

David Landes

**Ein Beitrag zur effizienten und frühzeitigen  
Prognose des Einflusses von Subsystemen des  
Antriebs und des Fahrwerks auf das  
Außengeräusch von Fahrzeugen**

A Contribution for an Efficient and Early Stage  
Prognosis of the Influence of Sub-Systems of the  
Drive System and the Chassis on the Exterior Noise  
of Vehicles

Band 150

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen  
(Hrsg.)

David Landes

**Ein Beitrag zur effizienten und frühzeitigen Prognose  
des Einflusses von Subsystemen des Antriebs und des  
Fahrwerks auf das Außengeräusch von Fahrzeugen**

A Contribution for an Efficient and Early Stage Prognosis of  
the Influence of Sub-Systems of the Drive System and the  
Chassis on the Exterior Noise of Vehicles

Band 150

Herausgeber Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen

Copyright IPEK • Institut für Produktentwicklung, 2022  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft  
Alle Rechte vorbehalten

ISSN 1615-8113

# **Ein Beitrag zur effizienten und frühzeitigen Prognose des Einflusses von Subsystemen des Antriebs und des Fahrwerks auf das Außengeräusch von Fahrzeugen**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines  
**DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)**  
von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des  
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

**DISSERTATION**

von

Dipl.-Ing. David Landes

Tag der mündlichen Prüfung:	16.03.2022
Hauptreferent:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers
Korreferent:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Weber



# Vorwort der Herausgeber

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient seit mehr als 20 Jahren als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK – Institut für Produktentwicklung Karlsruhe\* am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar. Die Forschung des IPEK ist dabei strukturiert in die Kategorien Systeme, Methoden und Prozesse, um so der Komplexität heutiger Produktentwicklung ganzheitlich gerecht zu werden. Erst die Verknüpfung dieser drei Kategorien ermöglicht die Synthese innovativer Systeme durch Nutzung neuester Methoden und Prozesse. Gleichzeitig werden durch die Systemsynthese die erforschten neuen Methoden und Prozesse validiert und deren Mehrwert für die Praxis abgesichert. Dieses Forschungskonzept prägt nicht nur das IPEK-Leitbild, sondern auch den Charakter dieser Schriftenreihe, da immer alle drei Kategorien und deren Wechselwirkungen berücksichtigt werden. Jeder Band setzt hier individuelle Schwerpunkte und adressiert dabei folgende Forschungsgebiete des IPEK:

- das Entwicklungs- und Innovationsmanagement,
- die Entwicklungs- und Konstruktionsmethodik,
- der Leichtbau von der Ebene des ganzen Systems bis hinunter zur Optimierung des Bauteils,
- die Validierung technischer Systeme auch unter Berücksichtigung der NVH Aspekte (Noise, Vibration, Harshness) mit dem Fokus auf Schwingungen und Akustik an Komponenten und in den Gesamtsystemen sowie deren subjektiver Beurteilung durch den Menschen,
- die Antriebssystemtechnik mit den Schwerpunkten komplette Antriebslösungen für Fahrzeuge und Maschinen,
- das Design, die Tribologie und Erprobung von Kupplungen und Bremsen sowie
- die Gerätetechnik mit dem Schwerpunkt auf Power-Tools.

Die Forschungsberichte stellen Ergebnisse unserer Forschung sowohl anderen Wissenschaftlern als auch den Unternehmen zu Verfügung um damit die Produktentwicklung in allen ihren Facetten mit innovativen Impulsen zu optimieren.

Albert Albers und Sven Matthiesen

\* Eh.: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)



## Vorwort zu Band 150

In der Fahrzeugentwicklung findet gerade eine stürmische Entwicklung statt. Dabei werden neue Antriebssysteme in die Fahrzeuge integriert, die durch eine Kombination des Verbrennungsmotors mit einem Elektromotor oder aber auch durch eine gänzliche, auf den Elektromotor fokussierte, Gestaltung das Potential zur Reduzierung der Klimagas-Emissionen angehen. Neben diesen starken Veränderungen im Antriebssystem prägen aber weitere Trends den Fahrzeugbau. Durch die Anreicherung mit immer mehr Funktionen, sowohl bezüglich des Entertainments, Komforts und der Sicherheit, als auch der Unterstützung des eigentlichen Fahrens durch automatisierte Teilfunktionen, stehen heute in den modernen Produkten sehr leistungsfähige technische Lösungen für die Bedürfnisse der Märkte und der Kunden zur Verfügung. Diese Fahrzeugmärkte sind gekennzeichnet durch einen globalen Wettbewerb, so dass eine Produktdifferenzierung für die verschiedenen Hersteller von großer Bedeutung ist. Ein ganz wesentliches Differenzierungskriterium ist dabei die aktiv gestaltete und durch entsprechende Optimierung erreichte Ausprägung des Geräusch- und Schwingungskomforts. Dieser wird von den Kunden sehr direkt wahrgenommen und beeinflusst damit im Sinne des Kano-Modells auch die Kundenwunsch-Erfüllung sehr stark. Die komplexer werdenden Fahrzeuge – wie oben beschrieben – führen nun auch dazu, dass immer mehr Quellen für Schwingungsanregungen, aber auch Geräusch Anregungen im Fahrzeug berücksichtigt werden müssen. Beim Geräusch wird dabei zwischen dem Innen- und dem Außengeräusch unterschieden. Während das Innengeräusch den individuellen Komforteindruck der Insassen beeinflusst, ist das Außengeräusch eine wichtige Komponente in der Beurteilung des Fahrzeuges als soziotechnisches System in seinem Umfeld des Verkehrs und vor allen Dingen auch in seiner Wahrnehmung durch die Menschen. Auch hier ist es von großer Bedeutung, dieses Außengeräusch in seiner Abhängigkeit von verschiedenen Subsystemen des Fahrzeuges frühzeitig und effizient zu erkennen. Die Elektrifizierung stellt hier weitere neue Herausforderungen wie z.B. die „Wahrnehmbarkeit“ im Bereich niedriger Geschwindigkeiten in der Stadt. Für die Validierung des Außengeräusches eine strukturierte Vorgehensweise und Methodik mit neuen Entwicklungswerkzeugen für die zukünftige Fahrzeugentwicklung zur Verfügung zu stellen, hat sich Herr Dr.-Ing. David Landes in seiner wissenschaftlichen Arbeit zum Ziel gesetzt und erfolgreich realisiert. Dabei fokussiert sich Herr Dr.-Ing. David Landes auf die Vorbeifahrtsgeräuschmessung nach der DIN ISO 362-1, die als Freigabeelement für jedes Fahrzeug durchgeführt werden muss.



Die erarbeiteten neuen Messtechniken und Methoden können aber in der ganzen Breite der Geräuschemessung und Beurteilung in Sinne des NVH eingesetzt werden. Die Arbeit leistet so einen wichtigen Beitrag für die praktische NVH-Entwicklung im Produktentstehungsprozess.

April, 2022

Albert Albers

## Kurzfassung

Durch die Urbanisierung und die stetig steigende Anzahl der Fahrzeuge auf den Straßen weltweit wird der Verkehrslärm zu einem immer größeren Problem für die moderne Gesellschaft. Er ist dabei nicht nur eine Belästigung, sondern in dauerhafter Form eine Belastung der Einwohner. So kann Verkehrslärm zu einer physischen Beeinträchtigung führen und stellt damit ein Gesundheitsrisiko dar (Kloepfer et al., 2006). Aus diesem Grund sind Gesetzgeber bestrebt den Verkehrslärm durch Vorgaben von immer strenger werdenden Grenzwerten zu reduzieren (Verordnung (EU) Nr. 540/2014, 2014).

Diese Grenzwerte stellen die Fahrzeugentwickler vor immer neue Herausforderungen. Daher nimmt der Bedarf an neuen Methoden, welche eine effiziente Erfassung und Optimierung der akustischen Eigenschaften der Subsysteme des Fahrzeugs sowie deren Einfluss auf das Gesamtsystem ermöglichen, stetig zu.

In der vorliegenden Arbeit werden daher Methoden für eine effiziente akustische Quantifizierung von Subsystemen unabhängig von den Umgebungsbedingungen, sowie eine Übertragbarkeit auf Gesamtsystemebene entwickelt. Hierfür wird in einem ersten Schritt eine Methode unter Anwendung von generischen Schallquellen mit einfach zu definierendem Anregungssignal entwickelt und anhand genormter Verfahren verifiziert. In einem nächsten Schritt wird diese auf Komponenten- sowie Gesamtfahrzeugprüfständen angewendet und weiterentwickelt. Dabei gilt es vor allem die hohe Komplexität der möglichen Betriebszustände auf die relevanten Anwendungsfälle zu reduzieren. Darauf folgend wird die Vorhersage des Außengeräuschs von Fahrzeugen auf Basis der entwickelten Methode untersucht. Grundlage hierfür stellt die experimentelle Transferpfadanalyse dar. Weiterhin werden Möglichkeiten für eine Simulation des außenakustischen Übertragungsverhaltens von Fahrzeugen erforscht, welche im Idealfall einen Verzicht auf physische Gesamtfahrzeug-Prototypen im Fahrzeugentwicklungsprozess ermöglichen sollen.

Abschließend werden die Methoden im Kontext der PGE – Produktgenerationsentwicklung dargestellt.



## **Abstract**

Due to urbanization and the steadily increasing number of vehicles on the roads around the world, traffic noise is becoming an ever greater problem for modern society. It is not just a nuisance, but a permanent burden on the residents. Traffic noise can lead to a physical impairment and thus represents a health risk (Kloepfer et al., 2006). For this reason, legislators are striving to reduce traffic noise by stipulating increasingly strict limit values (Verordnung (EU) Nr. 540/2014, 2014).

These limit values constantly pose new challenges for vehicle developers. Therefore, the need for new methods that enable an efficient measurement and optimization of the acoustic properties of the subsystems of the vehicle and their influence on the overall system is steadily increasing.

In the present work, methods for an efficient acoustic quantification of subsystems independent of the environmental conditions, as well as transferability to the overall system level are developed. For this purpose, in a first step, a method using generic sound sources with an easily definable excitation signal will be developed and verified using standardized procedures. In a next step, this will be applied to component and complete vehicle test benches and further developed. The main aim is to reduce the high complexity of the possible operating states to the relevant applications. Subsequently, the prediction of the exterior noise of vehicles based on the developed method is examined. The basis for this is the experimental transfer path analysis. Furthermore, possibilities for a simulation of the external acoustic transmission behavior of vehicles are explored, which ideally should make it possible to forego physical complete vehicle prototypes in the vehicle development process.

Finally, the methods are presented in the context of PGE – Product Generation Engineering.



## Danksagung

Diese Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Forschungsgruppe NVH und Systemvalidierung am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Mein größter Dank gilt meinem Doktorvater Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers, der mich in meinem Werdegang als hilfswissenschaftlicher Mitarbeiter, Studien- und Diplomarbeiten sowie wissenschaftlicher Mitarbeiter am IPEK ganz wesentlich geprägt hat. Er forderte und unterstützte mich stets bei wissenschaftlichen Fragestellungen und schaffte die nötigen Freiräume für meine Forschungsarbeit.

Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Weber danke ich ganz herzlich für die Übernahme des Korreferats und die spannende Zusammenarbeit in den gemeinsamen Projekten.

Außerdem möchte ich Herrn Dr.-Ing. Matthias Behrendt, ehemaliger Leiter der Forschungsabteilung NVH und Systemvalidierung, für den wissenschaftlichen Austausch und das uneingeschränkte Vertrauen danken.

Des Weiteren danke ich dem gesamten IPEK-Team für die vielen wissenschaftlichen Diskussionen und das tolle Arbeitsklima, insbesondere dem Team NVH und Systemvalidierung für die vielen entstandenen Freundschaften.

Zudem danke ich den hilfswissenschaftlichen Mitarbeitern und Abschlussarbeitern, welche zu dem Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben

Mein besonderer Dank gilt meiner Familie und meiner Frau für die immerwährende Unterstützung und den Rückhalt im Verlauf dieser Arbeit.

Karlsruhe, den 13. Dezember 2021

David Landes



„Ich bin immer noch verwirrt, aber auf einem höheren Niveau.“

Enrico Fermi, 1901 – 1954





# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b> .....	<b>i</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>iii</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>xiii</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>xxi</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b> .....	<b>xxiii</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen und Stand der Forschung</b> .....	<b>5</b>
2.1 Produktentstehungsprozesse .....	5
2.1.1 Das erweiterte ZHO-Modell .....	5
2.1.2 Das integrierte Produktentstehungsmodell (iPeM) .....	7
2.1.3 PGE – Produktgenerationsentwicklung.....	9
2.1.4 IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz.....	12
2.2 Akustische Grundlagen .....	15
2.2.1 Akustische Begriffe und Größen .....	15
2.2.1.1 Schall .....	15
2.2.1.2 Schallfeldgrößen .....	16
2.2.1.3 Schallenergiegrößen .....	17
2.2.1.4 Pegelmaße.....	18
2.2.1.5 Nahfeld und Fernfeld.....	19
2.2.2 Signalanalyse .....	20
2.2.2.1 Transformation von Zeitbereich in Frequenzbereich...20	
2.2.2.2 Diskrete Fourier-Transformation (DFT) .....	21
2.2.2.3 Fast Fourier-Transformation (FFT) .....	23
2.2.2.4 Fensterung .....	24
2.2.2.5 Spektrale Analyseverfahren .....	27
2.2.2.6 Schallwahrnehmung.....	28
2.2.2.7 Rauschen .....	31
2.3 Messtechnik .....	32
2.3.1 Mikrofone.....	32
2.3.2 Kalibrator .....	34
2.3.3 Schallintensitätssonde .....	34
2.3.4 Schallquellen .....	38
2.3.4.1 Dodekaeder-Lautsprecher.....	38
2.3.4.2 Halbdodekaeder-Lautsprecher .....	39

2.3.4.3	Volumenschallquelle .....	40
2.4	Messumgebungen .....	40
2.4.1	Reflexionsarme Räume.....	41
2.4.2	Hallräume .....	43
2.4.3	Prüfstände .....	45
2.5	Messverfahren .....	47
2.5.1	Transferpfadanalyse .....	47
2.5.1.1	Luftschall-Transferpfadanalyse.....	48
2.5.1.2	Körperschall-Transferpfadanalyse .....	49
2.5.1.3	Reziprozitätsprinzip .....	49
2.5.2	Messverfahren für Fahrzeugaußengeräusche nach DIN ISO 362.....	50
2.5.3	Messverfahren zur Bestimmung von Schalleistungspegeln aus Schalldruckmessungen – Hüllflächenverfahren nach DIN EN ISO 3744.....	56
2.5.4	Messverfahren zur Bestimmung von Schalleistungspegeln aus Schalldruckmessungen – Hallraumverfahren nach DIN EN ISO 3741 .....	58
2.5.5	Messverfahren zur Bestimmung von Schalleistungspegeln aus Schallintensitätsmessungen nach DIN EN ISO 9614 .....	61
2.5.6	Messverfahren zur Bestimmung des Schallflusses mittels Reflexionsfaktormethode .....	64
2.6	Numerische Simulationsmethoden der Akustik .....	66
2.6.1	Randelementemethode (BEM) .....	67
2.6.2	Finite-Elemente-Methode (FEM) .....	68
2.6.2.1	Infinite Elemente .....	68
2.6.2.2	Absorbierende Randbedingung .....	69
2.6.2.3	Perfectly Matched Layer (PML) .....	69
2.7	Verfahren zur Erzeugung von Teilflächen .....	71
<b>3</b>	<b>Motivation und Zielsetzung .....</b>	<b>75</b>
3.1	Motivation .....	75
3.2	Zielsetzung .....	76
<b>4</b>	<b>Forschungsvorgehen.....</b>	<b>79</b>
<b>5</b>	<b>Methode zur effizienten Bestimmung der Schalleistung.....</b>	<b>83</b>
5.1	Bestimmung der Schalleistung anhand normierter Verfahren .....	83
5.2	Neue Methode mittels Freiform-Schallintensitätsmessungen.....	86
5.2.1	Anwendung an theoretischem Beispiel .....	94
5.2.2	Anwendung an Schallquellen mit omnidirektionaler Richtcharakteristik.....	95

