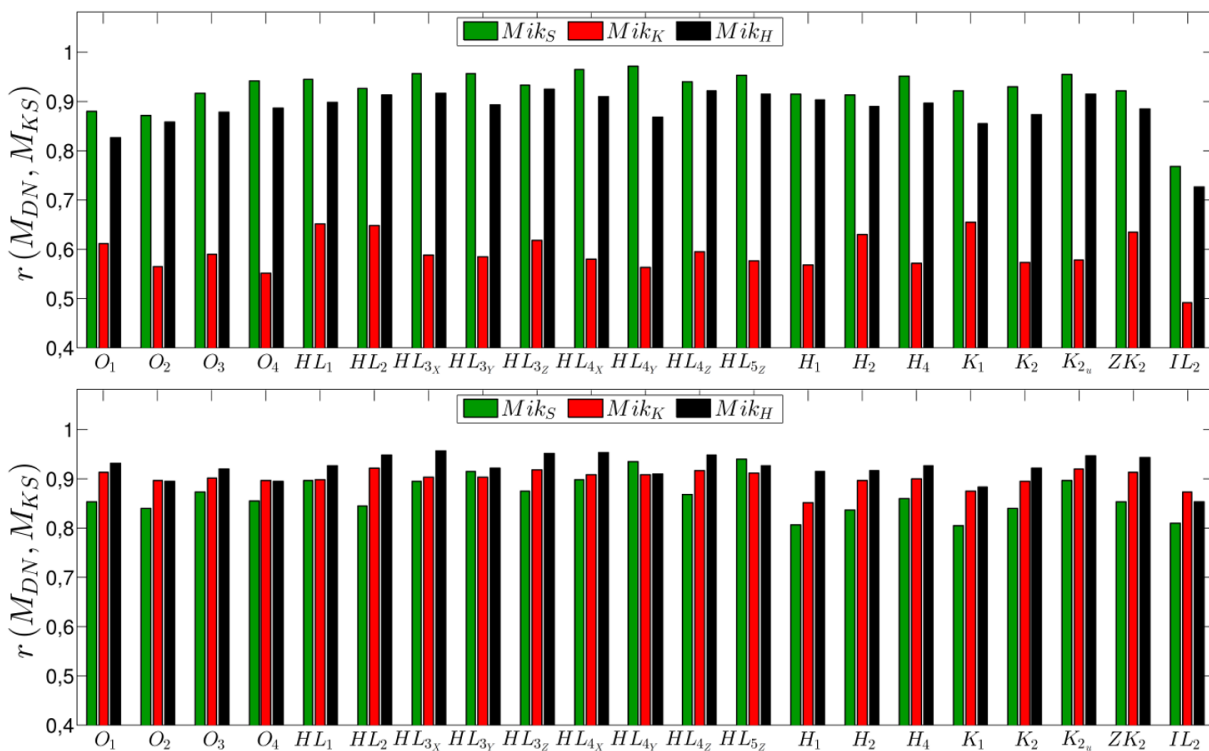


Abbildung 66: Korrelation zwischen der Modulation M_{DN} auf Basis des Luftschalls und jener auf Basis des Körperschalls M_{KS} in Relation zu den Sensorpositionen bei den Betriebspunkten 1250 min^{-1} , 25 Nm (oben) und 1750 min^{-1} , 100 Nm (unten)

Aus diesen Ergebnissen ist zu entnehmen, dass die Korrelation insbesondere im Betriebspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm zwischen der Modulation des Mikrofons Mik_K und den Beschleunigungssignalen signifikant geringer ist, als bei der Korrelation mit den zwei anderen Mikrofonen. Zu begründen ist dies durch die höhere Steifigkeit der Motorblockstruktur an der Kaltseite. Dieser Effekt wird minimiert, wenn der Motor bei einem höheren Drehmoment betrieben wird. Die Sensorposition IL_2 weist auch in dieser Untersuchung den geringsten Korrelationswert zwischen Körper- und Luftschall auf. Davon abgesehen werden Korrelationswerte über ca. $0,85$ zwischen Körper- und Luftschall bei den Mikrofonen Mik_H und Mik_S erreicht. Im letzten

Schritt wird die gewichtete Dieselnote DN nach (62) jeweils aus den Körper- und Luftschallsignalen (DN_{KS}, DN) berechnet. Die Korrelationswerte für die zwei Betriebspunkte sind in Abbildung 67 dargestellt.

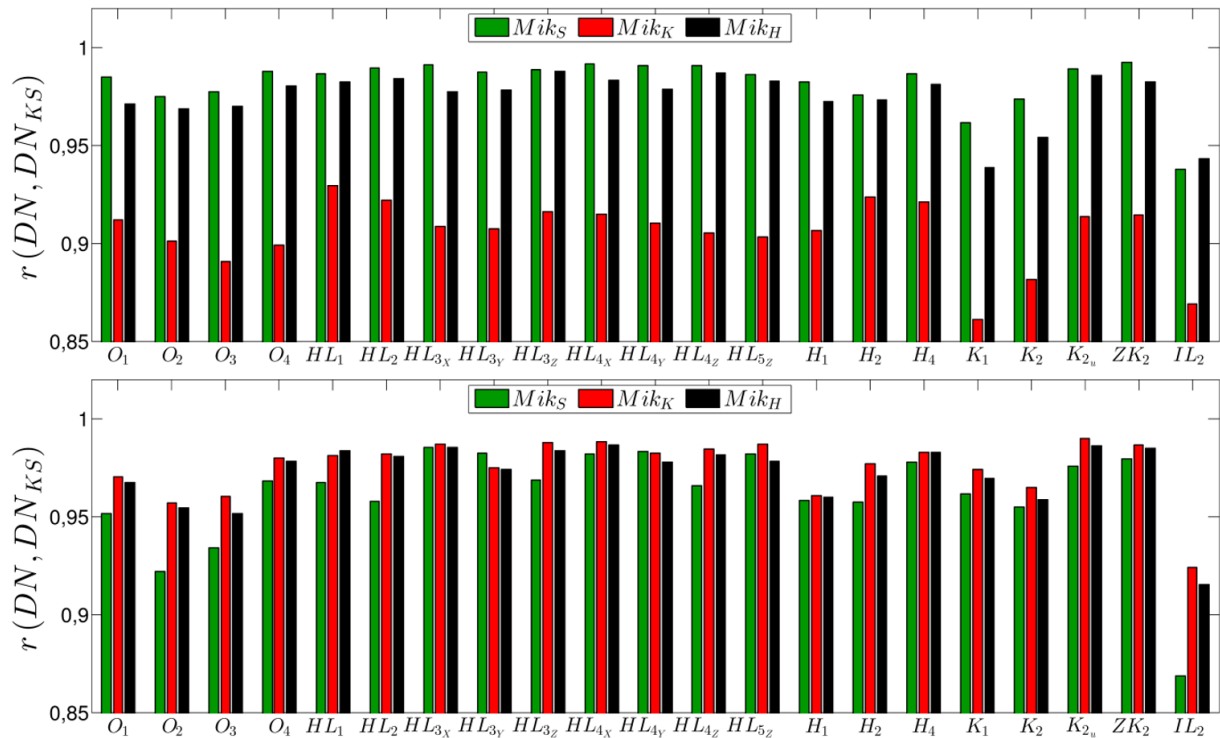


Abbildung 67: Korrelation zwischen der Dieselnote DN auf Basis des Luftschalls und jener auf Basis des Körperschalls DN_{KS} in Relation zu den Sensorpositionen bei den Betriebspunkten 1250 min^{-1} , 25 Nm (oben) und 1750 min^{-1} , 100 Nm (unten)

In diesen Ergebnissen wirken sich insbesondere die geringe Korrelation zwischen der Modulation des Mikrofons der Kaltseite und den Körperschallsignalen, sowie die geringen Korrelationswerte bei Sensor IL_2 aus. Davon abgesehen werden Korrelationswerte über 0,9 erreicht. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Lautheit, die Modulation und folglich die Dieselnote auf Basis von Körper- und Luftschallsignalen einen relativ hohen linearen Zusammenhang aufweisen. Somit folgt, dass die Körperschallsignale einen hohen Informationswert über die akustischen Emissionen im Luftschall widerspiegeln. Die höchsten Korrelationswerte werden dabei für die Körperschallsensorpositionen von $O_4, HL_1 - HL_5, H_1, H_2, K_{2u}$ und K_2 , bezogen auf die Mikrofonpositionen der Stirn- und Heißseite, festgestellt.

Modelle der Dieselnotenbestimmung

Da im vorhergehenden Abschnitt eine signifikante Korrelation zwischen Luft- und Körperschallsignalen nachgewiesen werden konnte, wird im nächsten Schritt der Wertebereich der Dieselnote des Luftschalls auch durch Körperschallsignale abgebildet. Hierzu dient die Idee, ein Re-

gressionsmodell zu erstellen, welches auf Grundlage der Körperschallsignale die Luftschallkennwerte schätzt. Dieses Modell wird als virtueller Geräuschsensor bezeichnet. Der Ansatz deckt sich mit dem Konzept für die virtuellen Drucksensoren.

Die Dieselnote kann direkt oder indirekt über den Körperschall geschätzt werden. Im indirekten Fall werden zunächst die Lautheit L_{KS} sowie die Modulation M_{KS} aus dem Körperschall bestimmt. Im Anschluss werden die Lautheit und die Modulation des Luftschalls (\hat{L}_{DN} bzw. \hat{M}_{DN}) mittels einer Regressionsfunktion ($f_{L_{DN}}$ bzw. $f_{M_{DN}}$) geschätzt. Im letzten Schritt berechnet sich die geschätzte Dieselnote \widehat{DN} zu:

$$\hat{L}_{DN} = f_{L_{DN}}(L_{KS}, Data_{ECU}) \quad (66)$$

$$\hat{M}_{DN} = f_{M_{DN}}(M_{KS}, Data_{ECU}) \quad (67)$$

$$\widehat{DN} = a + b \cdot \hat{L}_{DN} + c \cdot \hat{M}_{DN} \quad (68)$$

Für die Bestimmung der Regressionsmodelle $f_{L_{DN}}$ und $f_{M_{DN}}$ können die Steuergerätedaten ($Data_{ECU}$) genutzt werden.

Eine weitere Möglichkeit ist die direkte Schätzung der Dieselnote. Hierzu wird zunächst die Lautheits- und Modulationsberechnung der Körperschallsignale (L_{KS} , M_{KS}) ausgeführt. Im nächsten Schritt wird die Dieselnote des Körperschalls DN_{KS} nach (62) berechnet. Der Wertebereich dieser Dieselnote ist hierbei nicht mit dem Wertebereich der Dieselnote DN , welche auf Basis des Luftschalls berechnet wird, gleichzusetzen. Aus diesem Grund wird im Anschluss eine Regressionsfunktion f_{DN} erstellt, um die körperschallbasierte Dieselnote des Luftschalls zu schätzen:

$$\widehat{DN} = f_{DN}(DN_{KS}, Data_{ECU}) \quad (69)$$

Für die Erstellung der Regressionsfunktion f_{DN} werden ebenfalls Steuergerätedaten ($Data_{ECU}$) genutzt. In Abbildung 68 sind beide Methoden schematisch dargestellt.

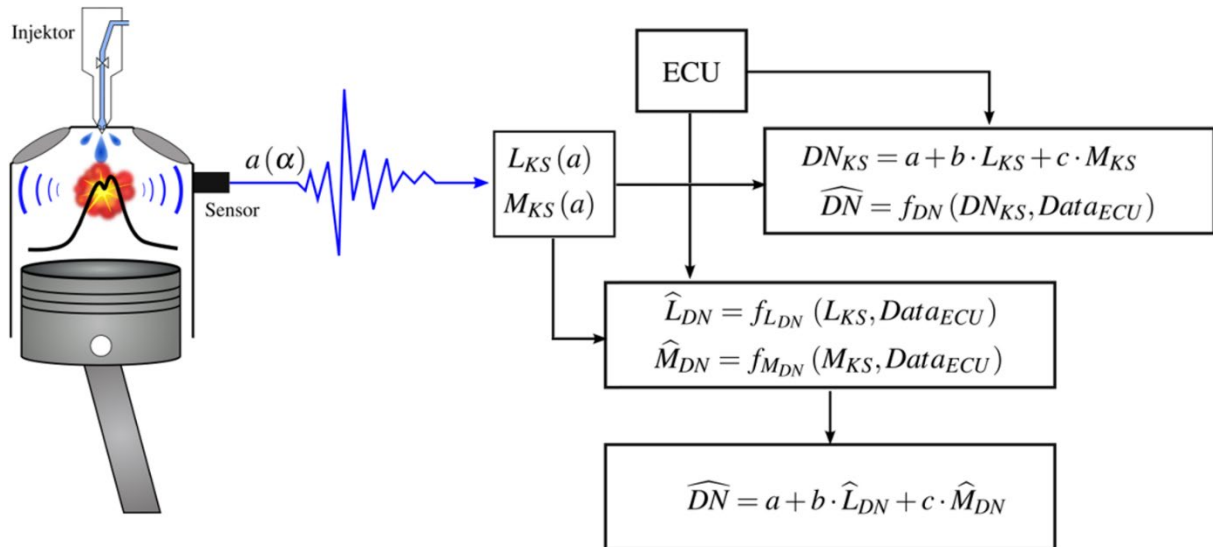


Abbildung 68: Schematische Darstellung der direkten und indirekten Schätzung der Dieselnote

Ferner wird zur Bestimmung der Regressionsfunktionen $f_{L_{DN}}$, $f_{M_{DN}}$ und f_{DN} , wie bereits im Abschnitt 5.1.5, eine schrittweise Regressionsanalyse verwendet. In diesem Anwendungsfall werden lineare und quadratische Modelltherme in der Regressionsanalyse berücksichtigt. Außerdem fließen in diesen Modellansatz die Informationen der Steuergerätegrößen Einspritzbeginn (SOI_{PI}, SOI_{MI}), Einspritzzeit ($\Delta t_{PI}, \Delta t_{MI}$), Raildruck p_{rail} und Drehzahl n ein. Zum Anlernen und Verifizieren der Regressionsfunktion wurden im Drehzahlbereich von 1000 min^{-1} bis 2500 min^{-1} sowie im Lastbereich von 25 Nm bis 250 Nm 86 Messungen mit Variation der Einspritzparameter ausgeführt, siehe Tabelle 6. Aus diesem Datensatz wurden 21 Messungen zur Verifikation der Regressionsmodelle zufällig ausgewählt. Die ermittelten Regressionsfunktionen $f_{L_{DN}}$, $f_{M_{DN}}$ und f_{DN} auf Basis der jeweiligen Körperschallsensoren und Mikrofone sind in SCHNEIDER ET AL. [60] aufgeführt.

Zur Bewertung der Regressionsfunktionen (66) bis (69), wird zunächst das Bestimmtheitsmaß für die Schätzungen der Lautheit $\bar{R}^2_{(L_{DN}, \hat{L}_{DN})}$, der Modulation $\bar{R}^2_{(M_{DN}, \hat{M}_{DN})}$ sowie der Dieselnote $\bar{R}^2_{(DN, \hat{DN})}$ mittels direkter Modellierung (69) ermittelt, siehe Abbildung 69. Hieraus ist zu entnehmen, dass unabhängig von der Mikrofon- und Körperschallsensorposition insbesondere die Lautheit ein Bestimmtheitsmaß von über 0,93 erreicht. Bei der Modulation ist auffällig, dass im Gegensatz zu den Mikrofonsignalen der Heiß- und Stirnseite diese in Bezug auf das Mikrofon auf der Kaltseite des Motors geringere Werte erreicht. Dieses Ergebnis wird weiter fundiert, indem die Resultate der Korrelationsanalyse aus dem vorhergehenden Abschnitt betrachtet werden. In dieser Auswertung ergab sich bedingt durch die höhere Steifigkeit des Motorblocks eine deutlich geringere Korrelation der Modulation zwischen Luftschall und Körperschall des Mikrofans auf der Kaltseite. Das gewählte Regressionsmodell zur Schätzung der Modulation des Mikrofansignals der Kaltseite lässt sich somit nicht ausreichend wiedergeben.

Jedoch erreichen die Modelle für die Modulation der Heiß- und Stirnseite ein Bestimmtheitsmaß von über 0,92 für alle Körperschallsensoren. Das Bestimmtheitsmaß bei der direkten Modellierung der Dieselnote erzielt nur ein Bestimmtheitsmaß von ca. 0,9.

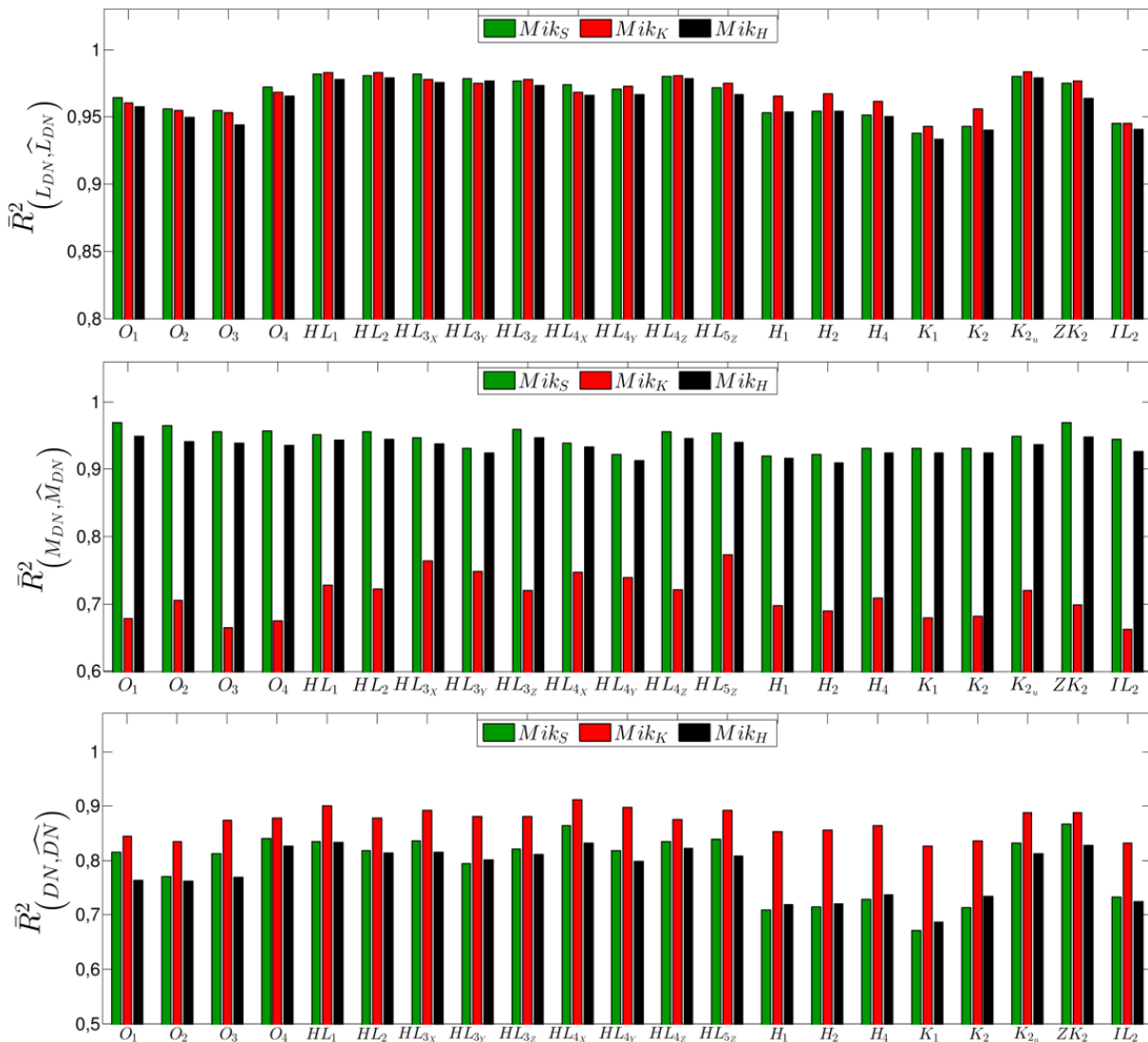


Abbildung 69: Bestimmtheitsmaß zwischen gemessener und geschätzter Lautheit (oben), Modulation (Mitte) und Dieselnote (unten) in Relation zur Sensorposition der Körperschallsensoren

Zusätzlich zum Bestimmtheitsmaß ist in Abbildung 70 bis Abbildung 72 der relative und absolute RMS-Fehler zwischen Prädiktionswert und Messwert dargestellt. Bei der Schätzung der Lautheit auf Basis der Körperschallinformationen ergeben sich insbesondere für die Körperschallsensoren am Hauptlager und an der Kaltseite (K_{2u}) sowie an der Motoroberseite (ZK_2) die geringsten Abweichungen von ca. 0,03 sone bis 0,04 sone, was einem relativen RMS-Fehler von unter 4 % entspricht. Ferner erzielen die Modelle mit den übrigen Körperschallsensoren gute Werte mit einem relativen RMS-Fehler von unter 5,3 %.

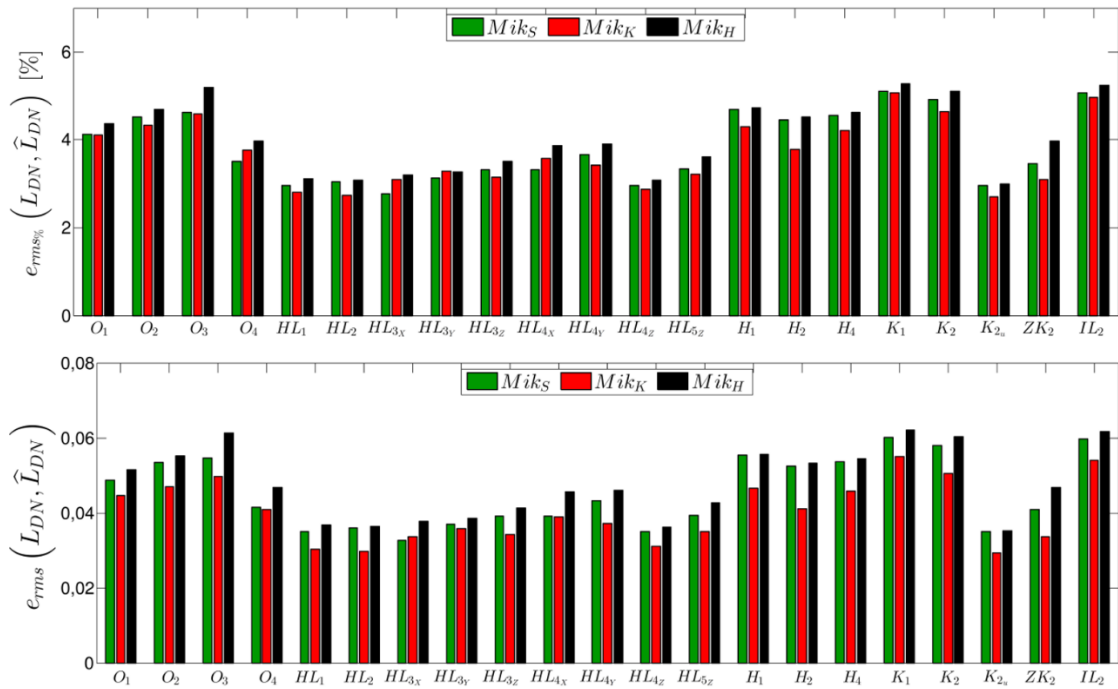


Abbildung 70: Relativer (oben) und absoluter (unten) RMS-Fehler zwischen gemessener und geschätzter Lautheit in Abhängigkeit der einzelnen Mikrofone und Körperschallsensoren

Im Vergleich zur geschätzten Modulation ergeben sich ähnliche Abweichungen von ca. 6 % RMS-Fehler bezüglich der Mikrofonsignale der Heiß- und Stirnseite. Die Schätzung der Modulation für die Kaltseite weist relative RMS-Fehler von bis zu 9,3 % auf, was in der Abbildung 71 deutlich zu sehen ist. Der hohe relative RMS-Fehler deutet darauf hin, dass sich die Modulation der Kaltseite mit dem gewählten Modellansatz (67) qualitativ nicht hochwertig schätzen lässt, worauf auch die Korrelationsanalyse im vorherigen Abschnitt hingedeutet hat.

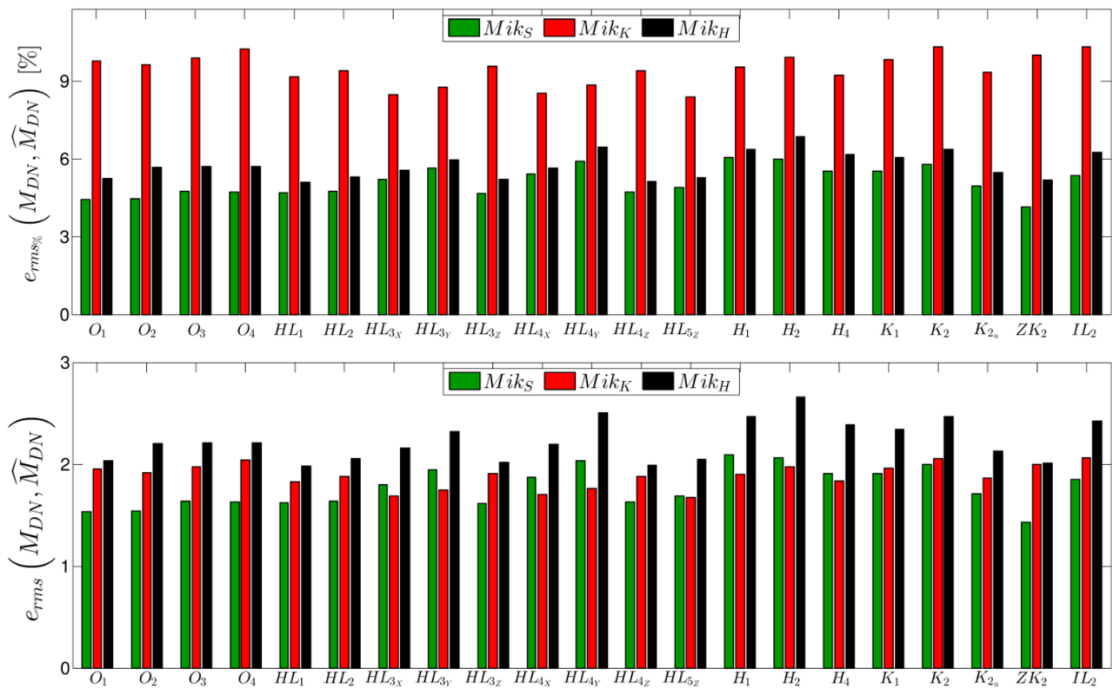


Abbildung 71: Relativer (oben) und absoluter (unten) RMS-Fehler zwischen gemessener und geschätzter Modulation in Abhängigkeit der einzelnen Mikrofone und Körperschallsensoren

Ferner relativiert sich der Schätzfehler der Modulation in Bezug auf das Mikrofon der Kaltseite bei der Berechnung der Dieselnote mittels indirekter Berechnungsvorschrift (68), siehe Abbildung 72.

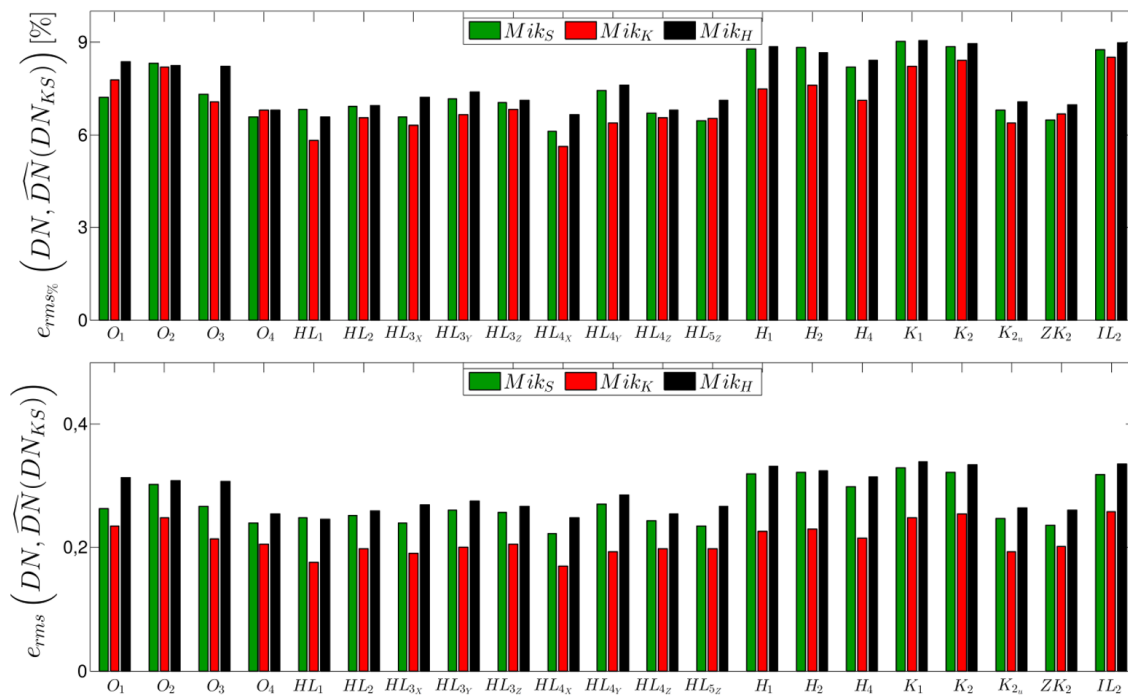


Abbildung 72: Relativer (oben) und absoluter (unten) RMS-Fehler zwischen gemessener und geschätzter (indirekte Methode) Dieselnote in Abhängigkeit der einzelnen Mikrofone und Körperschallsensoren

Die geringen Abweichungen zwischen geschätzter und ermittelter Dieselnote werden mit den Körperschallsensoren am Hauptlager erzielt und liegen zwischen 5 % und 7 %, welches einem RMS-Fehler von ca. 0,2 Noten entspricht. Die größte Abweichung von ca. 9 % ergibt sich dabei mit der Nutzung der Körperschallinformation von den Sensorpositionen der Heißseite, welches einer Abweichung von ca. 0,32 Noten entspricht. Im Vergleich zur indirekten Methode erreicht die Bestimmung der Dieselnote mittels direkter Schätzung nach (69) eine gleichwertige Genauigkeit. Der relative RMS-Fehler liegt dabei zwischen 5,5 % und 9 %, siehe Abbildung 73.