5.2.3	Anwendung an Schallquellen mit richtungaler Richtcharakteristik .....	99
5.2.4	Anwendung an großen Messobjekten.....	102
5.3	Verifizierung der neuen Methode.....	105
5.3.1	Schalleleistungsbestimmung mittels 1D-Schallintensitätssonde	105
5.3.2	Schalleleistungsbestimmung mittels Mikrofonen im Halbfreifeld	106
5.3.3	Schalleleistungsbestimmung mittels Mikrofonen im Diffusfeld ...	108
5.3.4	Vergleich mit neuer Methode .....	110
5.3.5	Ableitung eines Korrekturfaktors.....	113
5.4	Abbildung dynamischer Zustände durch Interpolation stationärer Zustände .....	116
<b>6</b>	<b>Anwendung für die Schalleleistungsbestimmung an komplexen Systemen.....</b>	<b>121</b>
6.1	Anwendung auf Subsystemebene .....	121
6.2	Anwendung auf Gesamtfahrzeugebene .....	125
<b>7</b>	<b>Prognose des Fahrzeugaußengeräuschs .....</b>	<b>133</b>
7.1	Vorgehensweise anhand des IPEK-X-in-the-Loop Frameworks .....	134
7.2	Luftschall-Transferpfadanalyse.....	135
7.3	Berechnung des Schalldrucks im Fernfeld .....	142
7.4	Umsetzung in einem Anwenderwerkzeug.....	148
<b>8</b>	<b>Numerische Simulation der Luftschalltransferfunktionen.....</b>	<b>153</b>
<b>9</b>	<b>Einbindung der Methoden in den Produktentstehungsprozess.....</b>	<b>161</b>
<b>10</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>165</b>
10.1	Zusammenfassung .....	165
10.2	Ausblick.....	166
	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>I</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>XVII</b>
	<b>Lebenslauf.....</b>	<b>XXIX</b>



# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Kosten der Fehlerbehebung im Entwicklungsprozess (Weber, 2009) .....	2
Abbildung 2.1: Das erweiterte ZHO-Modell nach Albers, Behrendt & Schroeter (2013) .....	6
Abbildung 2.2: Das integrierte Produktentstehungsmodell (iPeM) (Albers, Reiss, Bursac & Richter, 2016) .....	8
Abbildung 2.3: Ebenen des integrierten Produktentstehungsmodells (Albers, Reiss, et al., 2016) .....	9
Abbildung 2.4: Produktgenerationsentwicklungen am Beispiel PKW (Die Welt, 2021) und Zweimassenschwungrad ..... (Albers, Bursac & Rapp, 2017) .....	10
Abbildung 2.5: Neuentwicklungsanteil und Herkunft von Referenzprodukten der ersten ZMS-Generation (Albers, Rapp, et al., 2017) .....	12
Abbildung 2.6: IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz (Albers & Düser, 2010) .....	13
Abbildung 2.7: IPEK-X-in-the-Loop-Framework (Albers & Düser, 2010) .....	14
Abbildung 2.8: Periodische Zeitfunktion und deren Kennwerte (Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2006) .....	16
Abbildung 2.9: Zeitverlauf und Frequenzspektrum einer periodischen Funktion (Allemang, 1999) .....	21
Abbildung 2.10: Kontinuierliches und zeitdiskretes Signal (Werner, 2012) .....	22
Abbildung 2.11: Aliasing-Effekt (Butz, 2011) .....	23
Abbildung 2.12: Unschärfe-Prinzip der Signalverarbeitung (Karrenberg, 2012)...	24
Abbildung 2.13: Signal im FFT-Fenster und entsprechende periodische Fortsetzung (Meyer, 2014) .....	25

Abbildung 2.14: Leakage an einem stationären Signal und Anwendung des Hanning-Fensters (Kollmann, Schösser & Angert, 2006) .....	26
Abbildung 2.15: Frequenzanalyse im Schmalband, Terzband und Oktavband (Henn et al., 2008) .....	28
Abbildung 2.16: Hörfläche des Menschen (Pflüger et al., 2010).....	29
Abbildung 2.17: Kurven gleicher Lautstärkepegel (Pflüger et al., 2010) .....	30
Abbildung 2.18: Frequenzbewertungskurven (Pflüger et al., 2010).....	31
Abbildung 2.19: Rauschen im Zeit- und Frequenzbereich (weißes Rauschen – oben, rosa Rauschen – mitte, rotes Rauschen – unten) (Weinzierl, 2008).....	32
Abbildung 2.20: Schematischer Aufbau eines Kondensatormikrofons (Henn et al., 2008).....	33
Abbildung 2.21: Prinzipielle elektrische Schaltung eines Kondensatormikrofons (Henn et al., 2008) .....	34
Abbildung 2.22: Mikroskopische Aufnahme der Hitzedrähte einer 1D-PU-Schallintensitätssonde (Microflow Technologies, 2021a) .....	35
Abbildung 2.23: 1D-PP-Schallintensitätssonde (Möser, 2010).....	36
Abbildung 2.24: Tetraedrische Mikrofonanordnung (Janssens, De Weer, Bianciardi & Søndergaard, 2013).....	37
Abbildung 2.25: 3D-Schallintensitätssonde mit Infrarot-Positionserfassung (links) (Microflow Technologies, 2021b) und optischer Positionserfassung (rechts) (Janssens et al., 2013) .....	38
Abbildung 2.26: Dodekaeder Lautsprecher (Stratenschulte Messtechnik, 2021b) 39	
Abbildung 2.27: Halbdodekaeder-Lautsprecher (Stratenschulte Messtechnik, 2021a).....	39
Abbildung 2.28: Volumenschallquelle des IPEK (Fischer, 2017).....	40
Abbildung 2.29: Grenzkurve für Störgeräuschpegel in Akustikrollenprüfständen (Genuit, 2010) .....	42
Abbildung 2.30: Akustikrollenprüfstand (ARP) des IPEK (2021a) .....	43

Abbildung 2.31: Hallraum der HsKA (Hochschule Karlsruhe – Technik und Wirtschaft (HsKA), 2018) .....	45
Abbildung 2.32: Schematischer Aufbau eines einfachen Prüfstands (Borgeest, 2016) .....	46
Abbildung 2.33: Schematischer Aufbau des Trockenreibprüfstands des IPEK (2021b) .....	46
Abbildung 2.34: Abmessungen des Prüfgeländes nach DIN ISO 362-1 (2009) ...	51
Abbildung 2.35: Beispielhafter Pegelverlauf einer Vorbeifahrtmessung (Brandstätt, Krämer & Ickinger, 2015) .....	52
Abbildung 2.36: Beispielhafte Darstellung eines Prüfraums nach DIN ISO 362-3 (2018) – adaptiert durch Autor .....	53
Abbildung 2.37: Mikrofonanordnung auf einer halbkugelförmigen Hüllfläche nach DIN EN ISO 3744 (2011) .....	57
Abbildung 2.38: Messflächen zur Schallintensitätsmessung (DIN EN ISO 9614-2, 1996) .....	62
Abbildung 2.39: Diskrete Messpunkte (links) und Abtastungs-/Scanning-Pfade (rechts) (DIN EN ISO 9614-3, 2009) .....	63
Abbildung 2.40: Prinzipskizze des Mundstücks einer Volumenschallquelle (von Rosenberg, 2015) .....	65
Abbildung 2.41: Anwendungsbereiche verschiedener Analyseverfahren (Zeller, 2018) .....	67
Abbildung 2.42: Verhalten einer Kugelwelle unter Neumann- und unter absorbierenden Randbedingungen (Lerch et al., 2009) .....	69
Abbildung 2.43: Unterschied zwischen PML- und APML-Methode (Free Field Technologies SA, 2016).....	71
Abbildung 2.44: Voronoi-Diagramm (V) auf Basis der Delaunay-Triangulation (DT) (Aurenhammer et al., 2013) .....	72
Abbildung 2.45: Voronoi-Netz auf einer Sphäre (Augenbaum & Peskin, 1985) ...	73
Abbildung 2.46: 3D-Voronoi-Diagramm und 3D-Voronoi-Zelle (Ying et al., 2015)	74



Abbildung 2.47: Dreidimensionale Punktwolke und deren verschiedene Alpha-Shapes (Teichmann & Capps, 1998) .....	74
Abbildung 3.1: Relevante Aspekte der Fahrzeugaußenakustik (Genuit, 2010) ..	76
Abbildung 4.1: Phasen der entwicklungsmethodischen Forschung nach Marxen (2014) .....	80
Abbildung 4.2: Ablaufdiagramm zur Prognose des Fahrzeugaußengeräuschs ..	81
Abbildung 5.1: Schalleistungshemisphäre ... (Norsonic-Tippkemper GmbH, 2021) .....	84
Abbildung 5.2: Schalleistungsbestimmung mittels Schallintensitätssonde (Spica, 2009) – adaptiert durch Behrendt, Landes & Albers (2017) .....	86
Abbildung 5.3: 3D-Schallintensitätssonde mit Positionserfassung (Janssens et al., 2013) .....	87
Abbildung 5.4: Verteilung der Schallintensitätsvektoren bei einer Messung mittels 3D-Schallintensitätssonde (Behrendt et al., 2017) .....	88
Abbildung 5.5: Vergleich zwischen verschiedenen Schrumpffaktoren (MathWorks, 2021) .....	89
Abbildung 5.6: Mögliche Fehlbildungen der Hüllfläche und abgeleitete Nachbarbedingung .....	90
Abbildung 5.7: Winkelüberprüfung zur Hüllflächenerzeugung in Bodennähe .....	91
Abbildung 5.8: Ortsvektoren der Teilfläche .....	92
Abbildung 5.9: Normalenanteil der Schallintensitätsvektoren (Albers, Behrendt, Landes, Hettel, et al., 2016) .....	93
Abbildung 5.10: Beispielhafte Anwendung der neuen Methode mittels zufällig verteilter Punkte auf einer Kugeloberfläche .....	94
Abbildung 5.11: Schallintensitätsmessungen und entsprechende Hüllflächen (Behrendt et al., 2017) .....	96
Abbildung 5.12: Gesamtschalleistungen des Dodekaeder-Lautsprechers bei verschiedenen Hüllflächenformen .....	97

Abbildung 5.13: Schallleistungsspektren des Dodekaeder-Lautsprechers bei verschiedenen Hüllflächenformen .....	98
Abbildung 5.14: Vergleich der Schallleistungspegel im reflexionsarmen Prüfstand und in einem Raum ohne akustische Maßnahmen .....	99
Abbildung 5.15: Messaufbau für Lautsprecher mit direktonaler Richtcharakteristik .....	100
Abbildung 5.16: Schallintensitätsvektoren der Lautsprecher mit direktonaler Richtcharakteristik .....	100
Abbildung 5.17: Gesamtschallleistungen des Bassreflex-Lautsprechers bei verschiedenen Hüllflächenformen .....	101
Abbildung 5.18: Gesamtschallleistungen des Hochtton-Lautsprechers bei verschiedenen Hüllflächenformen .....	102
Abbildung 5.19: Erzeugung der Stützpunkte .....	103
Abbildung 5.20: Erzeugung einer neuen Hüllfläche anhand von Stützpunkten ..	104
Abbildung 5.21: Messaufbau nach DIN EN ISO 9614-1 .....	106
Abbildung 5.22: Messaufbau im Akustikrollenprüfstand des IPEK nach DIN EN ISO 3744 .....	107
Abbildung 5.23: Schematischer Messaufbau nach DIN EN ISO 3741 .....	108
Abbildung 5.24: Messaufbau im Hallraum der HsKA nach DIN EN ISO 3741 ...	109
Abbildung 5.25: Vergleich der Schallleistungsspektren aus genormten Verfahren und neuer Methode (Behrendt et al., 2017) .....	111
Abbildung 5.26: Pegeldifferenzen zwischen genormten Verfahren und neuer Methode (Behrendt et al., 2017) .....	112
Abbildung 5.27: Regressionslinien der Pegeldifferenzen (Behrendt et al., 2017) .....	114
Abbildung 5.28: Vergleich der Schallleistungsspektren aus genormten Verfahren und korrigierter neuer Methode (Behrendt et al., 2017).....	115
Abbildung 5.29: Messaufbau an einem Elektrofahrzeug auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK.....	117

Abbildung 5.30: Schematischer Messaufbau an dem Elektrofahrzeug auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK .....	118
Abbildung 5.31: Verlauf der Schalldruckpegel über der Geschwindigkeit.....	119
Abbildung 6.1: Motorenprüfstand am Karlsruher Institut für Technologie (KIT)	122
Abbildung 6.2: Hüllfläche um den Motorenprüfstand.....	123
Abbildung 6.3: Schalleistungsspektrum des Reihensechszylindermotors am Motorenprüfstand im Leerlauf.....	124
Abbildung 6.4: Schalleistungsspektrum des Reihensechszylindermotors am Motorenprüfstand bei 1200 <i>U/min</i> und 12% Last.....	125
Abbildung 6.5: Schallintensitätsvektoren um den Motor am Gesamtfahrzeug im Leerlauf bei geöffneter Motorhaube .....	126
Abbildung 6.6: Schalleistungsspektrum des Reihensechszylindermotors im Leerlauf (Motorenprüfstand / Gesamtfahrzeug).....	127
Abbildung 6.7: Schallintensitätsmessungen an Vorder- und Hinterreifen der Hybrid-Limousine .....	128
Abbildung 6.8: Hüllflächen aus den Messungen an Vorder- und Hinterreifen der Hybrid-Limousine .....	128
Abbildung 6.9: Schalleistungsspektrum des rechten Vorder- und Hinterreifens der Hybrid-Limousine bei 30 <i>km/h</i> .....	129
Abbildung 6.10: Schallintensitätsmessungen an Vorder- und Hinterreifen des Kleinwagens.....	130
Abbildung 6.11: Hüllflächen aus den Messungen an Vorder- und Hinterreifen des Kleinwagens.....	131
Abbildung 6.12: Schalleistungsspektrum des Vorder- und Hinterreifens des Kleinwagens bei 50 <i>km/h</i> .....	132
Abbildung 7.1: Luftschallausbreitung bei einem Fahrzeug (Pflüger et al., 2010) .....	133
Abbildung 7.2: IPEK-X-in-the-Loop-Framework – adaptiert an die Prognose des Fahrzeugaußengeräuschs (Albers, Landes, et al., 2015) .....	134

Abbildung 7.3: Messaufbau zur Durchführung der reziproken Luftschall- Transferpfadanalyse (Siegel et al., 2016) .....	137
Abbildung 7.4: Transferfunktionen bei verschiedenen Verstärkerstufen .....	138
Abbildung 7.5: Vergleich zwischen direkter und reziproker Transferfunktion ...	139
Abbildung 7.6: Messaufbau der TPA an den Versuchsfahrzeugen auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK.....	140
Abbildung 7.7: Transferfunktionen der Hybrid-Limousine .....	141
Abbildung 7.8: Transferfunktionen des Kleinwagens .....	142
Abbildung 7.9: Schalldruckpegel des Hybrid-Fahrzeugs bei 30 km/h an der Position 11 (gemessen / berechnet) .....	144
Abbildung 7.10: Schalldruckpegel des Kleinwagens bei 50 km/h an der Position 11 (gemessen / berechnet) .....	145
Abbildung 7.11: Berechneter Schalldruckpegel der Hybrid-Limousine im Rollenbetrieb an Position 11 (korrigiert / unkorrigiert) .....	147
Abbildung 7.12: Hauptfenster des Anwenderwerkzeugs.....	148
Abbildung 7.13: Reiter A <i>Transferpfadanalyse</i> .....	149
Abbildung 7.14: Reiter B <i>Schalldruckberechnung</i> .....	150
Abbildung 7.15: Reiter C <i>Vergleichsmessdaten-Analyse</i> .....	151
Abbildung 7.16: Reiter D <i>Vergleich Berechnung und Messung</i> .....	152
Abbildung 8.1: Modellierung der Karosserie und deren Umgebung (Pang, 2017) .....	154
Abbildung 8.2: Schallintensitätsmessungen an dem Kleinwagen .....	155
Abbildung 8.3: Field Map der simulierten Schallausbreitung um das Fahrzeug (Pang, 2017).....	156
Abbildung 8.4: Transferpfade von Reifen zu Empfängerpositionen – adaptiert an gezeigten Anwendungsfall (Behrendt, Landes & Albers, 2015)	157
Abbildung 8.5: Vergleich der simulierten und gemessenen Schalldruckspektren (Pang, 2017).....	158

Abbildung 9.1: Nutzen der neuen Methoden am Beispiel des iPeM (Albers, Reiss, et al., 2016) .....	161
Abbildung 9.2: Erstes Anwendungsbeispiel der neuen Methoden im Kontext der PGE .....	163
Abbildung 9.3: Zweites Anwendungsbeispiel der neuen Methoden im Kontext der PGE .....	164

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Höchstzulässige Abweichung der gemessenen Schalldruckpegel von den theoretischen Pegeln unter Anwendung des Abstandsquadratgesetzes (DIN ISO 362-3, 2018) .....	54
Tabelle 2: Empfohlenes Mindestvolumen des Hallraums entsprechend dem niedrigsten interessierenden Frequenzband (DIN EN ISO 3741, 2011) .....	60
Tabelle 3: Maximal zulässige Standardabweichungen von $L_{pi}$ (DIN EN ISO 3741, 2011).....	61
Tabelle 4: Unsicherheit bei der Bestimmung von Schalleistungspegeln (DIN EN ISO 9614-1, 2009) .....	64
Tabelle 5: Vergleich der Gesamtschalleistungspegel aus Messungen nach DIN EN ISO 9614-1 und neuer Methode .....	110



# Abkürzungsverzeichnis

APML	Adaptive Perfectly Matched Layer
ARP	Akustikrollenprüfstand
ASQ	Airborne Source Quantification
BEM	Boundary-Element-Method – Randelementemethode
CAD	Computer-Aided Design
CAN	Controller Area Network
CB	Coast-by
CBSWL	Coast-by Sound Power Level
CPB	Controlled Pass-by
CPM	Characteristics-Properties Modelling
CTIM	Continuous Flow Traffic Time Integrated Method
DFT	Diskrete Fourier-Transformation
DIN	Deutsches Institut für Normung
ECE	Economic Commission for Europe
EN	Europäische Norm
ESM	Ersatzstrahlmethode
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	Fast Fourier-Transformation
HsKA	Hochschule Karlsruhe – Technik und Wirtschaft
iPeM	integriertes Produktentstehungsmodell
ISO	Internationale Organisation für Normung
KaSPro	Karlsruher Schule für Produktentwicklung
MVM	Münchner Vorgehensmodell



NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NVH	Noise, Vibration, Harshness
PDD	Property-Driven Development
PGE	Produktgenerationsentwicklung
PML	Perfectly Matched Layer
SEA	Statistische Energieanalyse
SiD	System in Development
SIP	Statistical Isolated Pass-by
SPB	Statistical Pass-by
SPBI	Statistical Pass-by Index
SPB/TA	Statistical Pass-by and Time Averaged Wayside
Sul	System under Investigation
TPA	Transferpfadanalyse
TRP	Trockenreibprüfstand
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure
XiL	X-in-the-Loop
ZHO	Zielsystem, Handlungssystem, Objektsystem

# 1 Einleitung

Durch die Urbanisierung und die stetig steigende Anzahl der Fahrzeuge auf den Straßen weltweit wird der Verkehrslärm zu einem immer größeren Problem für die moderne Gesellschaft (Kloepfer et al., 2006). Gesetzgeber versuchen diesem durch Vorgaben strengerer Grenzwerte zu entgegnen. Diese sind einerseits eine große Herausforderung, andererseits aber auch stetiger Innovationstreiber für die Entwickler von Fahrzeugen.