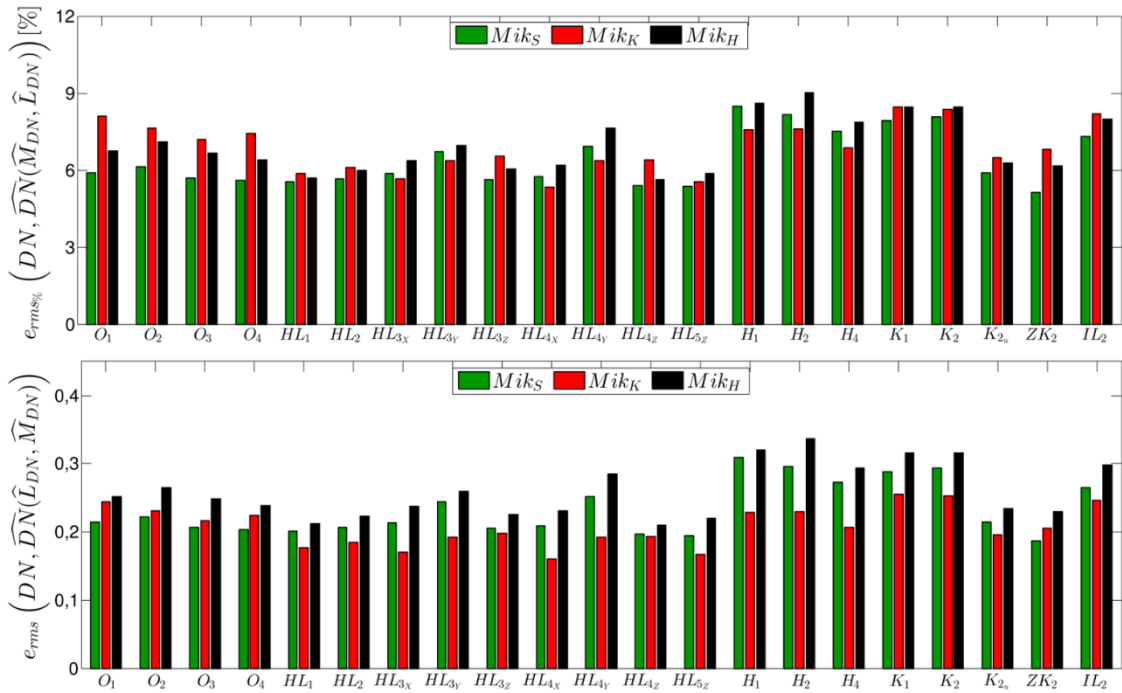


Abbildung 73: Relativer (oben) und absoluter (unten) RMS-Fehler zwischen gemessener und geschätzter (direkte Methode) Dieselnote in Abhängigkeit der einzelnen Mikrofone und Körperschallsensoren

Zur Schätzung der Lästigkeit des Verbrennungsgeräusches erreichen insbesondere die Modelle, welche die Signale der Körperschallsensoren am Hauptlager nutzen, die geringsten Abweichungen. Für die Nutzung im industriellen Anwendungsfeld ist jedoch eine Nachrüstung und Wartung an diesem Sensorplatz nicht praktikabel. Da für den virtuellen Drucksensor bereits die Körperschallsensoren O_1 bis O_4 genutzt werden, ist die Nutzung dieser Sensoren zielführend für eine Reduzierung der notwendigen Körperschallsensoren. Für die Schätzung der Dieselnote ergeben sich dabei die geringsten Abweichungen bei Sensor O_4 , weshalb die Dieselnote im Folgenden mit diesem Sensor bestimmt wird. Zur Anwendung der Modellmethode wird dabei die indirekte Schätzung mittels (68) gewählt, da somit eine Information über die Lautheit und Modulation ermöglicht werden kann. Dieses ist in der direkten Schätzung nach (69) nicht möglich. Des Weiteren ist die Korrelation zwischen akustischen, geschätzten und berechneten Kennwerten der einzelnen Messungen in Abbildung 74 dargestellt.

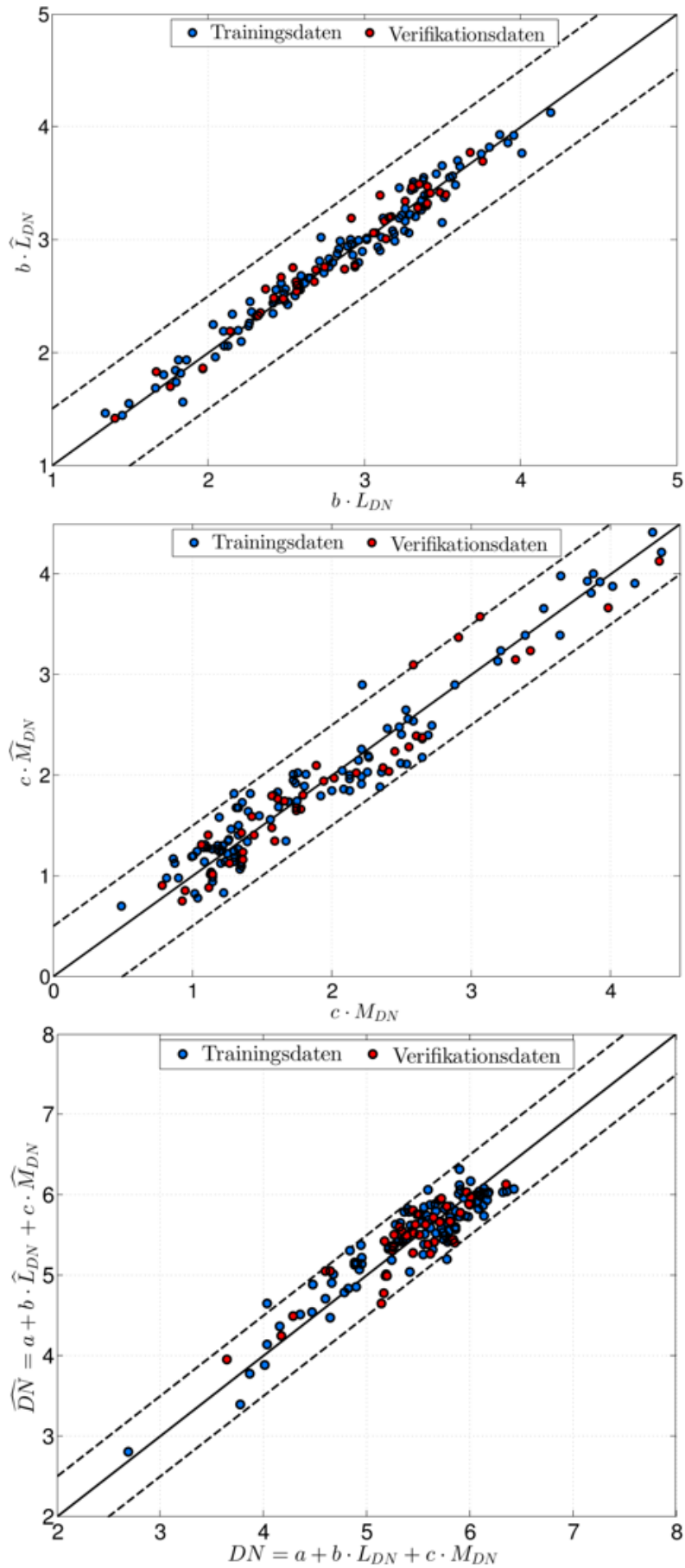


Abbildung 74: Korrelationsdarstellung zwischen berechneter (mittels Mik_H) und geschätzter (mittels O_4) Lautheit (oben), Modulation (Mitte) und Dieselnote (unten)

5.2.4 Fazit zum virtuellen Geräuschsensor

Bei der Applikation des Steuergerätes eines Dieselmotors besteht der generelle Konflikt zwischen der Lästigkeit der Verbrennungsgeräusche und der Optimierung des Verbrennungsprozesses. Im Gegensatz zur akustischen Bewertung kann die Verbrennung mittels realer oder virtueller Zylinderdrucksensoren auch im Serienbetrieb überwacht sowie Einflussgrößen wie bspw. die Einspritzparameter des Kraftstoffes adaptiert werden. Eine Möglichkeit, die Luftschallemissionen der Verbrennung im Serienbetrieb zu bewerten, besteht in der Nutzung von Körperschallsignalen. Es wurde hinreichend untersucht, inwieweit sich die unterschiedlichen Körperschallsensorpositionen eignen, um einen virtuellen Geräuschsensor zu modellieren. Hierzu wurde zunächst die Korrelation zwischen Körper- und Luftschall aufgezeigt, wobei jene Analyse ergab, dass es signifikante Abhängigkeiten zwischen beiden Signalgrößen gibt. Die Dieselnote wurde dabei als Kenngröße genutzt, um die Lästigkeit der Verbrennung des Motors zu skalieren. Für die Schätzung der Dieselnote mittels Körperschall wurde eine Regressionsanalyse durchgeführt, deren Ergebnisse belegen, dass diese Modelle für einen Drehzahlbereich von bis zu 2500 min^{-1} und einen Lastbereich bis zu 250 Nm geeignet sind. Um die notwendige Anzahl der Körperschallsensoren für die virtuellen Zylinderdrucksensoren und den virtuellen Geräuschsensor zu minimieren, wird der Sensor θ_4 genutzt, um die Dieselnote zu schätzen.

5.3 Zylinderselektiver, geräuschgeregelter Dieselmotor

Die zuvor thematisierten virtuellen Sensoren ermöglichen die Schätzung der Verbrennungsgrößen je Arbeitsspiel sowie die Bewertung der Lästigkeit des Verbrennungsgeräusches des Dieselmotors. Ziel der nächsten Untersuchungen ist nun, auf Basis dieser virtuellen Sensoren eine zylinderselektive Verbrennungsregelung umzusetzen, sowie die Dieselnote durch die Variation der Einspritzparameter des Motors zu optimieren. In diesem Anwendungsfall soll die Regelung seriennah umgesetzt werden, was bedeutet, dass die Ansteuerung der Einspritzparameter über das Seriensteuergerät umzusetzen und die grundlegende Softwarearchitektur unverändert zu lassen ist.

Im Folgenden wird zunächst die zylinderselektive Regelarchitektur vorgestellt. Ziel ist es hierbei, den indizierten Mitteldruck der Zylinder mit der selektiven Regelung durch die Adaption der Einspritzmenge gleichzustellen. Um eine Verlagerung der Verbrennungsschwerpunktlage zu vermeiden, wird diese mittels eines Regelkreises nachgeführt. Im Anschluss wird die zylinderselektive Regelstruktur um eine geräuschbasierte Qualitätsregelung erweitert, um die Dieselnote über die Voreinspritzung zu optimieren. Für ausgewählte Motorbetriebspunkte wird der Einfluss von Einspritzwinkel und –menge auf die Dieselnote untersucht. Im Anschluss wird ein heuristischer Optimierungs-Algorithmus entwickelt und implementiert, um die maximale Dieselnote automatisch über die Voreinspritzparametervariation zu erzielen.

5.3.1 Zylinderselektive Verbrennungsregelung

Die entwickelten Modelle zur Schätzung der zylinderselektiven Verbrennungsgrößen $\hat{\alpha}_{q_{50}}$, \hat{p}_{mi} und \hat{p}_{max} werden nun genutzt, um eine zylinderselektive Verbrennungsregelung umzusetzen. Die Regelstrategie umfasst dabei die Gleichstellung aller Zylinder bezüglich des indizierten Mitteldrucks und der Regelung der Verbrennungsschwerpunktlage. Als Stellgrößen dienen hierbei die Einspritzmenge der Haupteinspritzung q_{MI} und der Einspritzwinkel der Haupteinspritzung SOI_{MI} . Aus diesem Grund muss untersucht werden, ob die Güte der Schätzwerte des virtuellen Drucksensors hinreichend ist, um diese für eine Regelung zu nutzen. Im Folgenden werden die einzelnen Regelkreise vorgestellt, welche in das FI^{2RE}-System integriert werden konnten. Dabei wurden die gewünschten Stellparameter über einen CAN-Bus übermittelt und die Stellgrößen im Steuergerät überschrieben.

Regelung des indizierten Mitteldrucks

Für die Regelung des indizierten Mitteldrucks der jeweiligen Zylinder ist die Ermittlung des Mitteldrucks im Arbeitsspiel unverzichtbar. In der Serienanwendung kommen laut HOUBEN ET AL. [67] zumeist Drucksensoren zum Einsatz. Eine Alternative stellt die Schätzung der Verbrennungsgrößen auf Basis von Körperschallsensoren dar. Mit den entwickelten Schätzalgorithmen für die virtuellen Zylinderdrucksensoren kann unter anderem auch der indizierte Mitteldruck \hat{p}_{mi} zylinderselektiv ermittelt werden. Dieser stellt ein direktes Maß für die Motorarbeit dar, weswegen im ersten Ansatz eine Regelung des indizierten Mitteldrucks umgesetzt werden soll. Hierbei wird der indizierte Mitteldruck zylinderselektiv erfasst und über die Haupteinspritzmenge individuell korrigiert. Dies ist notwendig, da die Einspritzmenge je nach Zustand der Magnetinjektoren variieren kann. Insbesondere ist dies zu erwarten, wenn Alterungseffekte oder eine Beschädigung der Injektoren vorliegen, siehe SAUER ET AL. [51]. Die prinzipielle Regelstruktur des indizierten Mitteldrucks auf Basis der Körperschallsensoren ist in Abbildung 75 dargestellt. Hierbei wird auf Grundlage der Regressionsmodelle der Sensoren O_1 bis O_4 der jeweilige indizierte Mitteldruck $\hat{p}_{mi}(Zyl_1, Zyl_2, Zyl_3, Zyl_4)$ für jeden Zylinder ermittelt. Diese Schätzalgorithmen werden in diesem Zusammenhang als virtuelle Sensoren bezeichnet. Der gewünschte Mitteldruck ($p_{mi,ref}$) wird dabei in einem Kennfeld als Referenzwert hinterlegt. Ferner werden aus diesem Kennfeld auch die applizierten Steuergeräthewerte der Haupteinspritzmenge ($q_{MI,MAP}$) ausgelesen. Der p_{mi} -Regler muss somit nur die Abweichungen zwischen gewünschtem Referenzwert und geschätztem Wert des indizierten Mitteldrucks kompensieren. Hierzu wird eine adaptive Haupteinspritzmenge (Δq_{MI}) auf die Haupteinspritzmenge des Steuergeräts addiert. Die sich so ergebende Gesamthaupteinspritzmenge (q_{MI}) wird dann als Sollwert an das Steuergerät übermittelt, welches im Anschluss die Haupteinspritzzeit der jeweiligen Magnetventil-Injektoren nachführt. Als Regler dienen dabei vier separate PI-Regler, die

jeweils individuell parametrisiert wurden. Zur Verifikation der Regelstruktur wird eine Sprungmessung von ± 1 bar um den Betriebspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm ($p_{mi} = 2,8 \text{ bar}$) durchgeführt. Die Messungen wurden dabei wie folgt durchgeführt. Als erstes wird der Betriebspunkt durch das Steuergerät angefahren. Im Anschluss wird die zylinderselektive p_{mi} -Regelstruktur aktiviert. Nach einer kurzen Verharrungszeit wird der gewünschte Referenzwert ($p_{mi_{ref}}$) um 1 bar erhöht bzw. gesenkt. Die Messung wird beendet, wenn die Regelgröße eingeschwungen ist.