Das zentrale Verfahren hinsichtlich der Bestimmung des Außengeräuschs von Fahrzeugen ist die sog. Vorbeifahrtmessung, definiert in der Norm DIN ISO 362-1 (2009). Für die Zulassung neuer Fahrzeuge muss diese Messung mit jeder neu entwickelten Fahrzeuggeneration und allen Derivaten durchgeführt werden. In ihrer aktuellen Form findet die Messung auf einer definierten Teststrecke im Freien statt. Dies bringt einen hohen Messaufwand und einen störenden Einfluss durch Witterungsbedingungen mit sich. Daher sind Forscher bestrebt das Verfahren auf speziellen Prüfständen durchzuführen um hier bereits eine erste Prognose abgeben zu können. Erste Ausführungen hierzu sind in der DIN ISO 362-3 beschrieben und wurden unter anderem durch Robens (2013) weiterentwickelt. Die Beschaffung solcher Prüfstände innerhalb von reflexionsarmen Räumen ist jedoch sehr kostenintensiv. Zusätzlich findet die Vorbeifahrtmessung momentan in sehr späten Phasen des Produktentwicklungsprozesses statt, wodurch eventuelle Änderungen mit sehr hohen Kosten verbunden sind. Nach der „Zehner-Regel“ bzw. „Rule of Ten“ (Ehrlenspiel, 2009; Reinhart, Lindemann & Heinzl, 1996) steigen die Änderungskosten im Vergleich zur vorherigen Phase um den Faktor zehn (s. Abbildung 1.1).

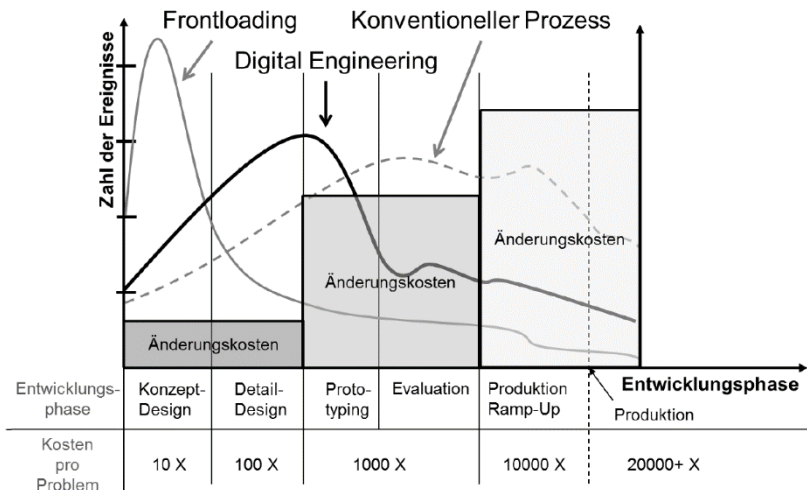


Abbildung 1.1: Kosten der Fehlerbehebung im Entwicklungsprozess (Weber, 2009)

Diese Arbeit soll daher einen Beitrag zur effizienten und frühzeitigen Prognose des Einflusses von Subsystemen auf das Außengeräusch von Fahrzeugen leisten, so dass nötige Änderungen frühzeitig durchgeführt und geänderte Bedarfe frühzeitig abgeschätzt werden können.

Um dies zu erreichen werden in Kapitel 2 zuerst die relevanten Grundlagen und der aktuelle Stand der Forschung behandelt. Der Fokus im Stand der Forschung liegt hier auf Verfahren und Methoden, welche sich mit der effizienten Quantifizierung von Schallquellen und der Untersuchung des Außengeräuschs von Fahrzeugen befassen. Aus dem Stand der Forschung wird anschließend in Kapitel 3 die Motivation und Zielsetzung dieser Arbeit abgeleitet. Im Rahmen dieser werden die zu beantwortenden Forschungsfragen formuliert. Anschließend wird in Kapitel 4 das dieser Arbeit zugrundeliegende Forschungsvorgehen beschrieben.

In Kapitel 5 wird die neu entwickelte Methode zur effizienten Bestimmung der Schalleistung vorgestellt und anhand mehrerer Beispiele angewendet sowie im Vergleich mit genormten Verfahren verifiziert. Kapitel 6 zeigt weiterhin die Anwendung der neuen Methode an komplexen Systemen. Die konkreten Vorgehensweisen zur Prognose des Fahrzeugaußengeräuschs werden in Kapitel 7 beschrieben. In Kapitel 8 werden erste Möglichkeiten zur Unterstützung der

gezeigten Prognose durch Methoden der numerischen Simulation aufgezeigt. Der Einsatz der neu entwickelten Methoden im Entwicklungsprozess wird schließlich in Kapitel 9 dargestellt und deren Vorteile an konkreten Beispielen hervorgehoben. Abschließend werden die Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick über weitere potenzielle Forschungsarbeiten gegeben.



## 2 Grundlagen und Stand der Forschung

In diesem Kapitel werden die zum Verständnis notwendigen Grundlagen sowie der entsprechende Stand der Forschung erläutert.

### 2.1 Produktentstehungsprozesse

In den folgenden Kapiteln werden die im Rahmen der *KaSPro – Karlsruher Schule für Produktentwicklung* (Albers im Vorwort zu Bursac (2016)) erforschten und entwickelten Modelle und Ansätze beschrieben. Diese werden in Kapitel 7 und 9 herangezogen, um auf deren Basis die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Methoden in den Produktentstehungsprozess einzubinden.

Eine weiterführende Betrachtung gängiger Produktentstehungsprozesse wie dem *Characteristics-Properties Modelling (CPM)* bzw. *Property-Driven Development (PDD)* nach Weber (2014) und dem *MVM – Münchner Vorgehensmodell* nach Lindemann (2009) sowie deren Einsatzmöglichkeiten im Kontext der Fahrzeugakustik werden in Bader (2018)<sup>1</sup> diskutiert.

#### 2.1.1 Das erweiterte ZHO-Modell

Ropohl (1975) beschreibt in der *Systemtechnik* bzw. der *Systemtheorie der Technik* (Ropohl, 2009) die Produktentstehung durch drei miteinander in Wechselwirkung stehende Systeme: Das Zielsystem, das Handlungssystem und das Sachsystem. Anhand eines Regelkreises wird das Zielsystem durch das Handlungssystem in ein Sachsystem überführt.

Albers (2010) greift diese Grundidee folgendermaßen auf:

*„Auf den Grundlagen der Systemtheorie lässt sich eine Produktentstehung als die Überführung eines (anfangs vagen) Zielsystems in ein konkretes Objektsystem durch ein Handlungssystem beschreiben.“* (Albers, 2010)

---

<sup>1</sup> Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Das Zielsystem nach Albers beinhaltet dabei alle anvisierten Eigenschaften, also Anforderungen und Abhängigkeiten, eines Produkts sowie Begründungen der Ziele, Restriktionen und Randbedingungen. Die Ziele selbst enthalten keine konkrete Lösung, sondern beschreiben den angestrebten Zustand. Das initiale Zielsystem bietet die Grundlage zur Beurteilung des künftigen Objektsystems und erfährt im Verlauf des Produktentstehungsprozesses Erweiterungen und Konkretisierungen (Albers, Ebel & Lohmeyer, 2012).

Inhalt des Objektsystems sind alle aus dem Produktentstehungsprozess anfallenden Erzeugnisse und Dokumente. Es umfasst das eigentliche Endergebnis, aber auch Zwischenergebnisse (Zeichnungen, Projektpläne, Prototypen oder Entwicklungsgenerationen zu den Elementen des Objektsystems) (Lohmeyer, 2013).

Das Handlungssystem setzt sich aus den strukturierten Aktivitäten, Methoden und Prozessen sowie allen Ressourcen (z.B. Entwickler, Equipment, Hilfsmittel, Entwicklungsmethoden) zusammen, welche für die erfolgreiche Umsetzung einer Produktentstehung Voraussetzung sind. Anhand des Handlungssystems wird das Zielsystem in das Objektsystem transponiert (Albers, Lohmeyer & Ebel, 2011).

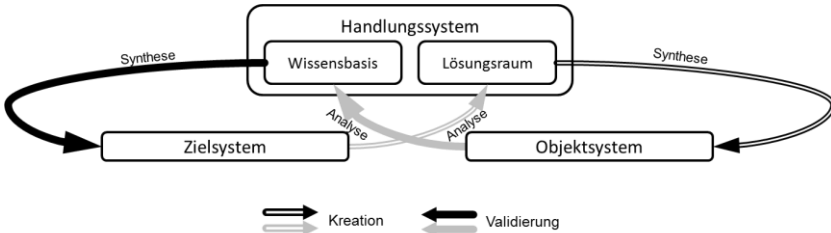


Abbildung 2.1: Das erweiterte ZHO-Modell nach Albers, Behrendt & Schroeter (2013)

Aus der Sicht des Entwicklers enthält das Handlungssystem, wie in Abbildung 2.1 dargestellt, eine Wissensbasis sowie einen Lösungsraum (Albers, 2010). Die Wissensbasis ist als die „Menge an Domänenwissen und fachspezifischem Wissen“ definiert und kann mittels Erkenntnisgewinn oder Integration weiterer Personen ergänzt werden (Lohmeyer, 2013). Der Lösungsraum basiert auf den gesetzten Zielen und Randbedingungen und bildet die „mentale Repräsentation aller möglichen Lösungen innerhalb der definierten Problemsituation“ (Albers et al., 2011).

Aus der „Analyse des Zielsystems“ folgt die „Konkretisierung des Lösungsraums“, welcher entsprechend die Grundlage zur Generierung von Objekten darstellt (Albers & Braun, 2011; Braun, 2013). In darauffolgenden Analyseschritten schaffen diese Objekte neues Wissen. Die Wissensbasis sowie das Ziel- und Objektsystem werden durch wiederholte Durchführungen dieser Schritte in einem geschlossenen Kreislauf kontinuierlich erweitert wohingegen der Lösungsraum dadurch konkretisiert wird. Lohmeyer (2013) bezeichnet diesen iterativen Prozess als „*Liegende Acht*“.

### 2.1.2 Das integrierte Produktentstehungsmodell (iPeM)

Das *integrierte Produktentstehungsmodell (iPeM)* entstand auf Grundlage der fünf zentralen Hypothesen der Produktentwicklung nach Albers (2010). Produktentstehungsmodelle bestehen oftmals entweder aus sequentiellen Entwicklungsschritten, bei welchen Anpassungen an geänderte Randbedingungen sowie in der Praxis nötige Prozessiterationen nicht berücksichtigt werden können oder aus offenen Entwicklungsschritten, bei welchen Vorgaben für die Entwickler häufig nur vage formuliert sind. Das iPeM löst diese Problematik durch die Kombination beider Ansätze (Albers & Braun, 2011).

In Abbildung 2.2 ist das iPeM dargestellt. Die oberste Ebene entspricht dabei den drei Systemen des ZHO-Modells. Das Handlungssystem wird hier in drei Bereiche gegliedert: Die Aktivitätenmatrix enthält das nötige Methodenwissen, das Ressourcensystem wiederum die zur Durchführung der *Aktivitäten der Produktentstehung* notwendigen personellen, materiellen und immateriellen Ressourcen (Albers & Meboldt, 2007; Meboldt, 2009) und im Phasenmodell wird die Planung des individuellen Produktentstehungsprozesses sowie der Projektverlauf über der Zeit dargestellt. Die Aktivitätenmatrix wird weiterhin in zwei Dimensionen eingeteilt. Einerseits die Aktivitäten der Produktentstehung, welche sich an der Beschreibung des Produktlebenszyklus ohne logische oder zeitliche Abfolge orientieren (Albers & Braun, 2011) und aus mehrmals vorkommenden Handlungen bestehen und andererseits die Aktivitäten der Problemlösung, welche der operativen Umsetzung dienen und dabei die Problemlösungsmethode *SPALTEN* einsetzen (Albers, Saak, Burkardt & Schweinberger, 2002). Der Begriff ist ein Akronym, welches für die sieben Schritte *Situationsanalyse (SA)*, *Problemeingrenzung (PE)*, *Alternative Lösungssuche (AL)*, *Lösungsauswahl (LA)*, *Tragweitenanalyse (TA)*, *Einführen und Umsetzen (EU)* sowie *Nachbereiten und Lernen (NL)* steht. Sie beschreibt also eine strukturierte Vorgehensweise zur



allgemeinen Problemlösung anhand der genannten Teilschritte, dem fortwährenden Adaptieren des Problemlösungsteams (PLT), des Informationschecks (IC) sowie dem kontinuierlichen Ideenspeicher (KIS) (Albers, Burkardt, Meboldt & Saak, 2005).

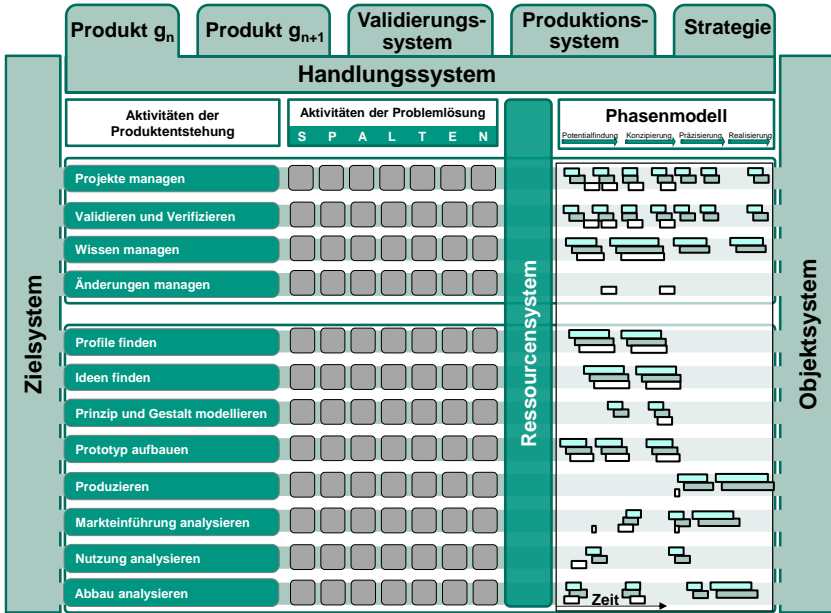


Abbildung 2.2: Das integrierte Produktentstehungsmodell (iPeM) (Albers, Reiss, Bursac & Richter, 2016)

Durch die Reiter am oberen Ende des iPeM werden die zusätzlichen Ebenen im Sinne der Produktgenerationsentwicklung veranschaulicht. In der obersten Ebene ist die generelle Entwicklung eines Produkts ( $g_n$ ) beschrieben. Die zweite Ebene definiert die Entwicklung nachfolgender Produktgenerationen ( $g_{n+1}$ ). Weiterhin wird in der Ebene Validierungssystem die Entwicklung notwendiger Prüfstände, der Modellaufbau sowie der Bedarf an Messtechnik abgebildet. Das Produktionssystem unterstützt die Produktion und stellt einen eigenen Entwicklungsprozess dar (Albers, Reiss, et al., 2016). Anhand der letzten Ebene der Strategie wird ein Produktzielsystem gewährleistet, welches dem Unternehmensziel entspricht. Dabei werden die Aktivitäten der Produktentstehung mit der strategischen Sichtweise des Managements verknüpft (Albers, Haug, et al., 2016). In Abbildung 2.3 ist die Erweiterung des iPeM in einer dreidimensionalen Abbildung dargestellt.

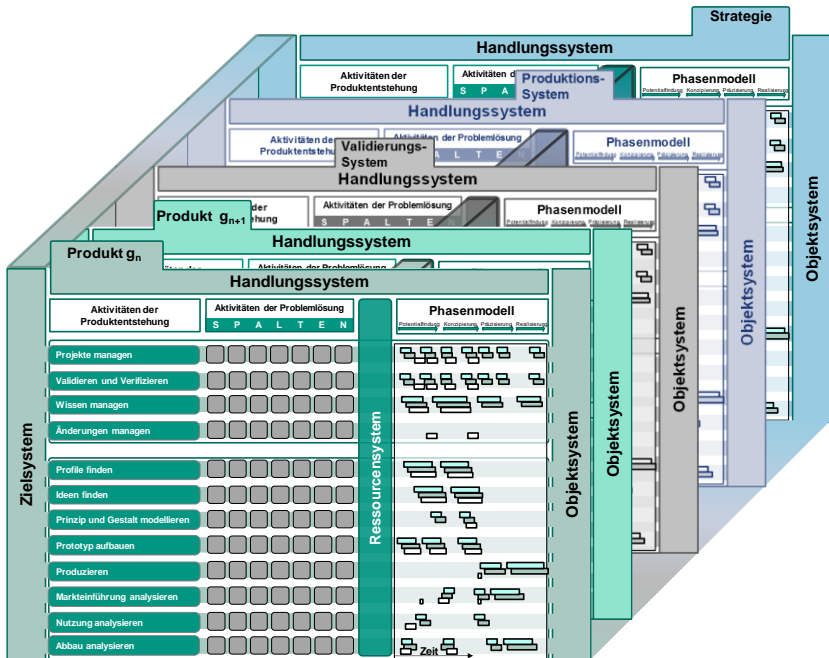


Abbildung 2.3: Ebenen des integrierten Produktentstehungsmodells (Albers, Reiss, et al., 2016)

### 2.1.3 PGE – Produktgenerationsentwicklung

Basierend auf der Einteilung von Produktentwicklungsprojekten durch Pahl & Beitz (2013), in „Neukonstruktionen, Variantenkonstruktionen und Anpassungskonstruktionen“ sowie den Verweisen durch Deubzer & Lindemann (2009) und Eckert, Alink & Albers (2010), dass die gängigste Art der Produktentwicklung eine „Verbesserung bestehender Produkte“ ist, entwickelten Albers, Bursac & Wintergerst (2015) den Ansatz der PGE – Produktgenerationsentwicklung. Er besagt, dass die Entwicklung neuer Produkte immer eine Produktgenerationsentwicklung ist, welche stets auf Basis von Referenzsystemen stattfindet. Das Referenzsystem dient dabei als Grundlage und Ausgangspunkt für die Entwicklung neuer Produktgenerationen. Es enthält Elemente bereits existierender oder geplanter sozio-technischer Systeme sowie deren Dokumentation (Albers et al., 2019).

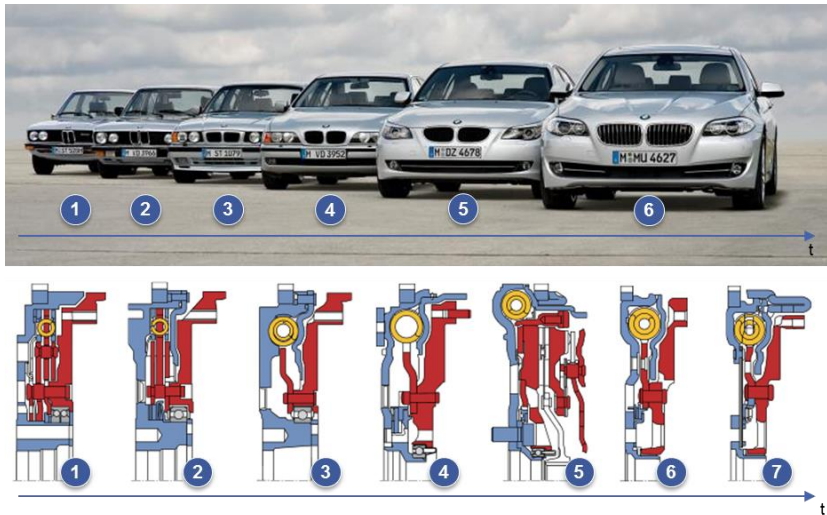


Abbildung 2.4: Produktgenerationsentwicklungen am Beispiel PKW (Die Welt, 2021) und Zweimassenschwungrad (Albers, Bursac & Rapp, 2017)

Die genannte Einteilung durch Pahl & Beitz (2013) wird durch Albers, Bursac, et al. (2015) präzisiert und im Kontext der PGE folgendermaßen beschrieben:

*„Als Produktgenerationsentwicklung wird die Entwicklung technischer Produkte verstanden, die sowohl durch die Anpassung von Teilsystemen als Übernahmevariation (ÜV) als auch durch eine Neuentwicklung von Teilsystemen charakterisiert ist. Darin eingeschlossen sind sowohl die Entwicklung einer neuen Produktgeneration, als auch deren Derivate bzw. Varianten. Die Anteile technischer Neuentwicklungen einzelner Funktionseinheiten können sowohl durch die Aktivität Gestaltvariation (GV) als auch durch die Aktivität Prinzipvariation (PV) – die Variation von Lösungsprinzipien – erfolgen.“* (Albers, Bursac, et al., 2015)

Die Anteile an Neuentwicklungen der Teilsysteme einer neuen Produktgeneration sowie etwaige Anpassungen werden wie folgt unterschieden:

Prinzipvariation:

*„Adaption aus Produkten, die ähnliche Funktionen und Eigenschaften in anderen Kontexten erfüllen, oder durch die systematische Suche nach alternativen Prinziplösungen z. B. durch die Nutzung von Konstruktionskatalogen oder Kreativitätstechniken.“ (Albers, Bursac, et al., 2015)*

Gestaltvariation:

*Hierbei wird „ein bekanntes (und meist bewährtes) Lösungsprinzip aus einem Referenzprodukt oder auch aus dem allgemeinen Stand des Wissens übernommen und die funktionsbestimmenden Eigenschaften so variiert, dass eine Steigerung der Wettbewerbsfähigkeit, der Leistungsfähigkeit und / oder der Qualität der Funktionserfüllung möglich ist.“ (Albers, Bursac, et al., 2015)*

Die Neuentwicklung im Sinne einer Gestaltvariation stellt in der Produktentwicklung die häufigste Aktivität dar.

Übernahmevariation:

*„(...) bestehende Lösungen (werden) von Referenzprodukten oder von Zulieferern in neue Produktgenerationen übernommen und gemäß den Anforderungen der Systemintegration an den Schnittstellen angepasst.“ (Albers, Bursac, et al., 2015)*

Eine neue Produktgeneration entsteht dabei durch die Kombination der Aktivitäten Übernahme-, Gestalt- und Prinzipvariation.

Mit Hilfe des Ansatzes der PGE können alle Entwicklungsprojekte der Praxis beschrieben werden, wobei dies auch *„radikale Innovationen“* und *„disruptive Innovationen“* miteinschließt (Albers, Bursac, et al., 2015). Weiterhin zeigen Albers, Rapp, Birk & Bursac (2017) die Abschätzung von Entwicklungsrisiken in der Frühen Phase der PGE. Dabei wird am Beispiel des ZMS untersucht, wie hoch der Neuentwicklungsanteil einer geplanten Produktgeneration ist und welche Referenzprodukte verwendet werden.

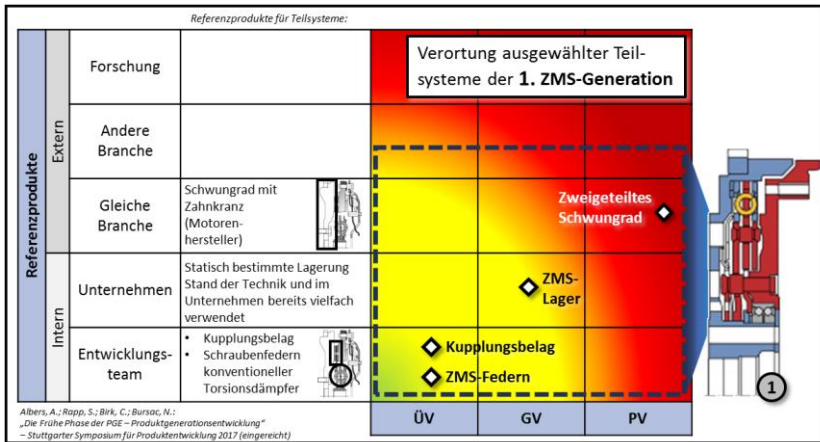


Abbildung 2.5: Neuentwicklungsanteil und Herkunft von Referenzprodukten der ersten ZMS-Generation (Albers, Rapp, et al., 2017)

Die Anwendung der PGE in der Fahrzeugakustik ist noch weitgehend unerforscht. Grundsätzlich existieren zwar Vorgaben zum lärmarmen Konstruieren von Maschinen, z.B. in der DIN EN ISO 11688-1 (2009), allerdings werden hier keine vorangegangenen Produktgenerationen berücksichtigt und die Prozesse verlaufen relativ linear. Genuit (2010) beschreibt die heutige Akustikentwicklung als einen Bestandteil der Strategiephase und der Fahrzeugentwicklungsphase im Fahrzeugentwicklungsprozess. Die Zielwertüberprüfung findet meistens in späten Phasen der Produktentwicklung statt, wonach Änderungen mit sehr hohen Kosten einhergehen (Weber, 2009).

### 2.1.4 IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz

Die Validierung wird in der KaSPro als die Überprüfung der Bedarfserfüllung von Lösungen aus dem Produktentstehungsprozess anhand von Kunden- und Anbieteranforderungen innerhalb des Zielsystems verstanden. Diese Überprüfung kann allerdings nur auf Gesamtsystemebene stattfinden (Albers, Fischer, Klingler & Behrendt, 2014). Um dennoch eine Untersuchung des Verhaltens des Teilsystems im Kontext des Gesamtsystems zu ermöglichen, bedarf es geeigneter Restsystemmodelle. Diese übertragen die Stellgrößen des Teilsystems auf die Stellgrößen des Gesamtsystems. Durch entsprechende Veranschaulichung der Wechselwirkungen können die mit dem System interagierende Umwelt oder der

Fahrer bzw. Anwender unter Nutzung realer oder generischer Fahrmanöver und Testfälle eingebunden werden. In folgender Abbildung sind diese Zusammenhänge dargestellt.

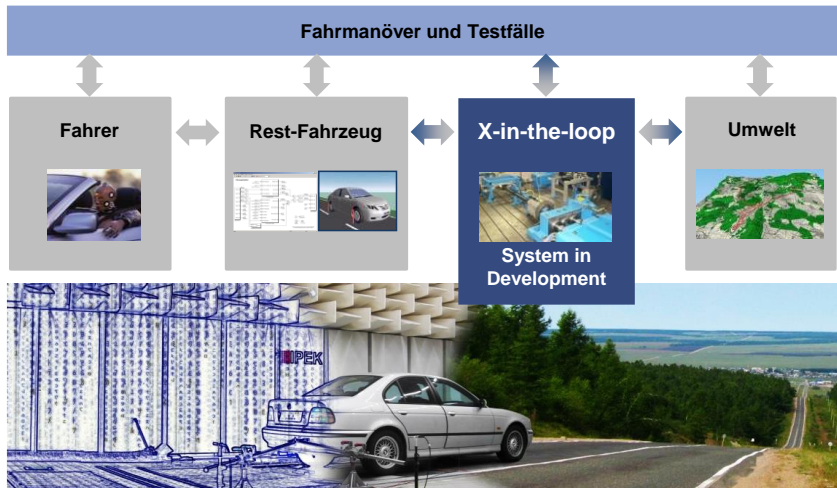


Abbildung 2.6: IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz (Albers & Düser, 2010)

In Abhängigkeit des Validierungsziels muss hierbei festgelegt werden, in welcher Art und Weise die jeweiligen Wechselwirkungen der Systeme mit einbezogen werden. Diese können rein virtuell, rein physisch oder auch gemischt physisch-virtuell ausgeprägt sein. Das Verhalten des jeweiligen Teilsystems kann mittels geeigneter Restsystemmodelle auf das Gesamtsystem übertragen werden. Die in Abbildung 2.6 gezeigten Systeme, welche mit dem *System in Development* zusammenwirken werden als „*Connected Systems*“ bezeichnet (hier: Fahrer, Rest-Fahrzeug und Umwelt) (Albers, Behrendt, Klingler & Matros, 2016). Eine Betrachtung des Systems auf unterschiedlichen Systemebenen, bis hin zum Funktionskontakt, wird im IPEK-X-in-the-Loop-Framework integriert. Dieses ist nachfolgend abgebildet.

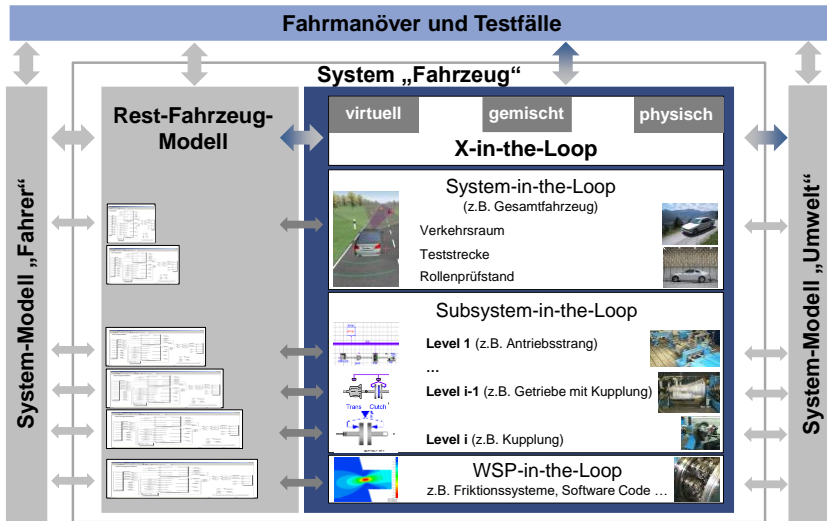


Abbildung 2.7: IPEK-X-in-the-Loop-Framework (Albers & Düser, 2010)

Hierbei ist das „X“ definiert als:

*„...das physische und/oder virtuelle (Teil)-System, welches im Fokus einer spezifischen Validierungsaktivität ist und über welches dabei Erkenntnisse gewonnen werden sollen.“ (Albers, Behrendt, Klingler, et al., 2016)*

Es beschreibt also ein Teilsystem, welches der Entwickler oder das Entwicklerteam zu verantworten hat und wird daher in diesem Fall als *System in Development* (SiD) bezeichnet. Im Falle dass nur eine Untermenge des SiD validiert wird, kann das „X“ auch als *System under Investigation* (SuI) bezeichnet werden (Albers, Behrendt, Klingler, et al., 2016).

In Abbildung 2.7 sind die unterschiedlichen Systemebenen des SiD – vom Gesamtsystem über die Teilsysteme bis hin zum Wirkflächenpaar – welche in physischer, virtueller oder gemischt physisch-virtueller Charakteristik vorliegen können, abgebildet. Die Komplexität der Rest-Fahrzeug-Modelle nimmt hierbei, je nach betrachteter Systemebene, zu oder ab und können ebenfalls physisch oder virtuell realisiert werden.

## 2.2 Akustische Grundlagen

Die Akustik beschreibt im Allgemeinen die Lehre des Schalls, welche sich mit den Eigenschaften, sowie dem Ursprung und der Emission, seiner Wahrnehmung durch den Menschen, seiner messtechnischen Erfassung sowie seinen Applikationen befasst (Lerch, Sessler & Wolf, 2009).

Nachfolgend werden die für diese Arbeit relevanten akustischen Grundlagen eingeführt und diskutiert. Zu Beginn werden in Kapitel 2.2.1 die akustischen Grundbegriffe und wichtige Größen beschrieben und in Kapitel 2.2.2 die Verarbeitung akustischer Signale erläutert.

### 2.2.1 Akustische Begriffe und Größen

#### 2.2.1.1 Schall

Schall wird als elastodynamische Schwingungen und Wellen in festen, flüssigen, gasförmigen oder plasmaförmigen Medien aufgefasst. Die technisch relevantesten Formen von Schall sind hierbei einerseits der Luftschall, also die Ausbreitung in einem gasförmigen Medium in Form von Longitudinalwellen (Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2006), und andererseits der Körperschall, also die Ausbreitung in einem festen Medium in Form von (u.a.) Longitudinal-, Transversal- und BiegeWellen (Cremer, Heckl, Möser & Kropp, 2010).