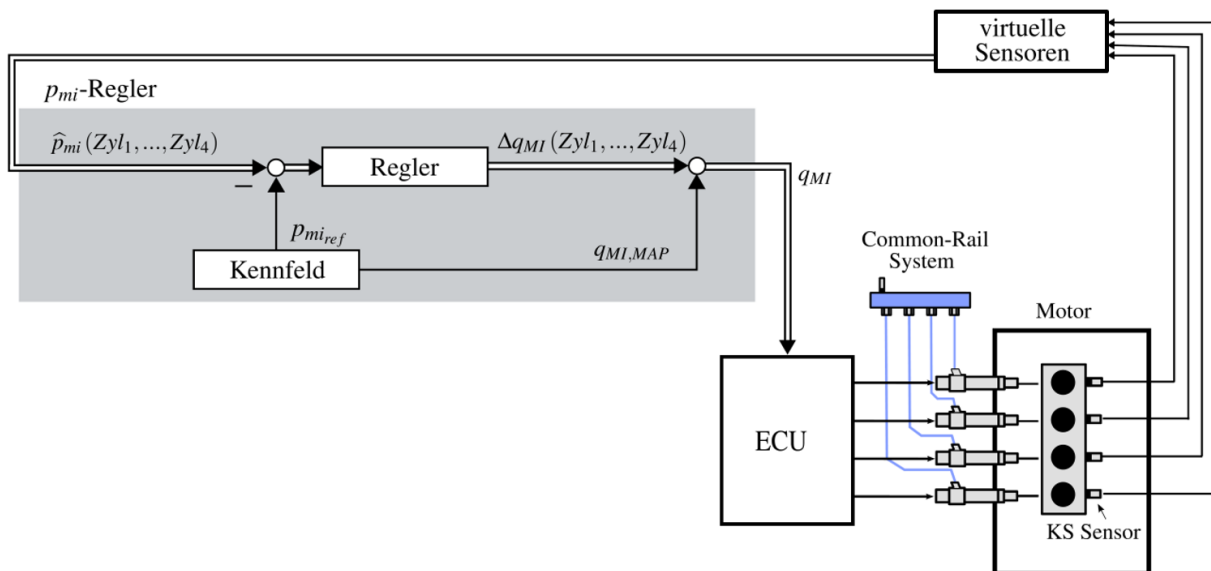


Abbildung 75: Schema der zylinderselektiven Regelstruktur für den indizierten Mitteldruck

In Abbildung 76 bzw. Abbildung 77 sind der gemessene indizierte Mitteldruck (p_{mi}), der geschätzte indizierte Mitteldruck (\hat{p}_{mi}) sowie die Führungsgröße ($p_{mi_{ref}}$) jedes Zylinders bei positiver bzw. negativer Sollwertvorgabe dargestellt. Aus den Sprungantworten ist zu erkennen, dass das transiente Verhalten bei allen Regelkreisen nach ca. 50 Arbeitsspielen abgeschlossen ist und der gewünschte Endwert der Führungsgröße erreicht wird. Der Fehler zwischen gemessenem, indiziertem sowie geschätztem Zylindermitteldruck weist bei einer Führungsgrößenänderung einen kurzzeitigen, dynamischen absoluten Fehler von unter 0,35 bar auf. Dieses Verhalten ist durch die Latenzzeit zwischen Steuergerät und dem FI^{2RE}-System zu erklären. Dieser Fehler minimiert sich, wenn die Regelkreise in den stationären Endzustand einschwingen, da die Variation der Steuergerätedaten abnimmt und die Laufzeitverzögerung sich nicht auf die Schätzwerte auswirkt.

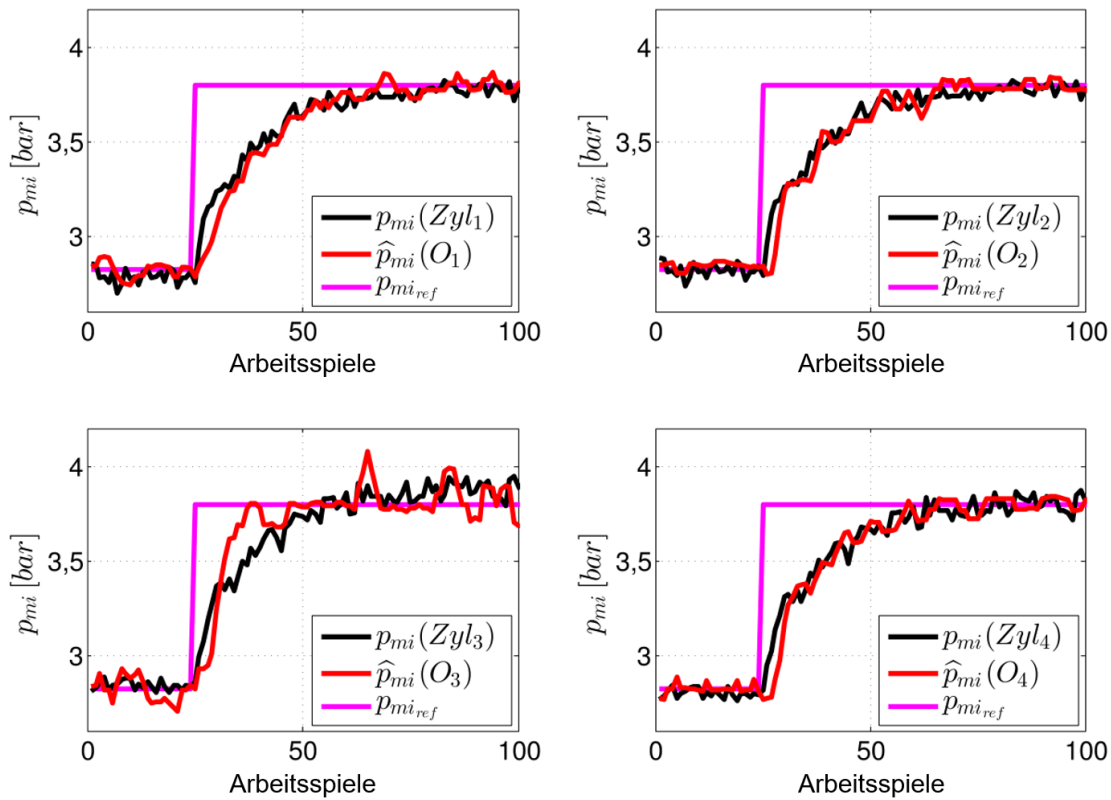


Abbildung 76: Sprungantwort der p_{mi} -Regelung bei positiver Sollwertvorgabe, aufgetragen über die Motorarbeitsspiele. Dargestellt ist der Referenzwert, der jeweilige gemessene und geschätzte indizierte Mitteldruck bezogen auf die einzelnen Zylinder bzw. Körperschallsensoren

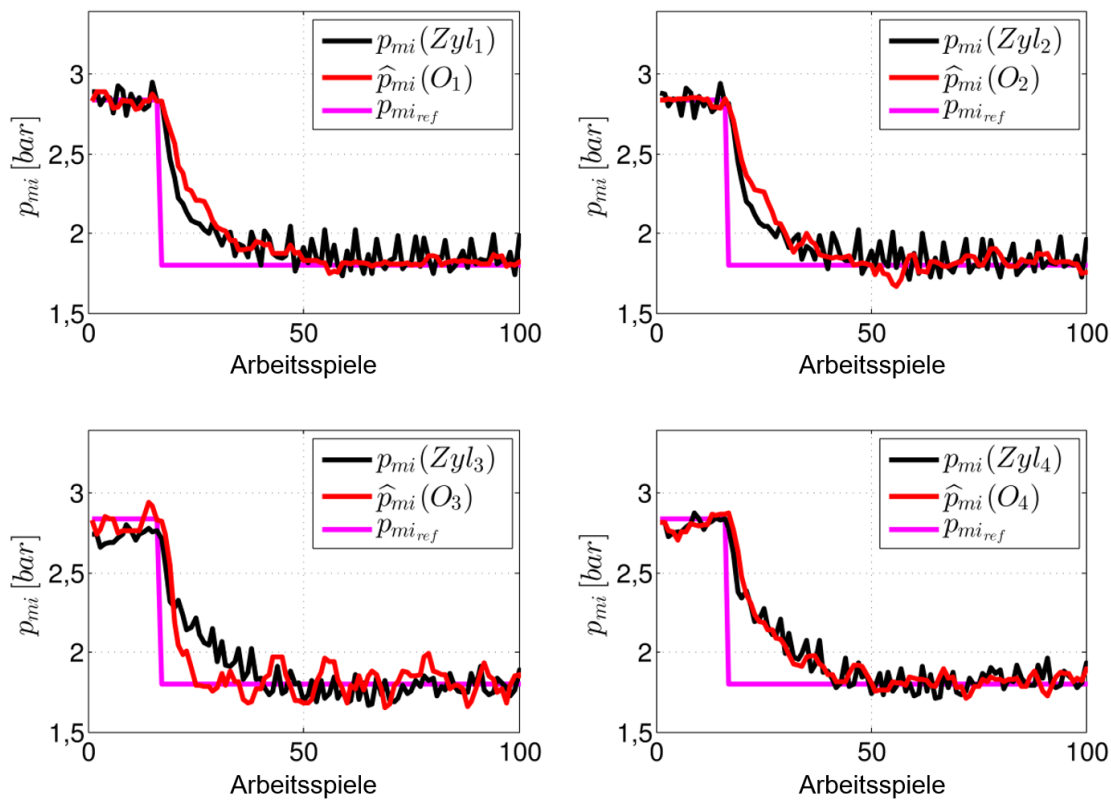


Abbildung 77: Sprungantwort der p_{mi} -Regelung bei negativer Sollwertvorgabe, aufgetragen über die Motorarbeitsspiele. Dargestellt ist der Referenzwert, der jeweilige gemessene und geschätzte indizierte Mitteldruck bezogen auf die einzelnen Zylinder bzw. Körperschallsensoren

Regelung der Verbrennungsschwerpunktlage

Die Verbrennungsschwerpunktlage $\alpha_{q_{50}}$ gibt die Winkellage an, an welcher der integrale Heizverlauf 50 % seines maximalen Wertes erreicht hat. Bei dieser Winkellage setzt somit die Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemischs ein. Die Verbrennungsschwerpunktlage kann daher, unabhängig von der aktuellen Last, als zylinderindividuelles Qualitätsmaß dienen. Insbesondere bei der Minimierung der Abgasemissionen ist die Einhaltung der Verbrennungsschwerpunktlage essenziell wichtig. Eine Abweichung von der gewünschten bzw. applizierten Verbrennungsschwerpunktlage kann die Emissionswerte laut SARIKOÇ [68] signifikant beeinflussen. Solche Abweichungen können gemäß SAUER ET AL. [51] insbesondere durch Alterungseffekte des Einspritzsystems vorkommen, bspw. aufgrund einer zu geringen oder zu hohen Einspritzmenge. Um solche Abweichungen der Aktuatoren zu vermeiden, bedarf es einer Nachführung der Einspritzparameter in Form einer Regelstruktur. Die Bestimmung der Verbrennungsschwerpunktlage kann kommerziell durch Zylinderdrucksensoren realisiert werden. Jedoch bieten die entwickelten virtuellen Drucksensoren die Alternative, die aktuelle Verbrennungsschwerpunktlage auf Basis von Körperschallsensoren zu ermitteln. Auf Grundlage der erstellten Regressionsmodelle werden die jeweiligen Verbrennungsschwerpunktlagen $\hat{\alpha}_{q_{50}}(Zyl_1, Zyl_2, Zyl_3, Zyl_4)$ jedes Zylinders arbeitsspielsynchron geschätzt. Zur Adaption der Verbrennungsschwerpunktlage bedarf es einer Regelung der Einspritzwinkel. Hierzu wurde die p_{mi} -Regelstruktur, wie in Abbildung 78 gezeigt, erweitert.

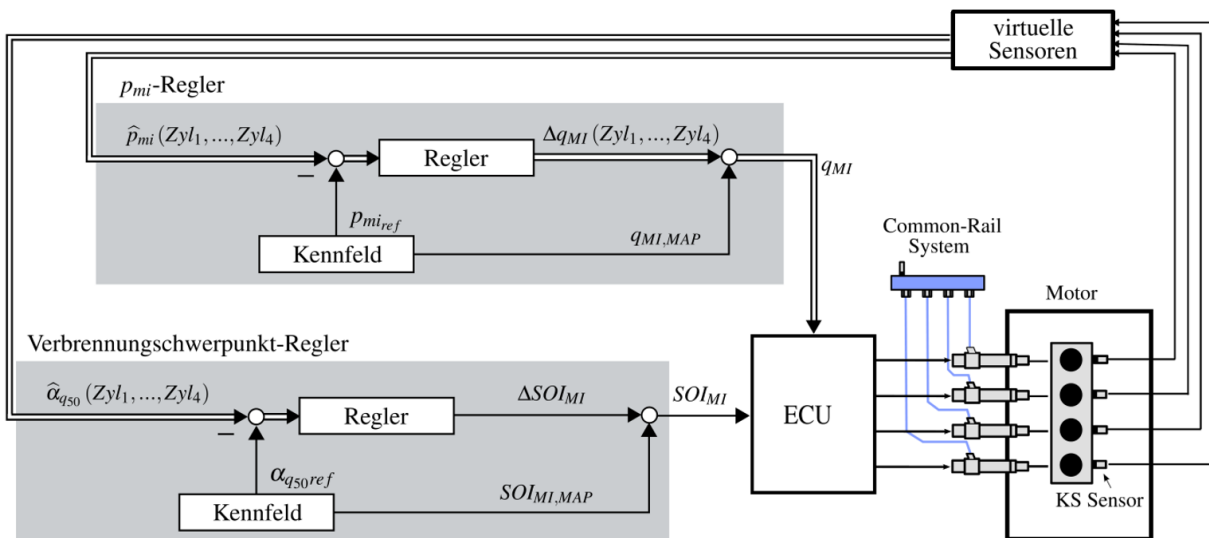


Abbildung 78: Schema der Regelstruktur für die Verbrennungsschwerpunktlage

Die gewünschte Verbrennungsschwerpunktlage ($\alpha_{q_{50}ref}$) wird in einem Kennfeld als Referenzwert hinterlegt. Um die Verbrennungsschwerpunktlage zu beeinflussen, wird die Winkellage des Einspritzbeginns der Haupteinspritzung genutzt. Zur Vorsteuerung wird im Referenzkennfeld ebenfalls der im Steuergerät applizierte Haupteinspritzwinkel (SOI_{MI}) verwendet. Die Regelung der Verbrennungsschwerpunktlage adaptiert diesen Winkel (ΔSOI_{MI}), um den Fehler zwischen Referenzwert ($\alpha_{q_{50}ref}$) und Istwert $\hat{\alpha}_{q_{50}}(Zyl_1, Zyl_2, Zyl_3, Zyl_4)$ zu kompensieren.