Für die Charakterisierung einer Schallwelle werden deren Amplitude  $\hat{x}$ , die Periodendauer eines Schwingvorgangs  $T$  sowie deren Nullphasenwinkel  $\varphi_0$  benötigt. Die Periodendauer ist hierbei umgekehrt proportional zur Frequenz:

$$f = \frac{1}{T}, \quad 2.1$$

welche wiederum zur Definition der Wellenlänge, also dem Abstand zwischen zwei Wellenfronten, dient:

$$\lambda = \frac{c}{f} = cT, \quad 2.2$$

mit der vom Ausbreitungsmedium und dessen Temperatur abhängigen Schallgeschwindigkeit  $c$  ( $343,2 \frac{m}{s}$  bei einer Lufttemperatur von  $293,15 K$ ).



Mit Hilfe dieser Größen kann eine Druckschwankung für eine bestimmte Frequenz bzw. Periodendauer nach folgender Formel mathematisch beschrieben werden (Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2006).

$$x(t) = \hat{x} \cos(\omega t + \varphi_0) = \hat{x} \cos\left[\frac{2\pi}{T}(t + t_0)\right], \quad 2.3$$

mit der Kreisfrequenz  $\omega = \frac{2\pi}{T}$ .

Daraus ergibt sich folgende Darstellung einer periodischen Zeitfunktion mit den entsprechenden Kennwerten:

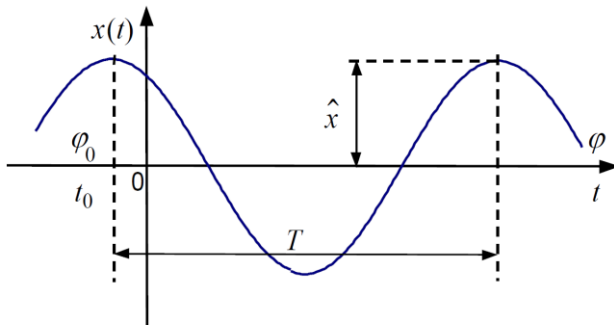


Abbildung 2.8: Periodische Zeitfunktion und deren Kennwerte (Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2006)

### 2.2.1.2 Schallfeldgrößen

Zur Beschreibung der Struktur des schallerfüllten Raums existieren diverse skalare und vektorielle Größen, welche verallgemeinert als Schallfeldgrößen bezeichnet werden (Lerch et al., 2009).

Der Schalldruck  $p$  ist eine skalare Schallfeldgröße mit der Einheit  $Pa$ , welche als der „dem Schall zugeordnete Wechseldruck“ definiert ist (Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2006). Dieser Wechseldruck wird dem atmosphärischen Gleichdruck überlagert und als Momentanwert gemessen. Der für den Menschen relevante Wertebereich liegt dabei zwischen  $2 \cdot 10^{-5} Pa$  (Hörschwelle des Menschen bei 1.000 Hz) und  $200 Pa$  (Schmerzschwelle) (Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2006).

Die Schallschnelle  $\vec{v}$  ist eine vektorielle Schallfeldgröße mit der Einheit  $\frac{m}{s}$ , welche als die Wechselgeschwindigkeit um eine virtuelle Ruhelage der Teilchen definiert ist. Entsprechend dem Wertebereich für den Schalldruck, liegt der relevante Wertebereich der Schallschnelle zwischen  $5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$  und  $0,5 \frac{m}{s}$  (Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2006).

Der Schallfluss gibt die Quellstärke bzw. Ergiebigkeit der Quelle an und ergibt sich aus dem Skalarprodukt der Schallschnelle und der entsprechenden Querschnittsfläche  $\vec{S}$ . Er ist durch folgende Formel definiert:

$$q = \int_S \vec{v} \cdot d\vec{S}. \quad 2.4$$

### 2.2.1.3 Schallenergiegrößen

Mit Hilfe der Schallfeldgrößen Schalldruck und Schallschnelle erhält man die vektorielle Schallenergiegröße Schallintensität. Diese ergibt sich aus dessen Produkt nach der folgenden Formel:

$$\vec{I} = p\vec{v}. \quad 2.5$$

Die Richtung der Schallintensität ist durch den Vektor der Schallschnelle definiert (Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2006).

Die Schalleistung wiederum beschreibt die durch eine Schallquelle pro Zeiteinheit abgestrahlte Schallenergie. Sie ergibt sich aus dem Skalarprodukt des jeweiligen Schallintensitätsvektors und dem Flächennormalenvektor, welcher über die Durchtrittsfläche der Schallwelle integriert wird:

$$P = \int_S \vec{I} \cdot d\vec{S} = \int_S p\vec{v} \cdot d\vec{S}. \quad 2.6$$

Unter der Annahme eines Monopolstrahlers<sup>2</sup> als Schallquelle und bei Ausbreitung im Freifeld kann ein Bezug zwischen der Schalleistung und dem Schallfluss einer Schallquelle hergestellt werden. Dieser entspricht der folgenden Formel und leitet

---

<sup>2</sup> Strahler 0-ter Ordnung – besitzt keine Richtwirkung

sich aus der Umformung der Helmholtz-Gleichung ab, welche in Jacobsen & Juhl (2011) im Detail beschrieben wird:

$$P(\omega) = \frac{\rho\omega^2 q^2}{8\pi c}, \quad 2.7$$

mit der Luftdichte  $\rho$ .

#### 2.2.1.4 Pegelmaße

Aufgrund des hohen Dynamikumfangs von Schallereignissen, welche in der Hörakustik einen Bereich zwischen  $2 \cdot 10^{-5} Pa$  und  $200 Pa$  umfassen (vgl. Kapitel 2.2.1.2), werden für die Bezifferung von Schallfeld- und Schallenergiegrößen oftmals logarithmierte Größen mit der Hilfseinheit  $dB$  verwendet (Möser, 2009).

Dabei ist der Schalldruckpegel der zehnfache dekadische Logarithmus des quadrierten Verhältnisses aus dem Effektivwert des Schalldrucks  $\tilde{p}$  und dem Bezugsschalldruck  $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} Pa$ :

$$L_p = 10 \log \left( \frac{\tilde{p}}{p_0} \right)^2 dB. \quad 2.8$$

Der Schallschnellepegel ist als der zehnfache dekadische Logarithmus des quadrierten Verhältnisses aus dem Effektivwert der Schallschnelle  $\tilde{v}$  und der Bezugsschallschnelle  $v_0 = 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$  definiert:

$$L_v = 10 \log \left( \frac{\tilde{v}}{v_0} \right)^2 dB. \quad 2.9$$

Bezüglich der Schallenergiegrößen ergibt sich der Schallintensitätspegel aus dem zehnfachen dekadische Logarithmus des Verhältnisses aus der Schallintensität  $I$  und der Bezugsschallintensität  $I_0 = 10^{-12} \frac{W}{m^2}$ :

$$L_I = 10 \log \left( \frac{I}{I_0} \right) dB. \quad 2.10$$

Dabei ist der Bezugswert so definiert, dass sich unter Normbedingungen nach DIN 1343 (1997) (Luftdruck  $p_n = 1,01325 \cdot 10^5 Pa$ , Luftdichte  $\rho_n = 1,292 \frac{kg}{m^3}$  und

Lufttemperatur  $T_n = 273,15 \text{ K}$ ) und bei einer Schallausbreitung im Freifeld folgender Zusammenhang zwischen Schalldruckpegel und Schallintensitätspegel ergibt:

$$L_I = L_p - 0,29 \text{ dB}. \quad 2.11$$

Der Schalleistungspegel ist der zehnfache dekadische Logarithmus des Verhältnisses aus der Schalleistung  $P$  und der Bezugsschalleistung  $P_0 = 10^{-12} \text{ W}$  (Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2006):

$$L_W = 10 \log\left(\frac{P}{P_0}\right) \text{ dB}. \quad 2.12$$

### 2.2.1.5 Nahfeld und Fernfeld

Das durch eine Schallquelle induzierte Schallfeld lässt sich in zwei Bereiche unterteilen. Diese sind abhängig von der Beziehung des Abstands zur Schallquelle  $r$  und der Wellenlänge  $\lambda$  des emittierten Signals.

$$\text{Nahfeld: } \frac{2\pi r}{\lambda} \ll 1 \text{ bzw. } r \ll \lambda. \quad 2.13$$

Im Nahfeld herrscht eine Phasenverschiebung zwischen dem Schalldruck und der Schallschnelle  $\phi \neq 0$ . Bei sehr geringem Abstand zur Schallquelle gilt  $\phi = \frac{\pi}{2}$ . Der Schalldruck verhält sich hier umgekehrt quadratisch proportional zum Abstand zur Schallquelle  $p \sim \frac{1}{r^2}$ .

$$\text{Fernfeld: } \frac{2\pi r}{\lambda} \gg 1 \text{ bzw. } r \gg \lambda. \quad 2.14$$

Im Fernfeld ist die Phasenverschiebung zwischen Schalldruck und Schallschnelle  $\phi = 0$ . Hier verhält sich der Schalldruck umgekehrt proportional zum Abstand zur Schallquelle  $p \sim \frac{1}{r}$ . Dies entspricht einem Pegelabfall von  $6 \text{ dB}$  bei jeweiliger Abstandsverdopplung (Gabi, 2006).

## 2.2.2 Signalanalyse

### 2.2.2.1 Transformation von Zeitbereich in Frequenzbereich

Für eine detaillierte Analyse akustischer Signale ist die Darstellung des Amplitudenverlaufs im Zeitbereich oftmals nicht ausreichend. Um die Bestandteile eines Signals zu untersuchen bedient man sich des Fourier-Prinzips welches es erlaubt, Signale in deren einzelne „Bausteine“ zu zerlegen (Karrenberg, 2012).

Mathematisch entspricht dies der Abbildung eines Zeitsignals  $x(t)$  im dazugehörigen Frequenzspektrum  $X(\omega)$  anhand der Fourier-Transformation, entsprechend folgender Formel:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt. \quad 2.15$$

Für die Rücktransformation vom Frequenz- in den Zeitbereich gilt die inverse Fourier-Transformation, beschrieben durch folgende Formel (Weinzierl, 2008):

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega)e^{j\omega t} d\omega. \quad 2.16$$

In Abbildung 2.9 ist der Zeitverlauf einer periodischen Funktion und deren Zusammensetzung aus den Anteilen reiner Sinussignale sowie die entsprechenden Amplituden im Frequenzbereich dargestellt.

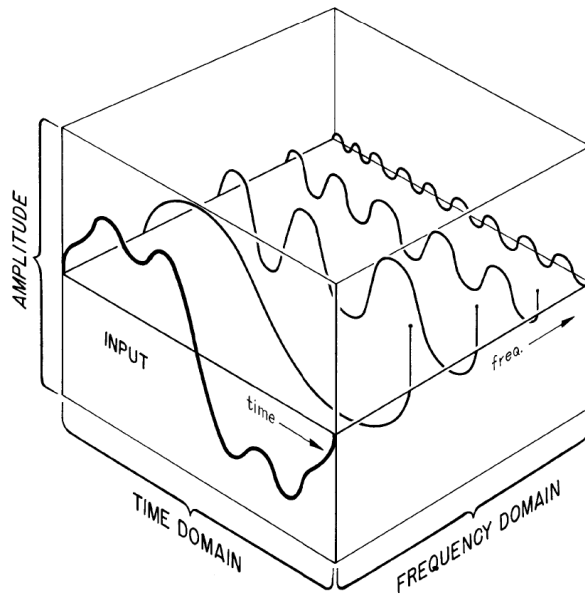


Abbildung 2.9: Zeitverlauf und Frequenzspektrum einer periodischen Funktion (Allemang, 1999)

#### 2.2.2.2 Diskrete Fourier-Transformation (DFT)

Die in Kapitel 2.2.2.1 beschriebene Transformation vom Zeit- in den Frequenzbereich setzt voraus, dass es sich um kontinuierliche Zeitsignale handelt. Bei der Aufnahme von analogen akustischen Signalen werden diese jedoch in der Regel in digitale Signale umgewandelt. Das bedeutet, dass analoge Signale mittels zeitlich gleichmäßig verteilter Intervalle  $\Delta t$  abgetastet werden. Dadurch ergibt sich folgende Funktion der diskreten Zeitpunkte mit  $N$  diskreten Zeiten (Butz, 2011):

$$t_k = k\Delta t, \quad k = 0, 1, \dots, N - 1. \quad 2.17$$

Den diskreten Zeitpunkten ist die jeweilig abgetastete Amplitude zugeordnet:

$$f(t_k) = f_k. \quad 2.18$$

Dabei gilt die Voraussetzung, dass das Signal außerhalb des Gesamtintervalls  $N\Delta t$  periodisch fortgesetzt wird.

Zur Berechnung des spektralen Gehalts der Amplituden  $f_k$  wird folgende Gleichung der diskreten Fourier-Transformation verwendet (Butz, 2011):

$$F_j = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} f_k W_N^{-kj}, \tag{2.19}$$

mit  $W_N = e^{2\pi i/N}$ .

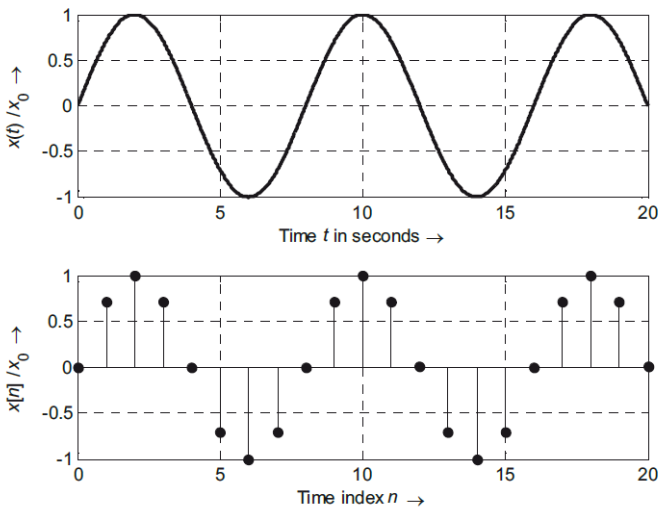


Abbildung 2.10: Kontinuierliches und zeitdiskretes Signal (Werner, 2012)

Der Kehrwert des Abtastintervalls  $\Delta t$  wird als Abtastrate bezeichnet, welche in der Einheit Hz angegeben wird. Für diese Abtastrate existiert ein kritischer Wert, welcher als *Nyquist-Frequenz*, nach dem *Nyquist-Shannon-Abtasttheorem*, bezeichnet wird:

$$f_{Nyquist} = \frac{1}{2\Delta t} = \frac{1}{2} f_{Abtast}. \tag{2.20}$$

Damit eine abgetastete Funktion bzw. ein Signal vollständig bestimmt ist, muss folgende Beziehung gelten (Press, Teukolsky, Vetterling & Flannery, 2002):

$$f_{\text{Abtast}} > 2 \cdot f_{\text{Signal}} \quad 2.21$$

Wird diese Bedingung verletzt, tritt ein als *Aliasing* bezeichneter Fehler auf. Dabei wird das Signal bei der Abtastung durch eine zu geringe Abtastrate als ein Signal mit scheinbar niedrigerer Frequenz erkannt. In Abbildung 2.11 wird dieser Effekt grafisch veranschaulicht.

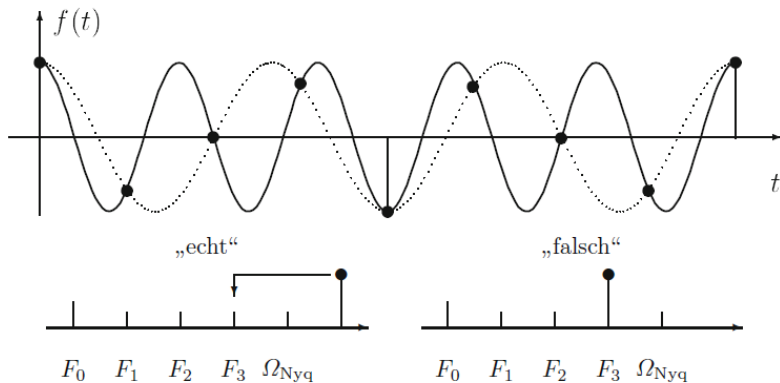


Abbildung 2.11: Aliasing-Effekt (Butz, 2011)

### 2.2.2.3 Fast Fourier-Transformation (FFT)

Die schnelle Fourier-Transformation, oftmals auch mit dem englischen Eigennamen Fast Fourier-Transformation bezeichnet, ist ein von Cooley & Tukey (1965) entwickelter Algorithmus zur effizienten Berechnung einer Vielzahl an DFTs. Zur Berechnung des Frequenzspektrums anhand der DFT für eine Anzahl  $N$  an abgetasteten Werten (sog. Samples) benötigt man  $N^2$  Rechenoperationen (Meyer, 2014). Der FFT-Algorithmus unterteilt eine Zeitsequenz mit  $N$  abgetasteten Werten in gerade und ungerade indizierte Werte und diese weiterhin in kleinere ganzzahlige Blöcke. Dadurch kann die Anzahl an Rechenoperationen von  $N^2$  auf  $N \cdot \ln N$  reduziert werden (Butz, 2011). Jedoch gilt es hierbei das Unschärfe-Prinzip der



Signalverarbeitung, also den Zusammenhang zwischen Frequenzauflösung und der Länge des Zeitfensters bzw. der Blöcke, zu beachten (Karrenberg, 2012):

$$\Delta f \cdot \Delta t \geq 1. \quad 2.22$$

Es besagt, dass je kleiner die Zeitdauer  $\Delta t$ , desto größer die Bandbreite (bzw. größer die Auflösung)  $\Delta f$  des Spektrums. Dieses Prinzip ist in folgender Abbildung verdeutlicht:

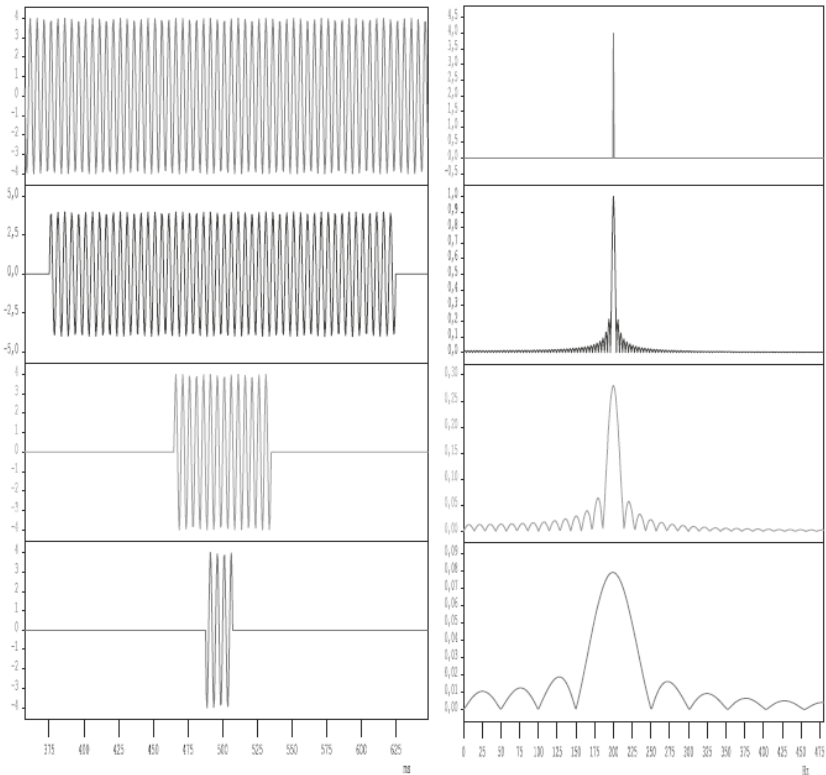


Abbildung 2.12: Unschärfe-Prinzip der Signalverarbeitung (Karrenberg, 2012)

#### 2.2.2.4 Fensterung

Durch die zuvor beschriebene Einteilung des Signals in kleine Blöcke und die Voraussetzung, dass das Signal außerhalb des Blocks periodisch fortgesetzt

werden muss, muss das Signal innerhalb des Blocks eine Kontinuität an den äußeren Rändern des jeweiligen Blocks aufweisen. Dies wäre z.B. der Fall, wenn die Länge des Blocks exakt der Periodendauer des Signals entspräche. Da dies in der Realität sehr unwahrscheinlich ist, ergeben sich in den meisten Fällen Sprünge in den erzeugten periodischen Fortsetzungen.

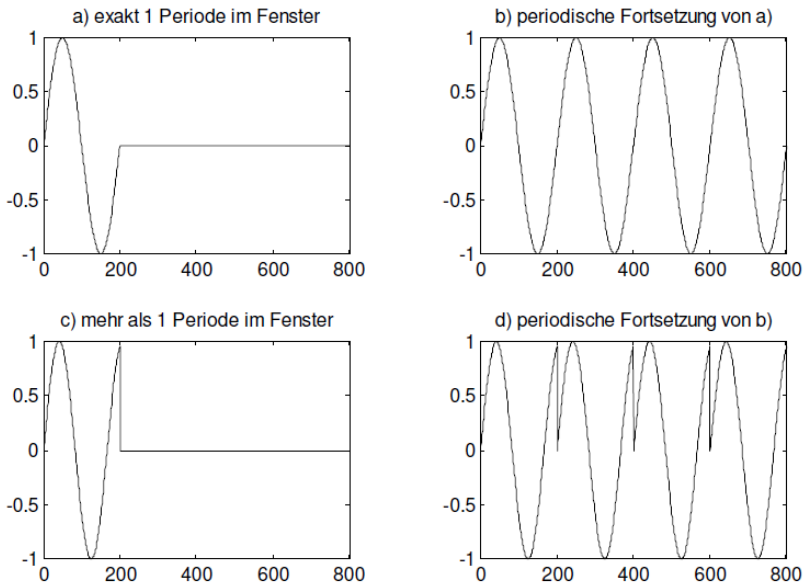


Abbildung 2.13: Signal im FFT-Fenster und entsprechende periodische Fortsetzung (Meyer, 2014)

Durch diese Sprünge enthält das daraus resultierende Frequenzspektrum sehr breitbandige Frequenzanteile, welche nicht Teil des ursprünglichen Signals sind. Dieser Effekt wird als *Leakage* bezeichnet. Um dies zu verhindern werden in der Regel sogenannte Fensterfunktionen verwendet. Diese glätten die Amplitude des Zeitsignals an den Außengrenzen, wodurch die genannten Sprünge verhindert werden. Das dadurch erzeugte Frequenzspektrum verliert zwar Informationen aus dem originalen Zeitsignal, dient jedoch als Kompromiss zwischen Spektrum aus idealem Zeitsignal und durch *Leakage* verrauschtem Spektrum. Im Bereich der

technischen Akustik hat sich das Hanning-Fenster<sup>3</sup> nach folgender Formel als bester Kompromiss bewährt (Meyer, 2014):

$$w(n) = \frac{1}{2} \left[ 1 - \cos\left(\frac{2\pi n}{M}\right) \right], \quad 2.23$$

mit der Fensterbreite  $M$  und  $n = 0, \dots, M - 1$ .

In der folgenden Abbildung wird dies verdeutlicht. Hier ist im Fall A ein Signal mit idealer Periodendauer und entsprechend idealem Frequenzspektrum dargestellt. Im Fall B entspricht die Blocklänge keinem Vielfachen der Periodendauer und es entsteht *Leakage* im Frequenzspektrum. Im Fall C wird das Zeitsignal gefensternt woraus sich der angesprochene Kompromiss aus Fall A und B ergibt.

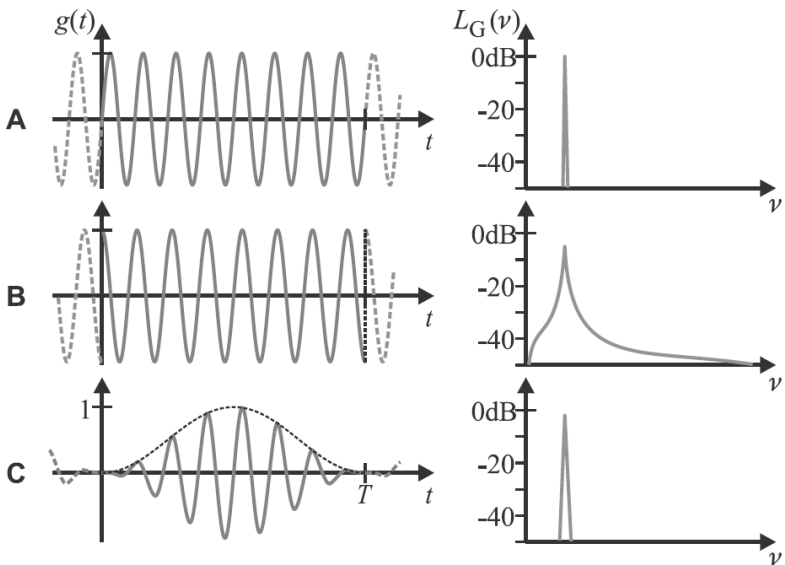


Abbildung 2.14: Leakage an einem stationären Signal und Anwendung des Hanning-Fensters (Kollmann, Schösser & Angert, 2006)

<sup>3</sup> Benannt nach dem österreichischen Wissenschaftler Julius von Hann

### 2.2.2.5 Spektrale Analyseverfahren

Aufgrund des anhand von Gl. 2.22 beschriebenen Unschärfe-Prinzips der Signalverarbeitung ist die Höhe der Auflösung im Frequenzbereich begrenzt. Gleiches gilt weiterhin für das menschliche Gehör. Aus diesem Grund ist es sinnvoll Signalanalysen in dem menschlichen Gehör angepasste Frequenzbereiche einzuteilen.

Die Analyseart mit dem höchsten Auflösungsvermögen ist die Schmalbandanalyse. Die einzelnen Frequenzbereiche besitzen hier eine konstante absolute Bandbreite, d.h. der Abstand zwischen unterer und oberer Grenzfrequenz (bzw. den Eckfrequenzen) des Schmalbands ist über den gesamten Frequenzbereich gleich. Dies entspricht folgender Formel (Henn, Sinambari & Fallen, 2008):

$$b_{\text{Schmalband}} = \frac{f_2 - f_1}{f_m} \cdot 100\%, \quad 2.24$$

mit den Eckfrequenzen des Frequenzbands  $f_1$  und  $f_2$  und der Mittenfrequenz  $f_m = \sqrt{f_1 \cdot f_2}$ .

Eine weitere Analyseart mit deutlich größerer Auflösung ist das Oktavspektrum. Ein Oktavschritt entspricht einer Verdopplung der Frequenz, dementsprechend sind die Eckfrequenzen  $f_1$  und  $f_2 = 2 \cdot f_1$ . Die Frequenzbänder besitzen in diesem Fall eine konstante relative Bandbreite, d.h. die Bandbreite nimmt mit steigender Frequenz stetig zu und ist entsprechend folgender Formel definiert (Henn et al., 2008):

$$b_{\text{Oktav}} = \frac{2 \cdot f_1 - f_1}{\sqrt{2} \cdot f_1} \cdot 100\% = 70,7\%. \quad 2.25$$

Die dritte Art ist das Terzspektrum, bei dem ein Terzschritt einer Multiplikation mit dem Faktor  $\sqrt[3]{2}$  entspricht. Die Frequenzbänder besitzen dadurch, wie das Oktavspektrum, ebenfalls eine konstante relative Bandbreite, entsprechend nachfolgender Formel (Henn et al., 2008):

$$b_{\text{Terz}} = \frac{\sqrt[3]{2} \cdot f_1 - f_1}{\sqrt[6]{2} \cdot f_1} \cdot 100\% = 23,2\%. \quad 2.26$$

In folgender Abbildung sind die drei gezeigten Analysearten in einem Frequenzspektrum gegenübergestellt.

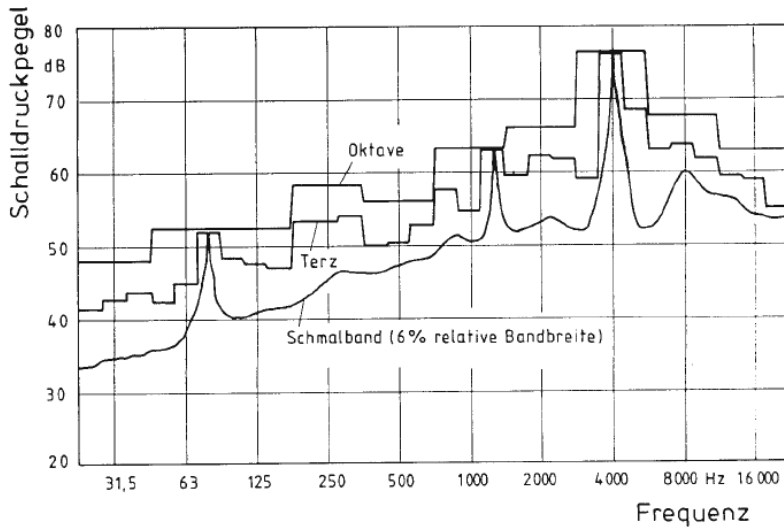


Abbildung 2.15: Frequenzanalyse im Schmalband, Terzband und Oktavband (Henn et al., 2008)

### 2.2.2.6 Schallwahrnehmung

Der durch den Menschen wahrnehmbare bzw. hörbare Frequenzbereich liegt in einem Bereich von  $\sim 16$  bis  $\sim 16.000$  Hz. Vor allem die obere Grenzfrequenz kann von Person zu Person deutlich abweichen und nimmt mit steigendem Alter kontinuierlich ab. Der Bereich unterhalb der unteren Grenzfrequenz wird als Infraschall, der Bereich oberhalb der oberen Grenzfrequenz als Ultraschall bezeichnet (Pflüger, Brandl, Bernhard & Feitzelmayer, 2010). In Abbildung 2.16 ist der statistisch ermittelte Hörbereich des Menschen dargestellt. Darin sind weiterhin die untere Hörschwelle des Schalldruckpegels sowie die Schmerzschwelle eingezeichnet.

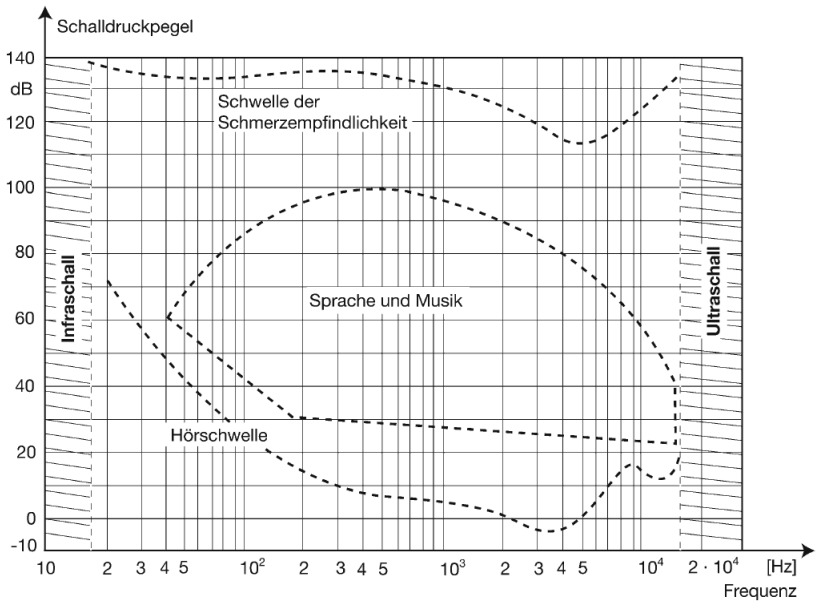


Abbildung 2.16: Hörfläche des Menschen (Pflüger et al., 2010)

Der Verlauf der Hörschwelle über den Frequenzbereich lässt vermuten, dass der Mensch nicht alle Frequenzen gleich laut empfindet. Tatsächlich ist die Empfindlichkeit des menschlichen Gehörs im Bereich von etwa 1 bis 6 kHz am größten. Robinson & Dadson (1956) führten im Jahr 1956 Versuche mit Probanden durch, bei denen das Lautstärkeempfinden von Sinussignalen verschiedener Frequenzen mit denen eines 1 kHz Signals verglichen wurde. Ergebnis dieser Versuche waren die in folgender Abbildung gezeigten Kurven gleicher Lautstärkepegel mit der Einheit *phon* im Bereich zwischen Hör- und Schmerzschwelle, welche heute Bestandteil der Normen DIN ISO 226 (2006) und DIN 45630 (1971) sind.

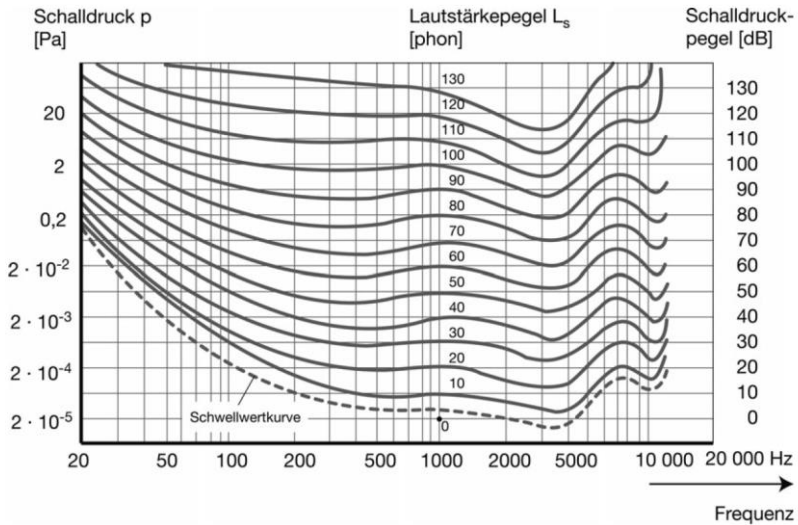


Abbildung 2.17: Kurven gleicher Lautstärkepegel (Pflüger et al., 2010)

Dementsprechend müssen zu analysierende Schallsignale, um aussagekräftig zu sein, frequenzbewertet werden. Häufig wird hierzu die sog. A-Bewertung mit der Einheit  $dB(A)$  verwendet. Diese verstärkt bzw. dämpft das Signal im Frequenzbereich gemäß der Kurve mit durchgezogener Linie aus Abbildung 2.18 und entspricht in etwa der Inversen der Kurve gleicher Lautstärkepegel bei  $40 \text{ phon}$  (Pflüger et al., 2010). So wird beispielsweise das von Fahrzeugen abgestrahlte Außengeräusch, welches in einem standardisierten Messverfahren erfasst wird (siehe Kapitel 2.5.2) in einem A-bewerteten Schalldruckpegel  $dB(A)$  angegeben.