Generell kann somit der Einspritzwinkel jedes Injektors zylinderindividuell variiert werden. Da das vorliegende Steuergerät jedoch keinen direkten Softwarezugriff auf die individuelle Haupteinspritzwinkellage ermöglicht, kann nur eine Winkellage für alle Injektoren vorgegeben werden. Eine zylinderselektive Variation der Winkellagen ist somit am Dieselmotor nicht möglich. Aus diesem Grund wurden zwar alle Verbrennungsschwerpunktlagen der Zylinder ermittelt, jedoch wurde nur der Haupteinspritzwinkel von Zylinder 1 für die Regelung genutzt. Dementsprechend wurde die adaptive Winkellage ΔSOI_{MI} für alle restlichen Zylinder übernommen. Zur Verifikation der Regelstruktur wird, wie schon bei der Regelung des indizierten Mitteldrucks, eine Sprungmessung durchgeführt, in diesem Fall um ± 1 °KW um den Betriebspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm ($\alpha_{q_{50}}(\text{Zyl}_1) = 7,8$ °KW). In Abbildung 79 bzw. Abbildung 80 ist die gemessene ($\alpha_{q_{50}}$) und geschätzte Verbrennungsschwerpunktlage ($\hat{\alpha}_{q_{50}}$) sowie die Führungsgröße ($\alpha_{q_{50,ref}}$) jedes Zylinders bei positiver bzw. negativer Sollwertvorgabe dargestellt. Aus den Sprungmessungen geht hervor, dass die stationären Endwerte nach ca. 40 Arbeitsspielen erreicht werden und asymptotisch einschwingen. Der dynamische Fehler ist, wie schon bei den Verifikationsmessungen der p_{mi} -Regelung, durch die Latenzzeit des CAN-Bus zwischen FI^{2RE}-System und Steuergerät zu begründen. In allen Fällen erreicht die Regelung die gewünschten stationären Endwerte.

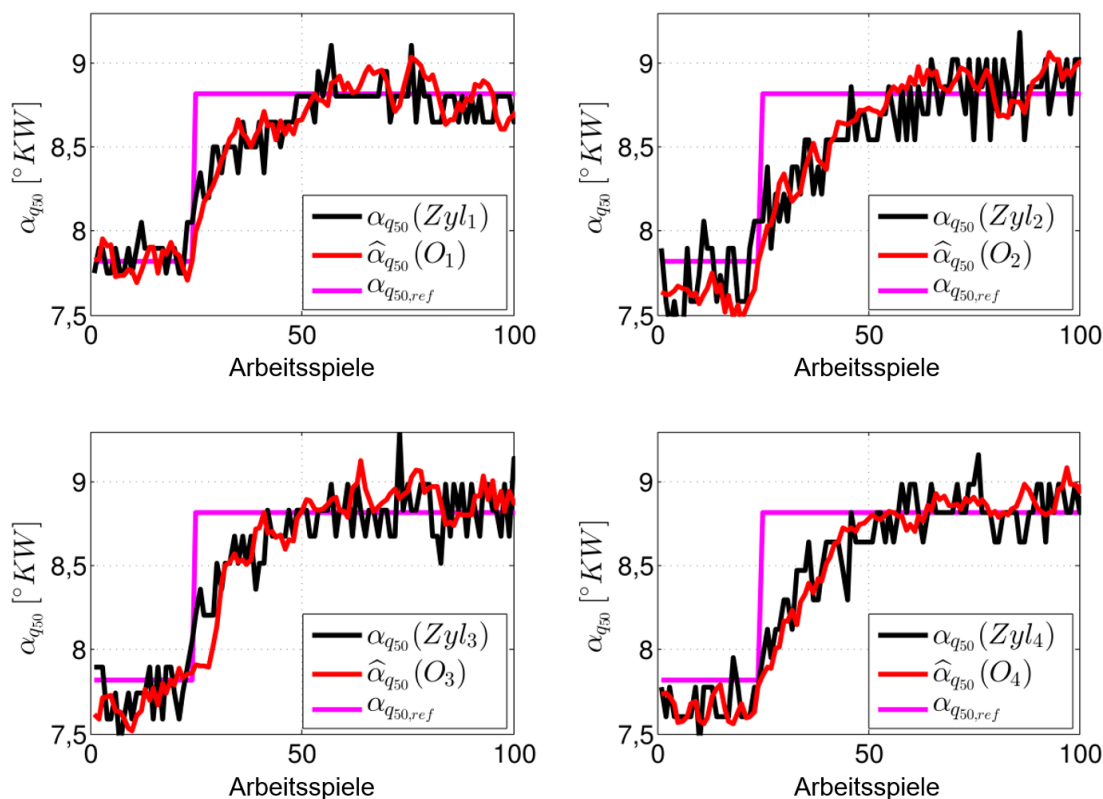


Abbildung 79: Sprungantwort der $\alpha_{q_{50}}$ -Regelung bei positiver Sollwertvorgabe, aufgetragen über die Motorarbeitsspiele. Dargestellt ist der Referenzwert, die jeweilige gemessene und geschätzte Verbrennungsschwerpunktlage bezogen auf die einzelnen Zylinder bzw. Körperschallsensoren

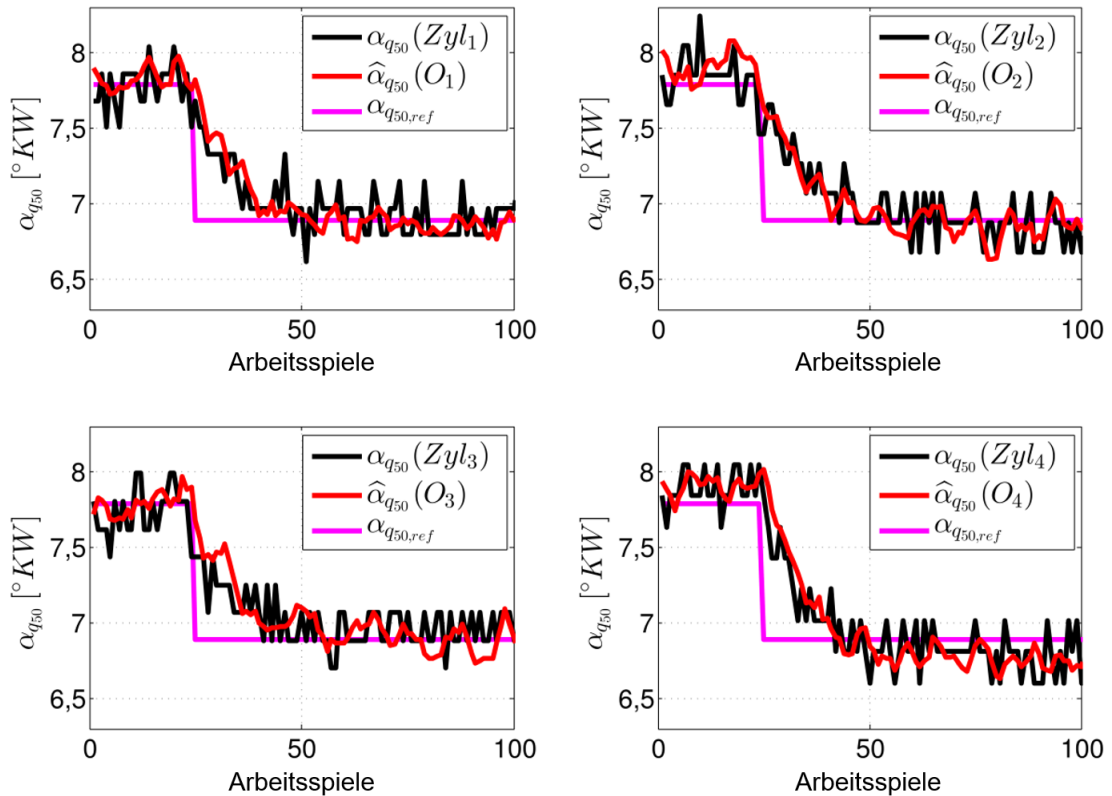


Abbildung 80: Sprungantwort der α_{q50} -Regelung bei negativer Sollwertvorgabe, aufgetragen über die Motorarbeitsspiele. Dargestellt ist der Referenzwert, die jeweilige gemessene und geschätzte Verbrennungsschwerpunktlage bezogen auf die einzelnen Zylinder bzw. Körperschallsensoren

5.3.2 Geräuschregelung

Durch den entwickelten virtuellen Geräuschsensor aus Kapitel 5.2 kann das Verbrennungsgeräusch online bewertet werden. Eine offene Frage ist, wie diese Information der Dieselnote für die Motorregelung genutzt werden kann, um somit die Geräuschemissionen der Verbrennung zu reduzieren. In DECKER [14] sowie DECKER ET AL. [50] wurde die Verbrennungsschwerpunktlage anhand eines gewünschten Sollwertes der Dieselnote verschoben. Um eine Veränderung des indizierten Mitteldrucks zu kompensieren, wurde zusätzlich die Haupteinspritzmenge nachgeführt. Dieses Konzept basiert auf dem Vorwissen, dass die jeweilige gewünschte Dieselnote auch durch eine Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage erreicht werden kann. Nachteilig an diesem Konzept ist, dass das Erreichen dieses Sollwertes als Information vorliegen muss, andernfalls kann die Stellgröße des Reglers beschränkt bzw. die Verbrennung verschleppt werden. Ein alternatives Konzept in diesem Forschungsvorhaben besteht darin die Dieselnote nicht über die Verbrennungsschwerpunktlage zu beeinflussen, sondern die Voreinspritzparameter zu variieren, um die Dieselnote zu maximieren. Hierbei sollen die Verbrennungsschwerpunktlage und der indizierte Mitteldruck mit der im vorherigen Abschnitt vorgestellten Struktur geregelt werden. Die gewünschten Referenzwerte werden dabei vom applizierten Steuergerät übernommen. Somit kann der Einfluss auf die Verbrennungsgrößen durch

eine Variation der Voreinspritzung kompensiert werden. Die Struktur der Geräuschregelung ist in Abbildung 81 dargestellt.

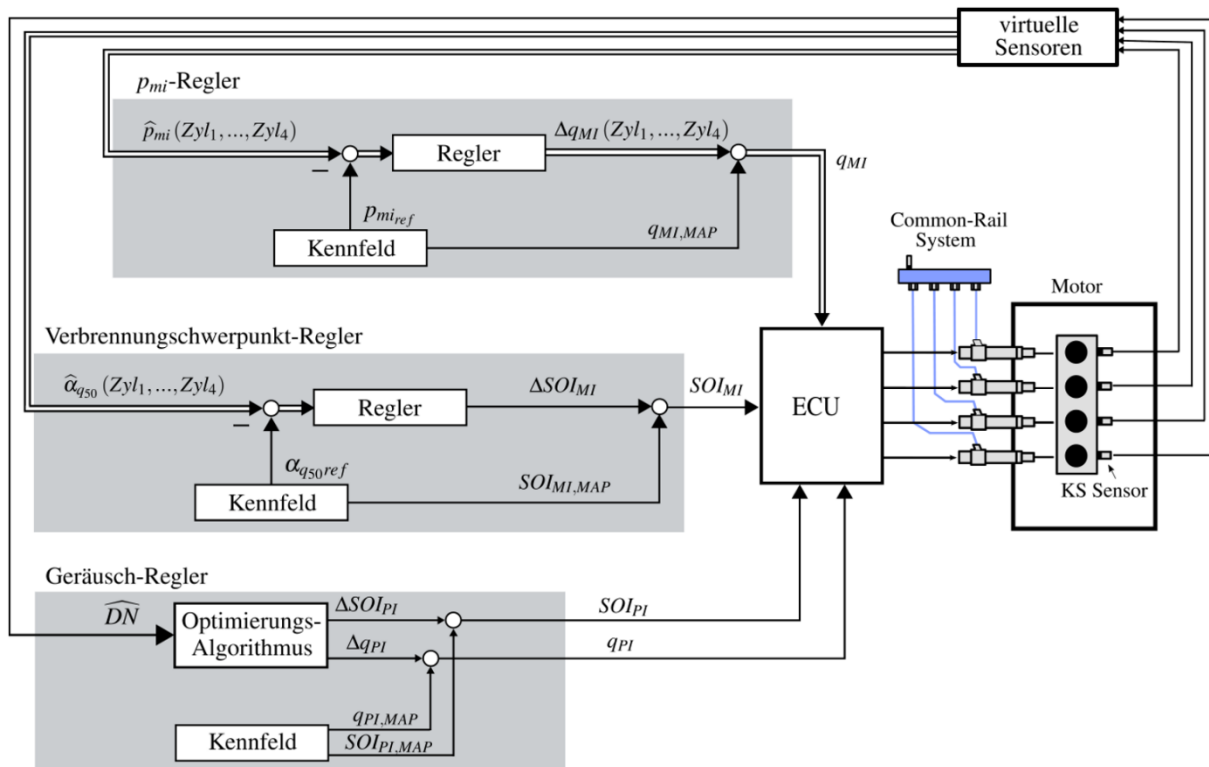


Abbildung 81: Schema der kompletten Geräuschregelstruktur

Das Geräuschverhalten bzw. die Dieselnote der Verbrennungskraftmaschine wird dabei über den virtuellen Geräuschsensor geschätzt. Durch die Variation der Voreinspritzmenge (Δq_{PI}) und –winkelage (ΔSOI_{PI}) soll eine Maximierung der Dieselnote, und damit eine Geräuschminderung, erzielt werden. Das Stellgesetz dieser beiden Regelgrößen wird über einen Optimierungsalgorithmus realisiert. Die Stellgrößen Δq_{PI} und ΔSOI_{PI} werden dabei auf die Referenzwerte $q_{PI,MAP}$ und $SOI_{PI,MAP}$ addiert, welche in einem Kennfeld auf dem Steuergerät hinterlegt sind. Daraus ergeben sich die Stellgrößen der gewünschten Einspritzmenge q_{PI} und Winkelage SOI_{PI} der Voreinspritzung, welche dem Steuergerät übermittelt werden. Zur Entwicklung eines geeigneten Optimierungsalgorithmus wird zunächst in den exemplarischen Betriebspunkten 1250 min^{-1} , 25 Nm und 1750 min^{-1} , 100 Nm der Einfluss der Voreinspritzung auf die Dieselnote untersucht. Im Anschluss soll ein heuristischer Optimierungsalgorithmus entwickelt werden, um die Lästigkeit der Verbrennungsgeräusche zu mindern.

Einfluss der Voreinspritzparameter auf die Dieselnote

Zur Entwicklung des Optimierungsalgorithmus zur Maximierung der Dieselnote muss die Abhängigkeit zwischen Dieselnote und Voreinspritzparameter ermittelt werden. Hierzu wird der Dieselmotor in den Betriebspunkten 1250 min^{-1} , 25 Nm und 1750 min^{-1} , 100 Nm betrieben und die Einspritzmenge sowie die Winkelage der Einspritzung variiert. In diesem Versuch wurden

der indizierte Mitteldruck und die Verbrennungsschwerpunktlage, welche sich durch die applizierten Steuergerätedaten ergeben, durch die Regelkreise aus Abschnitt 5.3.1 konstant gehalten. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in den Abbildung 82 und Abbildung 83 dargestellt.