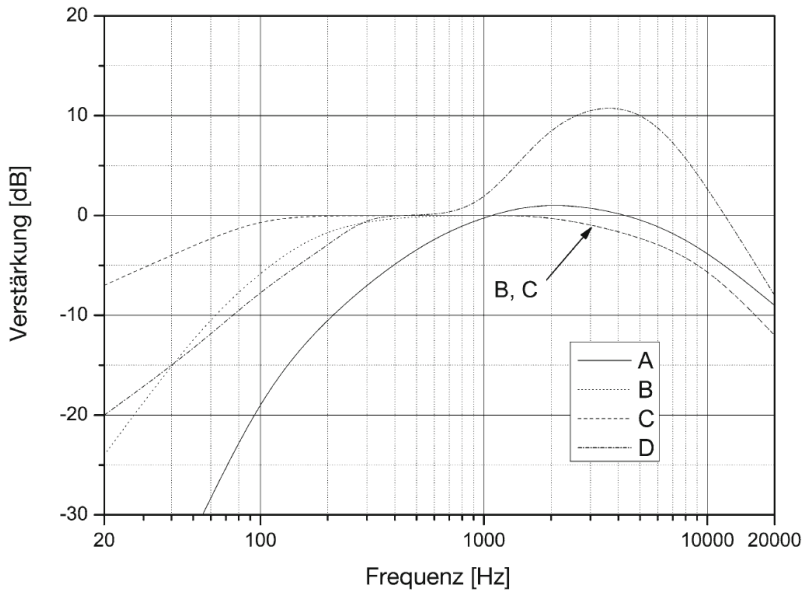


Abbildung 2.18: Frequenzbewertungskurven (Pflüger et al., 2010)

#### 2.2.2.7 Rauschen

Als Rauschen werden in der Akustik stochastische Signale aufgefasst. Das bedeutet, dass sich deren Zeitverlauf aufgrund der zufälligen Phasenlage nicht durch eine mathematische Funktion, sondern durch zeitliche oder spektrale Mittelwerte beschreiben lässt. Aus dem stochastischen Charakter ergibt sich eine breitbandige Anregung, weshalb Rauschsignale häufig zum einmessen von Lautsprechern oder Räumen verwendet werden. Drei unterschiedliche Formen von Rauschen sind in Abbildung 2.19 dargestellt. Weißes Rauschen enthält eine nahezu konstante Signalleistung pro Frequenzbandbreite, wohingegen rosa Rauschen eine spektrale Energieverteilung proportional zu  $\frac{1}{f}$  aufweist. Dies entspricht einer Pegelabnahme von  $3 \text{ dB/Oktave}$ . Die spektrale Energieverteilung von rotem Rauschen – oftmals auch braunes Rauschen genannt – ist proportional zu  $\frac{1}{f^2}$ , was einer Pegelabnahme von  $6 \text{ dB/Oktave}$  entspricht (Weinzierl, 2008).



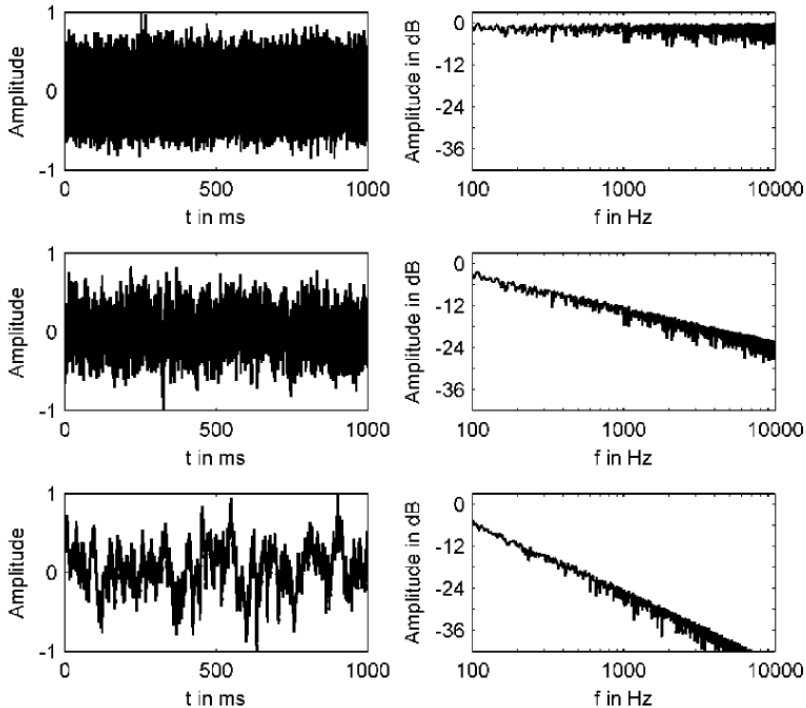


Abbildung 2.19: Rauschen im Zeit- und Frequenzbereich (weißes Rauschen – oben, rosa Rauschen – mitte, rotes Rauschen – unten) (Weinzierl, 2008)

## 2.3 Messtechnik

Für die Aufzeichnung, Umwandlung und Analyse von Schallsignalen wird eine entsprechende Messtechnik vorausgesetzt. In den folgenden Kapiteln wird die für diese Arbeit verwendete Messtechnik vorgestellt.

### 2.3.1 Mikrofone

Zur Wandlung von Luftschall in Form von Druckschwankungen in eine Spannungsschwankung, welche wiederum in ein digitales Signal umgewandelt werden kann, bedarf es entsprechender Messtechnik. Im technischen Bereich hat sich hierzu das Kondensatormikrofon durchgesetzt, welches sich vor allem durch

eine hohe Empfindlichkeit, eine lineare Frequenzcharakteristik sowie nahezu Kugelcharakteristik<sup>4</sup> auszeichnet.

Abbildung 2.20 zeigt den schematischen Aufbau eines solchen Mikrofons. Hier ist die bewegliche Membran, welche durch auftreffende Schallwellen in Schwingung versetzt wird, und deren starre Gegenelektrode, welche eine Kapazitätsänderung und damit eine Spannungsschwankung hervorruft, zu erkennen.

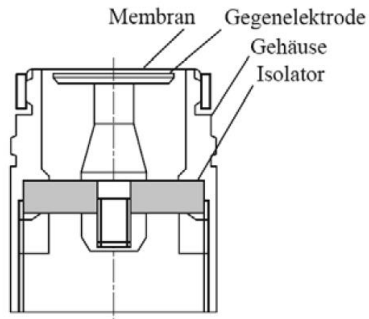


Abbildung 2.20: Schematischer Aufbau eines Kondensatormikrofons (Henn et al., 2008)

Das Funktionsprinzip und die nachgeschaltete elektrische Schaltung sind in Abbildung 2.21 dargestellt. Im Vorverstärker wird eine konstante Polarisationsspannung über einen Vorwiderstand an den Kondensator angelegt. Dies ermöglicht das Erreichen eines nahezu linearen Zusammenhangs zwischen Schalldruck und erzeugter Spannung.

---

<sup>4</sup> Die Richtcharakteristik entspricht hierbei einer Kugelform. Das bedeutet, dass die Einfallrichtung des Schalls keinen Einfluss auf den gemessenen Pegel hat

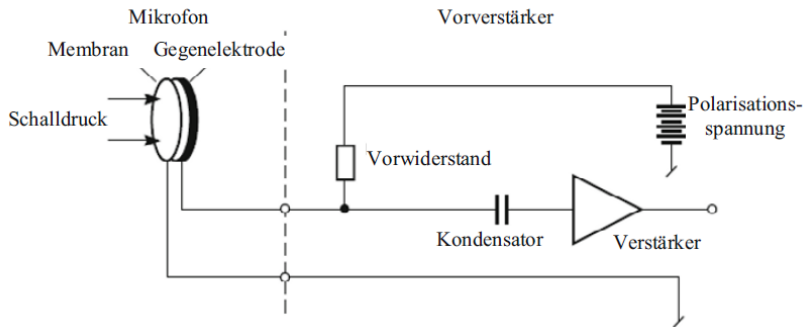


Abbildung 2.21: Prinzipielle elektrische Schaltung eines Kondensatormikrofons (Henn et al., 2008)

### 2.3.2 Kalibrator

Für die Zuordnung eines korrekten Schalldrucks zum jeweiligen Wert der Spannung bedarf es einer Kalibrierung der Mikrofone. Diese kann entweder werksseitig durch den Hersteller oder vor jeder Messung manuell durchgeführt werden. Der Vorgang wird mit Hilfe eines Kalibrators durchgeführt, welcher auf das entsprechende Mikrofon aufgesteckt wird und einen Sinuston bei einer definierten Frequenz und einem definierten Lautstärkepegel abspielt. Dieser Lautstärkepegel wird in der Messsoftware als Zielgröße eingegeben und daraus ein Kalibrierwert errechnet, welcher als Umrechnungsfaktor des Spannungssignals in einen Schalldruck dient. Übliche Kalibrierwerte für Kondensatormikrofone betragen  $\sim 50 \frac{mV}{Pa}$  (G.R.A.S. Sound & Vibration A/S, 2021).

### 2.3.3 Schallintensitätssonde

In Kapitel 2.2.1.3 wurden die Grundlagen zur Schallenergiegröße Schallintensität vermittelt. Die messtechnische Erfassung dieser Größe soll in diesem Kapitel dargestellt werden. Grundsätzlich sind zwei verschiedene Verfahren zur Messung der Schallintensität zu betrachten.

Das erste Verfahren basiert auf der direkten Messung der Schallintensität durch die Ermittlung des Schallschnellevektors. Technisch wird dies mittels parallel verlaufender Hitzedrähte umgesetzt, welche anhand der Bewegung bzw. Schwingung der Luftteilchen um die Hitzedrähte eine Änderung bzw. Schwankung

der Temperaturdifferenz zwischen den Drähten erfahren. Parallel dazu wird der Schalldruck durch ein Kondensatormikrofon aufgezeichnet. Aus dem Produkt des Schallschnellektors und des Schalldrucks berechnet sich schließlich der Schallintensitätsvektor (analog zu Gl. 2.5). In einer eindimensionalen Bauweise werden Schallintensitätssonden dieser Art als *1D-PU-Sonden* bezeichnet. Eine Anordnung mit mehreren Schallschnellesensoren in alle drei Raumrichtungen ergibt entsprechend eine *3D-PU-Sonde* (Yntema, 2008).

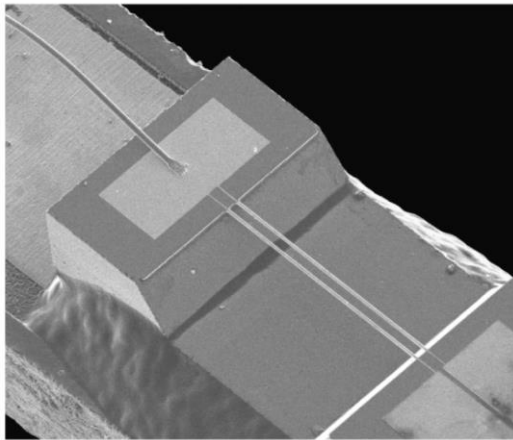


Abbildung 2.22: Mikroskopische Aufnahme der Hitzedrähte einer 1D-PU-Schallintensitätssonde (Microflow Technologies, 2021a)

Das zweite Verfahren basiert auf der indirekten Messung der Schallintensität mittels Druckgradienten aus der Druckdifferenz zwischen zwei Mikrofonen. Dazu werden wie in Abbildung 2.23 dargestellt zwei Mikrofone koaxial angeordnet und mit Hilfe eines Abstandhalters mit der Länge  $\Delta x$  positioniert. In diesem Fall wird anstatt der tatsächlichen Schallschnelle eine aus den gemessenen Schalldrücken abgeleitete Schallschnelle verwendet:

$$e_0 \frac{\partial v_M}{\partial t} = \frac{p(x) - p(x + \Delta x)}{\Delta x}, \quad 2.27$$

$x$  und  $x + \Delta x$  sind dabei die Orte der jeweiligen Druckempfänger der Sonde. Diese Art von Schallintensitätssonden wird als *1D-PP-Sonden* bezeichnet (Möser, 2010).

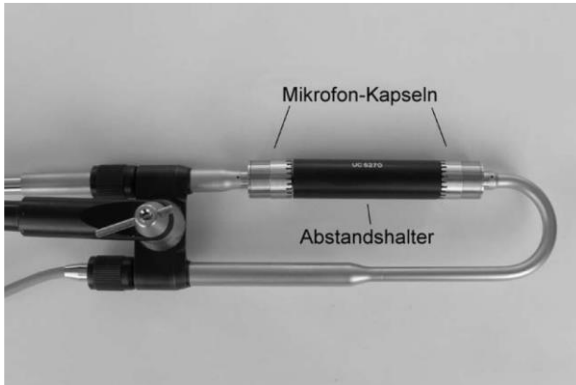


Abbildung 2.23: 1D-PP-Schallintensitätssonde (Möser, 2010)

Dieses Prinzip lässt sich ebenfalls für eine dreidimensionale Erfassung des Schallintensitätsvektors erweitern. Dazu werden vier Mikrofone benötigt, welche in einer tetraedrischen Form angeordnet sind (siehe Abbildung 2.24). In diesem Fall werden die Schallintensitätsvektoren der jeweiligen Achse ( $x, y, z$ ) entsprechend der folgenden Formeln berechnet. Diese Vorgehensweise ist abgeleitet aus den Ansätzen einer nacheinander in verschiedenen Achsen angeordneten 1D-Schallintensitätssonde nach Picard, Patrat, Duran, Na & Rebillat (1997).

$$I_x(t) = \frac{p_{x1}(t) + p_{x2}(t)}{2} \int \frac{p_{x2}(t) + p_{x1}(t)}{\rho_0 \Delta r} dt, \quad 2.28$$

$$I_y(t) = \frac{p_{y1}(t) + p_{y2}(t)}{2} \int \frac{p_{y2}(t) + p_{y1}(t)}{\rho_0 \Delta r} dt, \quad 2.29$$

$$I_z(t) = \frac{p_{z1}(t) + p_{z2}(t)}{2} \int \frac{p_{z2}(t) + p_{z1}(t)}{\rho_0 \Delta r} dt, \quad 2.30$$

mit dem Abstand  $\Delta r$  der Mikrofone zueinander und der Luftdichte  $\rho_0$ .

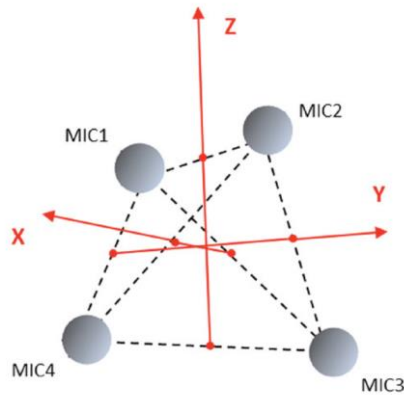


Abbildung 2.24: Tetraedrische Mikrofonanordnung (Janssens, De Weer, Bianciardi & Søndergaard, 2013)

Moderne Bauformen dieser 3D-Schallintensitätssonden sind zusätzlich mit einem System zur Positionserfassung der Sonde ausgestattet. Dadurch lassen sich Schallintensitätsmessungen frei per Hand durchführen. Ein aufwendiger Messschrieb, welcher jedem Zeitintervall seine jeweilige Position zuordnet, so gefordert durch die DIN EN ISO 9614 (vgl. Kapitel 2.5.5), ist dadurch obsolet. Nachfolgend sind zwei Beispiele hierfür dargestellt. Einerseits eine Positionserfassung mittels Infrarot-Stereo-Kamera und entsprechender Reflektor-Pads auf der Sonde, andererseits eine Positionserfassung mittels einer optischen Kamera, welche die Position der Sonde mittels einer darauf befestigten leuchtenden Kugel bestimmt. Die dreidimensionale Orientierung der Sonde wird durch ein integriertes Gyroskop realisiert (Janssens et al., 2013).