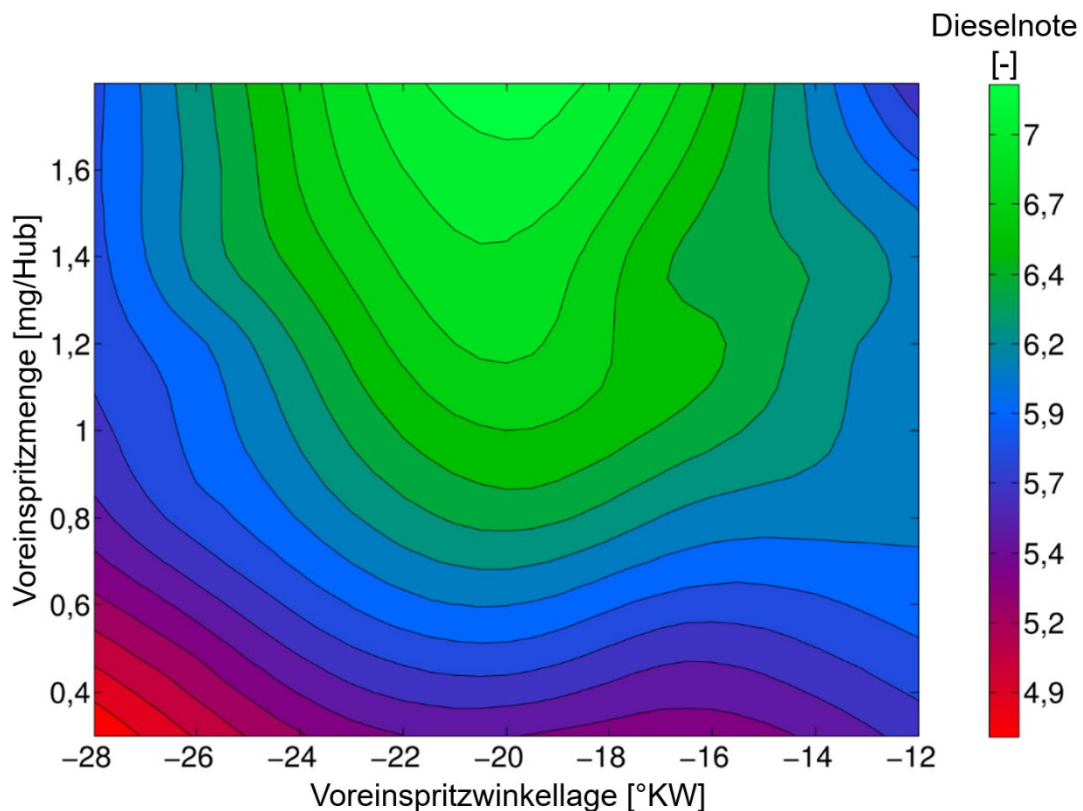


Abbildung 82: Dieselnotenverteilung im Betriebspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm bei Variation der Voreinspritzmenge (q_{PI}) und Winkellage (SOI_{PI})

In beiden Versuchen konnte durch die Variation der Voreinspritzparameter die Dieselnote um bis zu 2 Noten gespreizt werden. Insbesondere durch die Erhöhung der Voreinspritzmenge wurden die maximalen Dieselnotenwerte erreicht. Generell erzielt eine Erhöhung der Einspritzmenge eine Steigerung der Dieselnote. Überschreitet die Voreinspritzmenge im Betriebspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm allerdings einen Wert von ca. $1,4 \text{ mg/Hub}$ bei einem Voreinspritzwinkel von -13 °KW , nimmt die Dieselnote wieder ab. Daraus folgt, dass sich die Dieselnote zwar tendenziell mit Erhöhung der Voreinspritzmenge verbessert, sich jedoch abhängig vom Voreinspritzwinkel lokale maximale Werte der Dieselnote einstellen.

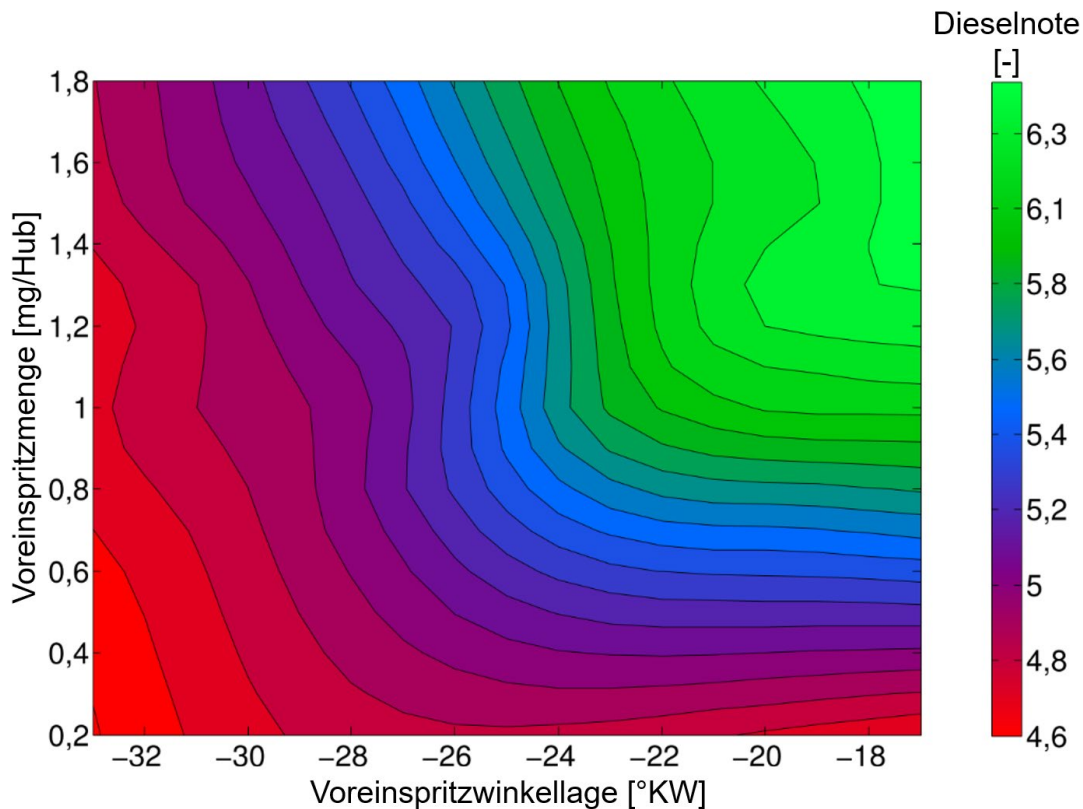


Abbildung 83: Dieselnotenverteilung im Betriebspunkt 1750 min^{-1} , 100 Nm bei Variation der Voreinspritzmenge (q_{PI}) und Winkellage (SOI_{PI})

Die Winkellage der Voreinspritzung hat je nach Voreinspritzmenge einen positiven Einfluss auf die Dieselnote bei Variation der Winkellage von früh nach spät. Dies ist insbesondere im Betriebspunkt 1750 min^{-1} , 100 Nm bei einer Voreinspritzmenge von $1,2 \text{ mg/Hub}$ zu erkennen. Verschiebt sich die Winkellage von -32 °KW nach -18 °KW , kann eine Erhöhung der Dieselnote um ca. 2 Noten, bezogen auf den minimalen Dieselnotenwert, erreicht werden. Des Weiteren ist auffällig, dass die höchsten Werte der Dieselnote nur in einem generell schmalen Winkellagenbereich auftreten. Beim Betriebspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm werden die höchsten Werte bei ca. -22 °KW bis -18 °KW erzielt. Im Gegensatz dazu verschiebt sich der Bereich beim Betriebspunkt 1750 min^{-1} , 100 Nm auf ca. -20 °KW bis -18 °KW . Insgesamt lässt sich festhalten, dass die Voreinspritzparameter einen signifikanten Einfluss auf die Geräuschemissionen bzw. die Lästigkeit der Verbrennungsgeräusche haben. Generell wird eine Minimierung der Lästigkeit bzw. Erhöhung der Dieselnote durch die Voreinspritzmenge erzielt. Hierbei muss jedoch der Einspritzwinkel berücksichtigt werden. Bei einem ungünstigen Einspritzwinkel kann eine zu hohe Voreinspritzmenge die Dieselnote reduzieren. Die Parameterkombination aus Winkellage und Einspritzmenge der Voreinspritzung, bei welcher die maximale Dieselnote erreicht wird, ist dabei abhängig vom Drehzahl- und Lastbereich.

Optimierungs-Algorithmus

Das Ziel hierbei ist, dass die Dieselnote unabhängig vom gewählten Betriebspunkt optimiert werden soll. In den vorangegangenen Untersuchungen ließ sich feststellen, dass durch die kombinatorische Wahl der Winkellage und der Einspritzmenge der Voreinspritzung ein globales Optimum der Dieselnote erreicht werden kann. Die Idee der Optimierung besteht hierbei in der Nutzung eines Suchalgorithmus, welcher die Aufgabe hat, die maximale Dieselnote zu detektieren. Ferner soll dieser eine schrittweise Variation der Einspritzparameter vornehmen. Aus diesem Grund wurde das Gradienten-Abstiegsverfahren gewählt, welches einen relativ einfachen Algorithmus hat und sich somit leicht in eine arbeitsspielsynchrone Regelungsarchitektur umsetzen lässt. Ferner kann dieser heuristische Algorithmus bei nichtlinearen Optimierungsproblemen eingesetzt werden. Beim Gradienten-Abstiegsverfahren wird dabei der aktuelle Einspritzparameter um eine feste Schrittweite erhöht. Wenn sich die Dieselnote erhöht, wird auch der Einspritzparameter weiter erhöht, solange, bis der Gradient der Dieselnote zwischen altem und neuem Einspritzparameter null ist. Wird der Gradient negativ, so wird der letzte Einspritzparametersatz übernommen, bei welchem der Gradient einen positiven Wert ergeben hat. Da die Einspritzparameter zwei Freiheitsgrade aufweisen, wird ein sequenzieller Gradienten-Algorithmus genutzt. Dieser Algorithmus basiert auf drei Sequenzen, wobei dieser im ersten Schritt zunächst im gewünschten Startpunkt initialisiert wird. In diesem Punkt wird die Dieselnote ermittelt, woraufhin im zweiten Schritt der Winkel der Voreinspritzung um eine konstante Schrittweite (SOI_{Δ}) variiert wird, bis der Gradient der Dieselnote (ΔDN) null bzw. negativ ist. Hierbei wird die Voreinspritzmenge stets konstant gehalten. Da die Regelstrukturen für den indizierten Mitteldruck und der Verbrennungsschwerpunktlage bei diesem Verfahren aktiv sind, wird die Einspritzmenge sowie die Winkellage der Haupteinspritzung nachgeführt. Im dritten Schritt wird die Voreinspritzmenge schrittweise um $q_{PI\Delta}$ solange erhöht, bis die Dieselnotendifferenz null bzw. negativ ist. Der Stellwertbereich der Voreinspritzmenge wird dabei limitiert und muss zudem folgende Bedingung einhalten:

$$q_{PI} \leq q_{Lim} - q_{MI} , \quad (70)$$

wobei q_{MI} die Haupteinspritzmenge und q_{LIM} eine frei wählbare maximale Einspritzmenge ist. Somit kann ein zu hoher Kraftstoffverbrauch im Betriebspunkt vermieden werden, obgleich der Algorithmus eine höhere Dieselnote durch eine weitere Erhöhung der Voreinspritzmenge erreichen könnte. Zur Veranschaulichung der Funktionalität des Optimierungs-Algorithmus wurde dieser in die Regelstruktur integriert. Als Initialisierungswerte wurden hierbei der Voreinspritzwinkel $SOI_{PI,MAP} = -32$ °KW, die Voreinspritzmenge $q_{PI,MAP} = 0,5$ mg/Hub sowie die dazugehörigen Schrittweiten $SOI_{\Delta} = 1$ °KW bzw. $q_{PI\Delta} = 0,1$ mg/Hub gewählt. Der Dieselmotor wird dabei im Betriebspunkt 1250 min^{-1} , 25 Nm betrieben, wobei die maximal zulässige Gesamteinspritzmenge (Vor- und Haupteinspritzung) auf 7,3 mg/Hub gesetzt wurde. Dieser Wert

entspricht dabei der Einspritzmenge, welche beim Serienbetrieb durch das Steuergerät umgesetzt wird. Die Regelung für den zylinderselektiven, indizierten Druck und die Verbrennungsschwerpunktlage ist in diesem Testfall aktiv. Eine Verschiebung der Verbrennungsgrößen, bedingt durch die Voreinspritzung, wird somit kompensiert. In Abbildung 84 ist der Verlauf der iterativen Optimierung der Dieselnote dargestellt.

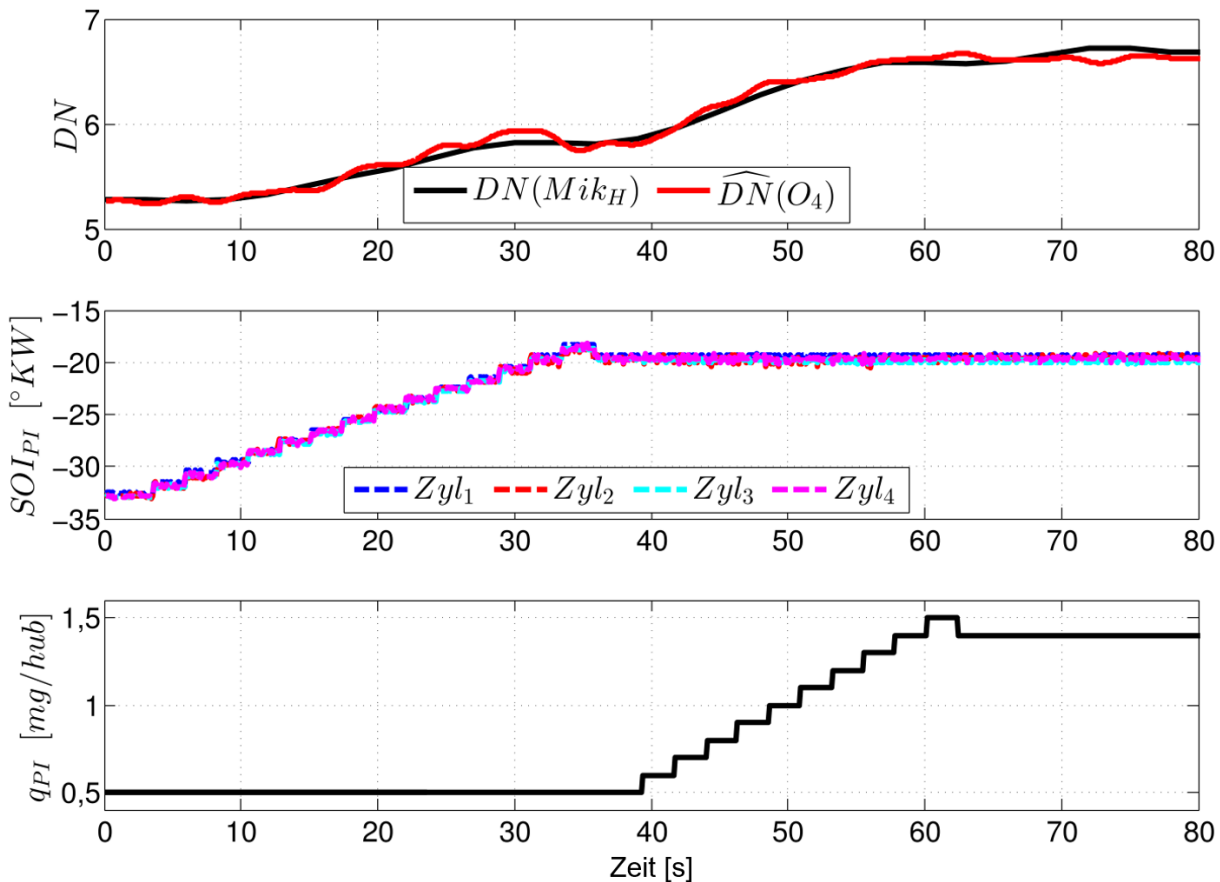


Abbildung 84: Zeitlicher Verlauf der Dieselnote und der Voreinspritzparameter bei der Ausführung des Optimierungs-Algorithmus

Hierbei wurde der Algorithmus jede Sekunde zyklisch ausgeführt, damit dessen Funktionalität deutlich aus den Messdaten erkennbar ist. Ferner wurde somit sichergestellt, dass etwaige Einschwingvorgänge bei der Signalaufnahme oder den Verbrennungsregelungen abgeschlossen sind. Aus den Diagrammen ist zu entnehmen, dass der Algorithmus den Voreinspritzwinkel nach der Initialisierung von spät nach früh verschiebt. Dabei erhöht sich die Dieselnote von ca. 5,2 auf 5,8. Ab einem Voreinspritzwinkel von -19 $^{\circ}KW$ nimmt die Dieselnote wieder ab. Im Anschluss wird die Voreinspritzmenge erhöht, wodurch die Dieselnote nahezu proportional ansteigt. Ab 1,5 mg/Hub verharrt die Dieselnote bei ca. 6,9. Eine Maximierung der Dieselnote durch die Erhöhung der Voreinspritzung ist nicht mehr festzustellen, ferner ist die maximal zulässige Gesamteinspritzmenge erreicht. Aus diesem Grund wird der Algorithmus an dieser Stelle beendet.

5.3.3 Fazit zur zylinderselektiven Dieselmotorgeräuschregelung

Für ein zylinderselektives, geräuschgeregeltes Motormanagement wurde eine arbeitsspielsynchrone Regelung des indizierten Mitteldrucks sowie der Verbrennungsschwerpunktlage entwickelt. Hierzu werden die Regelgrößen über die Körperschallsignale bzw. deren Merkmale und Steuergerätedaten mittels Regressionsmodellen geschätzt. Durch Sprungantworten der Regelkreise wurde nachgewiesen, dass die Modelle eine ausreichende Güte aufweisen, um den physikalisch tatsächlichen Wert darzustellen und sich dementsprechend für die Regelung eignen. Dies liefert die Grundlage, um die Verbrennung bei einer Variation der Voreinspritzparameter in vordefinierten Arbeitspunkten nachzuführen. Im Anschluss wurde mit den Regressionsmodellen zusätzlich die Dieselnote aus den Körperschallsignalen berechnet. Ziel war es, die Dieselnote durch die Voreinspritzparameter zu variieren und letztendlich zu optimieren. Durch Prinzipuntersuchungen konnte festgestellt werden, dass sich insbesondere die Voreinspritzmenge sensitiv auf die Dieselnote auswirkt. Ferner liegen die maximalen Dieselnotenwerte in einem relativ engen Voreinspritzwinkelbereich, welcher vom Betriebspunkt des Motors abhängt. Zur Erreichung des Ziels, die Dieselnote zu optimieren, wurde ein heuristischer Algorithmus angewendet, welcher auf der Basis eines Gradientenverfahrens beruht. Der Algorithmus variiert zunächst die Voreinspritzwinkellage, bis die maximale Dieselnote erreicht ist, woraufhin die Voreinspritzmenge erhöht wird. Im untersuchten Betriebspunkt bei 1250 min^{-1} , 25 Nm konnte im Vergleich zur Dieselnote, welche sich mit den applizierten Steuergerätedaten ergibt, somit eine Verbesserung um eine halbe Dieselnote erzielt werden. Grundlegend zeigen die umgesetzten Regelkonzepte das Potential einer Reduzierung der akustischen Lästigkeit der Verbrennungsgeräusche auf.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Dissertation wurden psychoakustische Bewertungsmethoden entwickelt sowie bestehende Methodiken eruiert und anhand einer körperschallbasierten, zylinderselektiven Motorenregelung sowohl angewendet als auch weiter vertieft. Zum einen war es hierbei das Ziel einen rein empfindungsbasierten Ansatz zur Bewertung von verbrennungsmotorischen Störgeräuschen zu verfolgen, um die Subjektivität der menschlichen Wahrnehmung stärker in den Vordergrund rücken zu können.

Hierzu wurden zunächst die Unterschiede zwischen den Störgeräuschen am Diesel- bzw. Ottomotor hinsichtlich der relevanten psychoakustischen Kenngrößen genauer betrachtet, woraufhin die ursprünglichen Bewertungsansätze für das Nageln bzw. Tickern untersucht wurden. Hieraus entstand die gegensätzliche Idee lediglich psychoakustische Parameter zu verwenden und die physikalische Akustik weitestgehend auszublenden. Dazu wurden die einzelnen psychoakustischen Größen hinsichtlich beider untersuchter Motoraggregate in einem breiten Kennfeldbereich betrachtet. Letztendlich erfolgte somit eine Vorauswahl, welche empfindungsbasierten Größen sich für den jeweiligen Formelansatz eignen würden. Die Wahl fiel hierbei auf die Impulshaftigkeit, die Lautheit und die Rauigkeit für die Dieselnote sowie die Impulshaftigkeit, die Lautheit und die Schärfe für die Tickernote.

Zunächst wurde hierfür der Einspritzkomponentenprüfstand für die Tickergeräuschanalyse verwendet, mit welchem die einzelnen Geräuschanteile im Injektor sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich ermittelt werden konnten. Hierbei erwies sich besonders die Smoothed-Pseudo-Wigner-Ville-Verteilung als effektives Werkzeug, um die separaten Geräuschphänomene beim Einspritz- sowie beim Verbrennungsvorgang zu analysieren. Dadurch war es möglich das Tickergeräusch möglichst präzise im Luft- und im Körperschall zu detektieren. Basierend hierauf wurden die psychoakustischen Größen im Rahmen empirischer Formeln kombiniert, mit experimentell ermittelten Wichtungskoeffizienten versehen und iterativ angepasst. Dies geschah mithilfe zahlreicher, teilweise repetitiver Motorkennfelduntersuchungen an beiden Motoren, wobei Lasten vom Schleppbetrieb bis zur Volllast sowie Drehzahlen von der Leerlaufdrehzahl bis 2500 min^{-1} untersucht wurden. Nach Fertigstellung der Formeln wurden diese mit Hilfe von Probanden-Hörversuchen validiert, wobei sich eine ausreichend gute Korrelation zwischen den empirischen Formeln und der subjektiven Wahrnehmung der Probanden ergab. Hieraus wird entnommen, dass beide Geräuschbewertungsformeln das subjektive Empfinden der Dieselnagel- sowie Tickergeräusche gut wiedergeben und als adäquater Ersatz zu aufwendigen Probandenversuchen zum Einsatz kommen können.

Im zweiten Hauptteil dieser Arbeit wurde ein zylinderselektives, körperschallbasiertes Motormanagement entwickelt. Das Ziel hierbei war die Bestimmung der Verbrennungsgrößen α_{q50} , p_{mi} und p_{max} aus Beschleunigungssensorsignalen und Steuergerätegrößen, um ein zylinderdruckgeführtes Motormanagement zu realisieren. Darüber hinaus wurden die Motorgeräusche

über die Körperschallsignale modelliert, um die Lästigkeit der Verbrennungsgeräusche zu bestimmen und ins Motormanagement zu integrieren. Durch die entwickelten virtuellen Druck- und Geräuschsensoren konnten die Verbrennung sowie die Geräuschemissionen verbessert werden.

Dazu wurde im ersten Schritt untersucht, welche Körperschallsensoren hinreichende Informationen über die Verbrennung erfassen. Mittels einer Kohärenzanalyse konnten signifikante Frequenzbereiche für die Abhängigkeit zwischen den Verbrennungsgeräuschen und den Körperschallsignalen gefunden werden, wobei insbesondere die Sensorposition an der Injektorspannpratze sowie am Hauptlager hohe Kohärenzen aufwiesen. Mittels detaillierter Untersuchungen im Zeit-Frequenz-Bereich konnten Abhängigkeiten des Zylinderdrucks zum Körperschallsignal gefunden werden, wobei speziell Frequenzbereiche selektiert wurden, aus welchen sich ein Merkmal zur Verbrennungswinkellage im Körperschallsignal extrahieren lässt. Eine Korrelationsanalyse zwischen ebenjenen extrahierten Merkmalen aus den Körperschallsignalen und Verbrennungswinkellagen wiesen dabei gute Ergebnisse auf. Für die Umsetzung einer zylinderdruckgeführten Motorregelung müssen die Regelgrößen jedoch geschätzt werden, da die Verbrennungsgrößen nicht direkt abgeleitet werden können. Unter Zuhilfenahme von Steuergerätedaten und den Körperschallmerkmalen konnten Regressionsmodelle für die zylinderselektive Schätzung der Verbrennungsschwerpunktlage, des maximalen Zylinderdrucks und des indizierten Mitteldrucks erstellt werden.

Weiter wurde zur Bewertung der Verbrennungsgeräusche die Dieselnote genutzt, welche mittels Modulation und Lautheit von Luftschallsignalen bestimmt werden konnte. Zur Schätzung der Dieselnote auf Basis des Körperschalls wurde die Idee verfolgt, die Modulation und Lautheit direkt aus diesen Daten zu ermitteln, wobei eine hohe Korrelation nachgewiesen werden konnte. Ferner wurde die Schätzung der Luftschallgrößen mittels eines Regressionsmodells umgesetzt, bei welchem zusätzlich Steuergerätedaten genutzt wurden.

Im Anschluss erfolgte die sequenzielle Erstellung des Motormanagements, wobei zunächst eine zylinderselektive Regelung des indizierten Mitteldrucks entwickelt wurde, welche als Regelgröße die geschätzten, körperschallbasierten Modellgrößen nutzt. Anschließend wurde eine Regelung der Verbrennungsschwerpunktlage implementiert, welche ebenfalls die geschätzten Modellgrößen nutzt. Zur Verifikation jener Regelung wurden einzelne Sprungmessungen ausgeführt. Die Messungen belegten eine erfolgreiche Umsetzung des Regelungskonzepts auf Basis körperschallbasierter Modellgrößen der Verbrennung. Weiter wurden zur Minimierung der Lästigkeit des Verbrennungsgeräusches die Voreinspritzparameter genutzt. Auf Grundlage von Voruntersuchungen an zwei Betriebspunkten konnte festgestellt werden, dass sich die Dieselnote insbesondere gegenüber der Voreinspritzmenge in einem begrenzten Winkellagenbereich stark ändert.

Zur Minimierung des Dieselnagelns wurde ein heuristischer Optimierungsalgorithmus genutzt, welcher iterativ zunächst die Winkellage und dann die Einspritzmenge der Voreinspritzung anpasst. In der exemplarischen Untersuchung im Betriebspunkt 1250 min^{-1} bei 25 Nm konnte der Algorithmus erfolgreich umgesetzt werden. Im Vergleich zum applizierten Steuergerätedatensatz verbesserte sich die Dieselnote um den Wert 0,5.

Im Rahmen weiterführender Arbeiten gilt es, die Modellgüte der virtuellen Zylinderdrucksensoren durch die Integration weiterer Messgrößen wie z.B. die Drehzahl, welche ebenfalls in verschiedenen Forschungsprojekten direkt zur Schätzung des Zylinderdrucks genutzt wird, zu optimieren. Ferner könnten Drehzahlsignale eine Information über die Modulation im Luftschall enthalten und direkt dem Zylinder zugeordnet werden.

Jedoch sind weiterführende Forschungen in diese Richtung aufgrund des nachgelassenen Bedarfs an dieselmotorischen Fahrzeugen kaum erstrebenswert, sodass zunächst eine Übertragung der geräuschbasierten Motorregelungsstrategie auf den in dieser Arbeit untersuchten Ottomotor angedacht wurde. So war es das Ziel einen Ansatz für eine tickengeräuschbasierte Regelung zu entwickeln, welche ähnlich funktionieren sollte wie die des geräuschgeregelten Dieselmotors mit dem Unterschied, dass nun die empfindungsbasierte, empirische Formel zur Bewertung der Tickergeräuschanteile hätte angewendet werden sollen. Hierzu wären ebenfalls weitreichende Kennfelduntersuchungen nötig gewesen mit variierenden Einspritz- und Zündparametern. Allerdings war der Steuergerätezugriff begrenzt, sodass diese Ideen verworfen werden mussten. Ein ähnlich großer Benefit wie bei der dieselmotorischen Verbrennung wäre zudem nicht zu erwarten gewesen, da das ottomotorische Tickergeräusch im Vergleich zum Dieselnageln weniger dominant ist, was die Detektion der Regelgrößen erschwert hätte.

Doch nicht nur der Verbrennungsmotor besitzt eine eigene Charakteristik seiner Haupt- und Nebengeräusche, sondern ebenfalls der, immer häufiger thematisierte, Elektromotor. Gerade mit der weiter voranschreitenden Elektrifizierung der Fahrzeugantriebe wird die Geräuschabstrahlcharakteristik jener Antriebskonfigurationen ebenfalls immer wichtiger. Um die Angenehmheit dieser Geräusche zu bewerten, werden die in dieser Arbeit beschriebenen psychoakustischen Größen verwendet. Sind es bei der Bewertung von Verbrennungsmotoren noch vor allem die Kenngrößen Impulshaftigkeit, Rauigkeit oder Schärfe, so ist die relevante Größe bei der Geräuschbewertung von Elektromotoren die Tonhaltigkeit. Hier müsste im ersten Schritt ein geeignetes Modell zur Tonhaltigkeitsbestimmung eruiert werden, mit welchem dann eine neue empirische Formel zur Bewertung der Fahrzeugelektromotorgeräusche entstehen kann, welche dem in dieser Arbeit entwickelte Geräuschbewertungsansatz nachempfunden wäre.

7 Literaturverzeichnis

- [1] M. Pflüger, F. Brandl, U. Bernhard und K. Feitzelmayer, Fahrzeugakustik, Springer-Verlag, 2010.
- [2] P. Zeller, Handbuch Fahrzeugakustik, Vieweg+Teubner-Verlag, 2012.
- [3] M. Möser, Psychoakustische Messtechnik, Springer Vieweg Verlag Wiesbaden, 2018.
- [4] S. Schneider, N. Deußen, T. Luft und H. Rottengruber, „Untersuchung der schalldämpfenden Wirkung einer, durch einen speziellen Einschäumprozess hergestellten, Motorkapselung,“ DAGA, Kiel, 2017.
- [5] T. Luft, Aktive und passive Schallreduktion am Dieselmotor, Dissertation, Magdeburg, 2016.
- [6] E. Zwicker, Psychoakustik, Springer-Verlag, 1982.
- [7] E. Zwicker, „Berechnung des Lautstärkepegels und der Lautheit aus dem Geräuschspektrum, DIN 45631,“ Beuth-Verlag, 1991.
- [8] H. Fastl und E. Zwicker, Psychoacoustics - Facts and Models, Springer-Verlag, 2007.
- [9] K. Genuit, Sound-Engineering im Automobilbereich - Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen, Springer-Verlag, 2010.
- [10] A. M. Willemsen und M. D. Rao, „Characterization of sound quality of impulsive sounds using loudness based metric,“ 20th International Congress on Acoustics, Sydney, Australien, 2010.
- [11] B. Rönz und H. G. Strohe, Lexikon Statistik, Gabler Verlag, 1994.
- [12] Messtechnische Simulation der Hörempfindung Schärfe, DIN 45692:2009-08, 2009.
- [13] R. Sottek, „Gehörgerechte Rauigkeitsberechnung,“ DAGA, Dresden, 1994.
- [14] M. Decker, Körperschallbasiertes Motormanagement für PKW-Dieselmotoren, Dissertation, Shaker-Verlag, 2014.
- [15] M. Atzler, Bewertungsmodelle für impulsartige Störgeräusche von Verbrennungsmotoren, Dissertation, Aachen, 2011.
- [16] N. Otto, S. Amman, C. Eaton und S. Lake, „Guidelines for Jury Evaluations of Automotive Sound,“ *Journal of Sound and Vibration*, 2001.
- [17] G. J. Bennett und J. A. Fitzpatrick, „A Comparison of Coherence Based Acoustic Source Identification Techniques,“ 12th International Congress on Sound and Vibration, Lissabon, 2005.

- [18] S. Schneider, J. Hots, T. Luft, H. Rottengruber, J. L. Verhey und H.-P. Rabl, „Entwicklung einer empirischen Formel zur Bewertung und Benotung der Tickergeräuschanteile von Motorgeräuschen,“ DAGA , Rostock, 2019.
- [19] R. Singh, H. Xie und R. J. Comparin, „Analysis of Automotive Neutral Gear Rattle,“ *Journal of Sound and Vibration*, 1989.
- [20] J. Mason, M. Homer und R. E. Wilson, „Mathematical Models of Gear Rattle in Roots blower Vacuum Pumps,“ *Journal of Sound and Vibration*, Nr. 308, 2007.
- [21] R. Heinrichs und M. Bodden, „Perceptual and Instrumental Description of the Gear Rattle Phenomenon for Diesel Vehicles,“ 6th International Congress on Sound and Vibration, Lyngby, Denmark, 1999.
- [22] J. Hoppermanns, S. Pischinger und B. Lange, „Erarbeitung objektiver Kennwerte zur Bewertung der Lästigkeit verschiedener Geräuscharten von Verbrennungsmotoren auf Basis subjektiver Beurteilungen,“ FVV, 2006.
- [23] M. Atzler und S. Pischinger, „Erarbeitung objektiver Kennwerte zur Bewertung der Lästigkeit verschiedener impulshaltiger Geräuscharten von Verbrennungsmotoren auf Basis subjektiver Beurteilungen,“ FVV, 2010.
- [24] S. Schneider, J. H. Carstens, J. Nobis und M. Joerres, „Körperschallbasierte Dieselmotorenregelung,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Bd. 78, pp. 80-85, 2017.
- [25] C. Mühlbauer, H.-P. Rabl und H. Rottengruber, „Development of a methodology for acoustic analysis and optimization of mechatronic fuel injection systems,“ Springer Fachmedien Wiesbaden, Ruschlikon, Schweiz, Automotive Acoustics Conference, 2019.
- [26] C. Schumann und S. Pischinger, „Zerlegung von Motorgeräuschen in einzeln anhörbare Komponenten, deren objektive Bewertung sowie Zuordnung zu den geräuschverursachenden Bauteilen bzw. Prozessen,“ FVV, 2017.
- [27] C. Mühlbauer, H.-P. Rabl und H. Rottengruber, „Akustische Analyse und Optimierung von mechatronischen Kraftstoffeinspritzsystemen,“ DAGA, Rostock, 2019.
- [28] M. Hubbard, P. Dobsen und D. Powell, „Closed loop control of spark advance using a cylinder pressure sensor,“ *Journal of Dynamic System, Measurement and Control*, 1976.
- [29] J. Jeschke, Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten Motormanagements für PKW-Dieselmotoren, Dissertation, 2002.
- [30] J. Massey, J. Drallmeier, S. Eaton und R. Wagner, „Influence of the Combustion Energy Release on Surface Accelerations of an HCCI Engine,“ SAE World Congress & Exhibition, Detroit, Michigan, USA, 2010.

- [31] M. Kohlhase, Brennraumdruckbasiertes Motormanagement für Otto- und Dieselmotoren zur Verbrauchs- und Emissionsreduktion, VDI-Verlag, 2011.
- [32] N. Müller, Adaptive Motorregelung beim Ottomotor unter Verwendung von Brennraumdrucksensoren, VDI-Verlag, 2003.
- [33] J. Hadler, F. Rudolph, R. Dorenkamp, H. Stehr und J. K. S. Hilzendege, „Der neue 2,0-I-TDI-Motor von Volkswagen für niedrigste Abgasgrenzwerte - Teil 1,“ *MTZ - Motorentechnische Zeitschrift*, Nr. 5, pp. 386 - 395, 2008.
- [34] J. Hadler, F. Rudolph, R. Dorenkamp, H. Stehr und J. K. S. Hilzendege, „Der neue 2,0-I-TDI-Motor von Volkswagen für niedrige Abgasgrenzwerte - Teil 2,“ *MTZ - Motorentechnische Zeitschrift*, Nr. 6, pp. 534-539, 2008.
- [35] H. Sequenz, Emission Modelling and Model-Based Optimisation of the Engine Control, Dissertation, 2013.
- [36] T. Schmidt, W. Schultalbers, H. Rasche, H. Fehrenbach und J. Scheu, „Verfahren und Vorrichtung zur Schätzung des Brennraumdrucks“. Patent DE10256107, 2002.
- [37] S. Carstens-Behrens, M. Wagner und J. F. Bohme, „Improved knock detection by time variant filtered structure-borne sound,“ IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing, Phoenix, Arizona, USA, 1999.
- [38] M. Lindemann und D. Filbert, „Methoden der Verbrennungsaussetzer-Erkennung mit Klopfensoren,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 2002.
- [39] S. Lachmann, Reduzierung des Einflusses von Störgeräuschen in Klopfregelsystemen mittels Blinder Quellentrennung, Dissertation, 2007.
- [40] M. Fischer, M. Günther, R. Gratzke, K. Röpke, M. Lindemann und R. Placzek, „Klopferkennung im Ottomotor Neue Tools und Methoden in der Serienentwicklung,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 2003.
- [41] R. Johnsson, „Cylinder pressure reconstruction based on complex radial basis function networks from vibration and speed signals,“ *Mechanical Systems and Signal Processing*, Bd. 8, pp. 1923-1940, 2006.
- [42] P. Azzoni, „Reconstruction of Indicated Pressure Waveform in a Spark-Ignition Engine from Block Vibration Measurements,“ *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, pp. 614-619, 1997.
- [43] M. El-Ghamry, J. A. Steel, R. L. Reuben und T. L. Fog, „Indirect measurement of cylinder pressure from diesel engines using acoustic emission,“ *Mechanical Systems and Signal Processing*, pp. 751-765, 2005.

- [44] A. Przymusinski und R. Böhnin, „Verfahren und Vorrichtung zum Detektieren einer Voreinspritzung bei einer Brennkraftmaschine“. Deutschland Patent 19844746C1, 20 April 1998.
- [45] O. Chiavola, G. Chiatti, L. Arnone und S. Manelli, „Combustion Characterization in Diesel Engine via Block Vibration Analysis,“ SAE Noise and Vibration Conference, St. Charles, Illinois, USA, 2009.
- [46] U. Kiencke, M. Schwarz und T. Weickert, Signalverarbeitung - Zeit-Frequenz-Analyse und Schätzverfahren, Oldenbourg, 2008.
- [47] U. Kiencke, F. P. Leon und H. Jäkel, Signale und Systeme, 3. Auflage, Oldenbourg, 2005.
- [48] K.-D. Kammeyer und K. Kroschel, Digitale Signalverarbeitung. Filterung und Spektralanalyse. Mit MATLAB-Übungen., 6. korrigierte und ergänzte Auflage, Stuttgart: Teubner, 2006.
- [49] R. B. Randall, Frequency Analysis, Brüel & Kjær, 1987.
- [50] M. Decker, S. Lucas, K. Hintz und J. Nobis, „Geräuschgeregelter Dieselmotor I & II,“ FVV, 2013.
- [51] A. Sauer, S. Schneider und H. Rottengruber, Vergleich neuwertiger und verkokter Diesel-Injektoren am Injection Analyzer anhand von Körperschall- und Einspritzratensignalen, Bachelorarbeit, Magdeburg, 2016.
- [52] U. Widmann und H. Fastl, „Calculating roughness using time-varying specific loudness spectra,“ Sound Quality Symposium, Ypsilanti, Michigan, USA, 1998.
- [53] R. Sottek, P. Vranken und G. Busch, „Ein Modell zur Berechnung der Impulshaltigkeit,“ DAGA, Saarbrücken, 1995.
- [54] K. Reif, Dieselmotor-Management Systeme, Komponenten, Steuerung und Regelung, Springer-Verlag, 2012.
- [55] W. Aures, „Der Wohlklang: Eine Funktion der Schärfe, Rauigkeit und Klanghaftigkeit,“ DAGA, Darmstadt, 1984.
- [56] M. Hoehstetter, J. M. Sautter, U. Gabbert und J. L. Verhey, „Role of the Duration of Sharpness in the Perceived Quality of Impulsive Vehicle Sounds,“ Acta Acustica united with Acustica, 2016.
- [57] K. Finger, Untersuchungen zur Kraftanregung durch die Verbrennung beim direkteinspritzenden Common-Rail Dieselmotor unter Berücksichtigung des Körperschallübertragungsverhaltens, Dissertation, 2001.
- [58] V. Göhringer, Beitrag zur experimentellen Bestimmung des Strukturübertragungsmaßes von Dieselmotoren, Expert-Verlag, 2008.

- [59] D. Föllner, Untersuchung der Anregung von Körperschall in Maschinen und der Möglichkeiten für eine primäre Lärmbekämpfung, Maschinenbau-Verlag, 1972.
- [60] S. Schneider, J. H. Carstens, J. Nobis, M. Joerres, H. Rottengruber und C. Gühmann, „Körperschallbasierte Dieselmotorenregelung – Optimierung und Adaption der Parameter,“ FVV, 2016.
- [61] J. Timoney, L. McManus, T. Lysaght und M. Schoenwiesner, „Implementing Loudness Models in Matlab,“ 7th International Conference on Digital Audio Effects, Neapel, Italien, 2004.
- [62] Normfrequenzen für akustische Messungen, DIN EN ISO 266, 1997.
- [63] C. Nettelbeck und P. Sellerbeck, „Analyse und Bewertung typischer Geräuschmuster von Verbrennungsmotoren,“ ATZ-MTZ Konferenz, Magdeburg, 2007.
- [64] N. W. Alt, J. Nehl, S. Heuer und M. W. Schlitzer, „Prediction of Combustion Process Induced Vehicle Interior Noise,“ in *SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition*, Warrendale, Pennsylvania, USA, 2003.
- [65] V. Göhringer, U. Philipp und M. Bargende, „Verbrennungsgeräuschanalyse bei Pkw-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung,“ in *Dieselmotorentechnik 2000*, Expert-Verlag, 2000.
- [66] S. Heuer, Verbrennungsgeräusch des direkteinspritzenden Hubkolbenmotors, Dissertation, 2001.
- [67] H. Houben, B. Last und C. Pottiez, „Glühkerze mit integriertem Brennraum-Drucksensor: Eine Schlüsselkomponente zur geregelten Dieselerverbrennung,“ 11. Symposium The Working Process of the Internal Combustion, Graz, 2007.
- [68] F. Sarikoç, Untersuchungen zur Reduzierung der Stickoxidemissionen bei modernen Brennverfahren für Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung, Berlin: Logos-Verlag, 2009.

8 Anhang

Tabelle 7: Kenngrößen der Messreihe 1250 min⁻¹, 25 Nm mit Schrittweitenvariation

Betriebspunkt	1	2	3	4	5	6	7
M_D [Nm]	24,7	24,9	24,7	25,1	25,0	25,0	25,1
n [min ⁻¹]	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250
p_{mi} [bar]	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,6
p_{max} [bar]	60,2	57,6	55,2	52,2	48,9	46,2	43,7
$\alpha\{p_{max}\}$ [°KW]	3,4	4,6	6,0	7,8	9,7	11,4	14,0
$max(dp/d\alpha)$ [bar/°KW]	4,3	3,6	3,0	2,4	2,0	1,7	1,7
$\alpha\left\{max\left(\frac{dp}{d\alpha}\right)\right\}$ [°KW]	-1,7	0,5	2,2	4,4	6,7	8,7	11,6
$max(d^2p/d\alpha^2)$ [bar/°KW ²]	1,2	1,2	1,2	1,0	0,9	0,9	1,0
$\alpha\left\{max\left(\frac{d^2p}{d\alpha^2}\right)\right\}$ [°KW]	-3,5	-1,2	0,3	2,5	4,7	6,8	9,6
SOI_{PI} [°KW]	-16,9	-16,9	-16,9	-16,9	-16,9	-16,9	-16,9
EOI_{PI} [°KW]	-14,1	-14,1	-14,1	-14,1	-14,1	-14,1	-14,1
SOI_{MI} [°KW]	-11,2	-9,2	-7,3	-5,1	-2,8	-1,1	0,9
EOI_{MI} [°KW]	-6,5	-4,1	-2,4	-0,1	2,1	3,9	6,0
α_{q50} [°KW]	0,1	2,5	4,5	7,1	9,1	11,2	13,0
p_{rail} [bar]	365	365	365	365	365	365	365

Tabelle 8: Kenngrößen der Messreihe 1750 min⁻¹, 100 Nm mit Schrittweitenvariation

Betriebspunkt	1	2	3	4	5	6	7
M_D [Nm]	100,2	100,1	100,3	100,1	100,1	99,9	99,8
n [min ⁻¹]	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750
p_{mi} [bar]	8,3	8,3	8,3	8,2	8,1	8,0	8,0
p_{max} [bar]	91,9	88,2	83,9	78,8	71,5	66,8	62,9
$\alpha\{p_{max}\}$ [°KW]	7,1	8,6	10,2	11,9	13,9	15,7	17,7
$max(dp/d\alpha)$ [bar/°KW]	5,5	4,8	4,1	3,6	3,3	3,2	3,3
$\alpha\left\{max\left(\frac{dp}{d\alpha}\right)\right\}$ [°KW]	0,3	2,1	4,1	5,9	8,3	10,7	13,2
$max(d^2p/d\alpha^2)$ [bar/°KW ²]	1,1	1,0	0,9	0,9	1,0	1,2	1,3
$\alpha\left\{max\left(\frac{d^2p}{d\alpha^2}\right)\right\}$ [°KW]	-2,9	-1,1	0,7	2,7	5,2	7,7	10,3
SOI_{PI} [°KW]	-23,7	-23,7	-23,7	-23,7	-23,7	-23,7	-23,7
EOI_{PI} [°KW]	-21,0	-21,0	-21,0	-21,0	-21,0	-21,0	-21,0
SOI_{MI} [°KW]	-11,1	-9,0	-7,0	-5,1	-3,1	-1,1	1,1
EOI_{MI} [°KW]	-3,9	-1,8	0,3	2,3	4,5	6,7	8,8
α_{q50} [°KW]	6,1	7,9	9,9	11,7	14,2	16,2	18,0
p_{rail} [bar]	865	865	865	865	865	865	865