Abbildung 2.25: 3D-Schallintensitätssonde mit Infrarot-Positionserfassung (links) (Microflown Technologies, 2021b) und optischer Positionserfassung (rechts) (Janssens et al., 2013)

### 2.3.4 Schallquellen

Während für Lautsprecher im Unterhaltungssegment der Fokus oftmals auf einer sprach- und musikorientierten Wiedergabe liegt (für die Anwendung in Tonstudios ist oftmals weiterhin eine gleichmäßige Wiedergabe über den gesamten hörbaren Frequenzbereich erforderlich), gelten in der technischen Anwendung andere bzw. weitere Anforderungen. Hier müssen diese eine möglichst hohe Schallleistung, bei gleichzeitig niedrigem Bauraum vorweisen. Des Weiteren wird für viele Anwendungen – vor allem in der Raum-/ Bauakustik – eine möglichst kugelförmige bzw. omnidirektionale Abstrahlcharakteristik gefordert.

In der vorliegenden Arbeit wurden aus diesem Grund spezielle Schallquellen für die im weiteren Verlauf geschilderten Messungen verwendet, welche nachfolgend vorgestellt werden.

#### 2.3.4.1 Dodekaeder-Lautsprecher

Bei dieser Bauform handelt es sich um einen zwölfblächigen Würfel aus fünfeckigen Teilflächen (auch Pentagondodekaeder genannt), auf dessen Teilflächen jeweils ein Lautsprecher angebracht ist (siehe Abbildung 2.26). Dadurch wird eine kugelförmige Abstrahlcharakteristik erreicht.

Der hier verwendete Dodekaeder-Lautsprecher emittiert eine maximale Schallleistung von  $126 \text{ dB}$ . Er besitzt bis zu einer oberen Grenzfrequenz von  $6.300 \text{ Hz}$  eine nahezu kugelförmige Abstrahlcharakteristik und kann daher als Punktschallquelle betrachtet werden (Stratenschulte Messtechnik, 2021a).



Abbildung 2.26: Dodekaeder Lautsprecher (Stratenschulte Messtechnik, 2021b)

#### 2.3.4.2 Halbdodekaeder-Lautsprecher

Bei einem Halbdodekaeder-Lautsprecher handelt es sich um eine weitere spezielle Lautsprecher-Bauform. Er besteht ebenfalls aus fünfeckigen Teilflächen, welche analog zum Dodekaeder-Lautsprecher angeordnet sind, jedoch mit nur sechs statt zwölf Teilflächen (siehe Abbildung 2.27). Bei Anbringung des Lautsprechers auf einer reflektierenden Ebene, strahlt dieser ein halbkugelförmiges Schallfeld ab.

Der hier verwendete Halbdodekaeder-Lautsprecher emittiert eine maximale Schallleistung von  $120\text{ dB}$  und besitzt ebenfalls bis zu einer oberen Grenzfrequenz von  $6.300\text{ Hz}$  eine nahezu halbkugelförmige Abstrahlcharakteristik (Stratenschulte Messtechnik, 2021a).



Abbildung 2.27: Halbdodekaeder-Lautsprecher (Stratenschulte Messtechnik, 2021a)



### 2.3.4.3 Volumenschallquelle

Die Volumenschallquelle wurde primär für die Anwendung in Transferpfadanalysen (vgl. Kapitel 2.5.1) entwickelt. Sie ermöglicht durch die räumliche Auftrennung von Treiber und Mundstück die Emission eines nahezu kugelförmigen Schallfeldes bei gleichzeitig niedrigem Bedarf an Bauraum.

Innerhalb des Mundstücks sind zwei Mikrofone angebracht, welche die Berechnung des durch die Volumenschallquelle emittierten Schallflusses ermöglichen. Die Vorgehensweise hierzu ist in Kapitel 2.5.6 beschrieben.

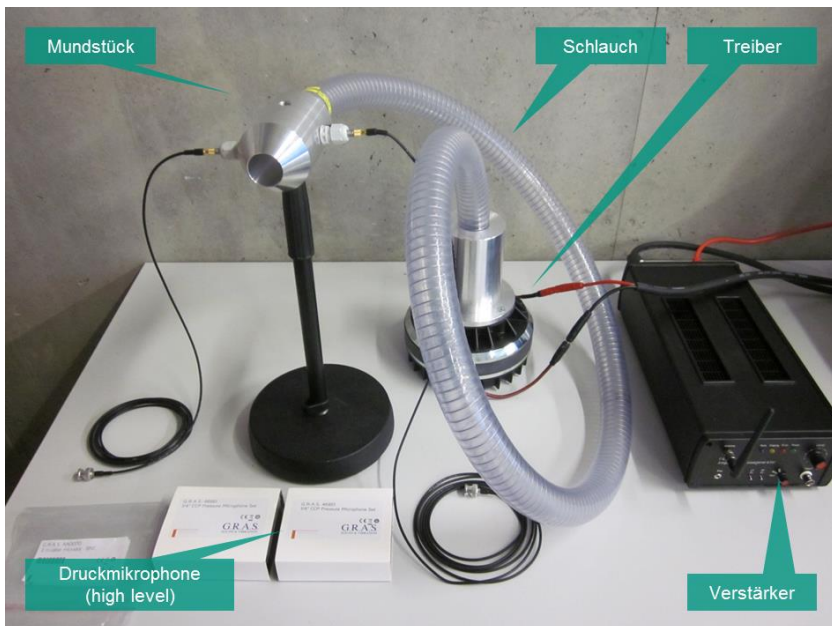


Abbildung 2.28: Volumenschallquelle des IPEK (Fischer, 2017)

## 2.4 Messumgebungen

Die Durchführung von Messungen an Fahrzeugen und deren Subsystemen, aber auch an Maschinen und Schallquellen jeglicher Art erfolgt idealerweise in speziellen Messumgebungen, welche entsprechende Anforderungen erfüllen müssen. In diesem Kapitel werden die für die vorliegende Arbeit relevanten Messumgebungen vorgestellt.

### 2.4.1 Reflexionsarme Räume

Reflexionsarme Räume zeichnen sich dadurch aus, dass in ihnen die Bedingungen eines freien Schallfeldes gelten. Das bedeutet, dass der Schalldruck von einer gedachten Punktschallquelle im Raum ausgehend, entsprechend dem Abstandsgesetz, proportional zu  $\frac{1}{r}$  abnimmt. Diese Räume werden daher auch als Freifeldräume bezeichnet. Die Begrenzungsflächen sind hierzu mit einem stark absorbierenden Material ausgekleidet, um Reflexionen der Schallwellen zu verhindern. Dazu werden häufig Absorberkeile aus Mineralfasern verwendet. Aber auch platzsparendere Auskleidungen, wie z.B. poröse Würfel, Helmholtz-Resonator-Kammern, Breitband-Kompakt-Absorber, etc. sind möglich (Fuchs, 2007).

Eine Abwandlung dieser Raumart ist der reflexionsarme Halbraum, auch Semi-Freifeldraum genannt. Hier ist der Boden schallhart bzw. reflektierend ausgeführt. Dadurch kann in diesen Räumen das Schallabstrahlverhalten auf einer Straße unter idealen Bedingungen nachgebildet werden. Aufgrund dieser Tatsache werden reflexionsarme Halbräume oftmals mit einem Rollenprüfstand kombiniert (Zeller, 2018). Hier gelten spezielle Anforderungen an die verwendete Prüfstandstechnik. Die Antriebsaggregate sowie Kühlgebläse und weitere Störquellen müssen akustisch gekapselt, oder im Idealfall in getrennten Räumen untergebracht werden. Mit dem üblichen Störabstand von 20 dB und einer zusätzlichen Sicherheit von 5 dB leitet Genuit (2010) eine Grenzpegelkurve für den gesamten Rollenantrieb ab, welche in folgender Grafik abgebildet ist.

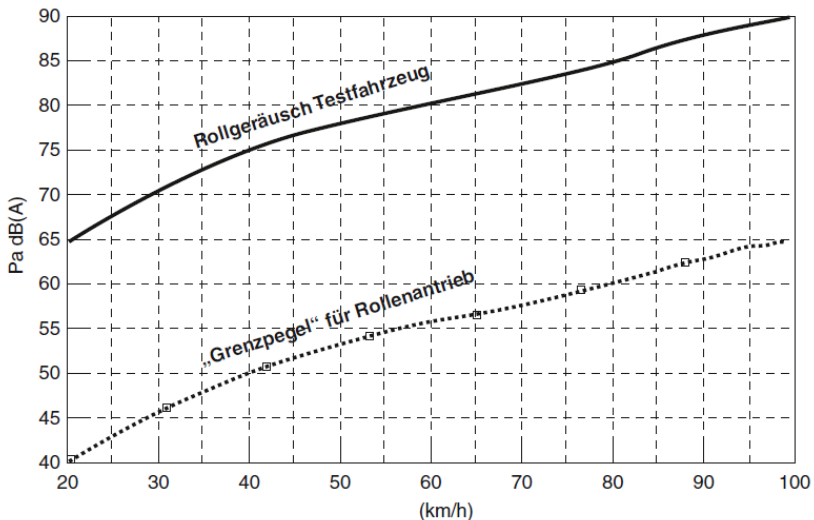


Abbildung 2.29: Grenzkurve für Störgeräuschpegel in Akustikrollenprüfständen (Genuit, 2010)

Des Weiteren beeinflusst die Fixierung des Fahrzeugs auf dem Rollenprüfstand das Schwingverhalten maßgeblich. Zielvorgabe für die Fahrzeugfixierung ist daher die größtmögliche Sicherung des Fahrzeugs bei Vollast- und Lastwechselmanövern bei gleichzeitig geringstmöglicher Beeinflussung der Schwingbewegungen des Fahrzeugs (Genuit, 2010). Eine detaillierte Analyse und der Vergleich verschiedener Fixierungsarten ist in Schille (2018) dargelegt.

### Akustikrollenprüfstand des IPEK

Das IPEK besitzt – neben einer Vielzahl weiterer Prüfstände – einen Akustikrollenprüfstand (ARP), entsprechend den zuvor beschriebenen Eigenschaften und Anforderungen. Eine Überprüfung der Freifeldbedingungen fand durch Becker & Wunderlich (2021) statt. Der ARP bildet die Grundlage für die in dieser Arbeit gezeigten Messungen auf Gesamtfahrzeugebene sowie den weiteren Messungen unter Freifeldbedingungen.

Er weist eine lichte Länge von 14,0 m, eine lichte Breite von 10,7 m und eine lichte Höhe von 6,0 m auf. Damit unterschreitet der Raum zwar die benötigte Länge von 20 m + *Fahrzeuglänge* zur genormten Messung des Außengeräuschs (vgl. Kapitel

2.5.2), Behrendt, Robens & Albers (2013) beweisen jedoch die Durchführbarkeit jener Messung in kleinen Räumen anhand eines Ansatzes zur Skalierung des Messverfahrens.

Weitere technische Daten des Akustikrollenprüfstands sind in IPEK (2021a) nachzulesen.

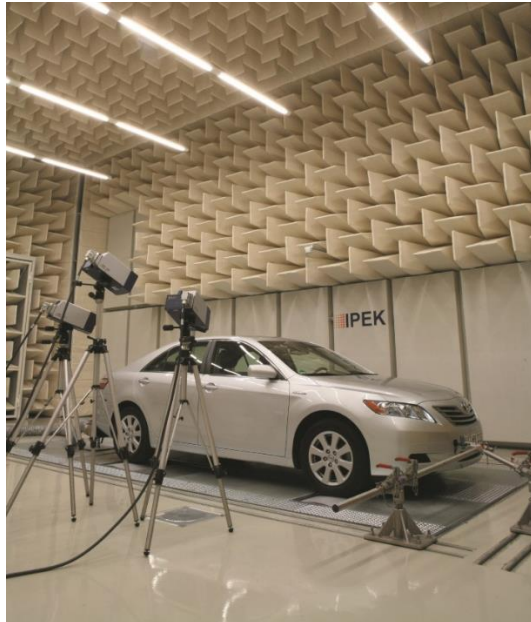


Abbildung 2.30: Akustikrollenprüfstand (ARP) des IPEK (2021a)

## 2.4.2 Hallräume

Im Gegensatz zu den schallabsorbierenden Eigenschaften der Wände in reflexionsarmen (Halb-)Räumen, sind die Wände in Hallräumen möglichst schallhart gestaltet. Weiterhin werden durch Raumwinkel  $\neq 90^\circ$  sowie nicht ganzzahlige Verhältnisse der Seitenlängen und im Raum verteilten Diffusoren stehende Wellen vermieden. Ziel ist es, ein möglichst diffuses Schallfeld, also ein Schallfeld mit möglichst homogen verteilter Schallenergie im gesamten Raum, zu erreichen. Das bedeutet, dass der mittels Mikrofonen gemessene Schalldruckpegel, bei

gleichbleibender Anregung, an jeder Position des Raumes nahezu gleich bleibt (Pflüger et al., 2010).

Hallräume ermöglichen die Messung verschiedener akustischer Eigenschaften. So z.B. die Dämm- bzw. Absorptionseigenschaften von Materialien anhand der Sabine'schen Formel für die Nachhallzeit mit dem Raumvolumen  $V$  (Zeller, 2018):

$$T_{60} = 0,161 \cdot \frac{V}{A_S} \quad 2.31$$

Diese ist definiert als die Zeit zwischen dem Abschalten der Schallquelle und dem Abklingen der Schallleistung um 60 dB. Dabei ist die gesamte Absorptionsfläche

$$A_S = \alpha(A - S) + \alpha_d \cdot S, \quad 2.32$$

mit dem Absorptionsfaktor der Wandfläche  $\alpha$ , der Raumfläche  $A$  und der Oberfläche des absorbierenden Materials  $S$ .

Somit ergibt sich, unter Verwendung der Nachhallzeit ohne absorbierendes Material  $T_0$  und der Nachhallzeit mit absorbierendem Material  $T$ , der Absorptionsgrad der Probe zu:

$$\alpha_d = \frac{0,161 \cdot V}{S} \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \cdot \frac{A - S}{A} \right). \quad 2.33$$

Eine detaillierte Vorgehensweise ist in der DIN EN ISO 354 (2003) ausgeführt.

Weiterhin kann in Hallräumen die Schallleistung von einzelnen Schallquellen bestimmt werden. Das genormte Messverfahren hierzu wird in Kapitel 2.5.4 beschrieben.

### **Hallraum der Hochschule Karlsruhe (HsKA)**

Die Hochschule Karlsruhe – Technik und Wirtschaft (HsKA) verfügt über einen Hallraum zur Durchführung der beschriebenen und in späteren Kapiteln zu beschreibenden Messverfahren. Er besitzt eine Länge von 8,15 m, eine Breite von 3,91 m sowie eine Höhe von 3,56 m. Daraus ergibt sich ein Raumvolumen von 113,45 m<sup>3</sup>. Der Hallraum weist weiterhin Raumwinkel von 90° auf. Dadurch entspricht er nicht den durch Literatur und Norm geforderten Randbedingungen. Eine Verwendung des Hallraumes ist trotz allem dennoch möglich. Hierzu muss

zusätzlich eine Eignungsmessung des Raumes durchgeführt werden, welche in der DIN EN ISO 3741 (2011) mit den entsprechend einzuhaltenden Grenzwerten definiert sind. Die Durchführung einer solchen Eignungsmessung wird in Kapitel 2.5.4 beschrieben und in Kapitel 5.3.3 angewendet.



Abbildung 2.31: Hallraum der HsKA (Hochschule Karlsruhe – Technik und Wirtschaft (HsKA), 2018)

### 2.4.3 Prüfstände

Für eine isolierte Betrachtung des Verhaltens einzelner Subsysteme des Fahrzeugs bedarf es entsprechender Prüfstände. Im Allgemeinen sind diese aus einem entkoppelten Unterbau, dem zu untersuchenden Prüfling und einer Belastungsmaschine aufgebaut. Ein solcher Aufbau ist in folgender Abbildung schematisch dargestellt (Borgeest, 2016).

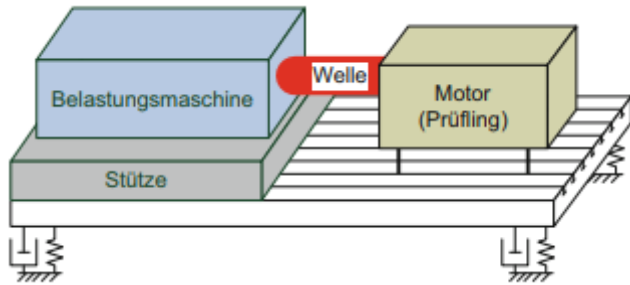


Abbildung 2.32: Schematischer Aufbau eines einfachen Prüfstands (Borgeest, 2016)

Bei Untersuchungen auf tieferer Subsystemebene oder höherer Systemebene im Kontext des XiL (vgl. Kapitel 2.1.4), bedarf es unter Umständen einer weiteren Belastungsmaschine. So der Fall an nachfolgendem Beispiel des Trockenreibprüfstands (TRP) des IPEK. Dieser dient zur Untersuchung von Reibbelägen und benötigt einerseits einen Antriebsmotor zur Nachbildung des Verhaltens z.B. eines Verbrennungsmotors und andererseits einen Abtriebsmotor, welcher das Verhalten des restlichen Antriebsstrangs nachbildet und damit der zuvor genannten Belastungsmaschine entspricht.

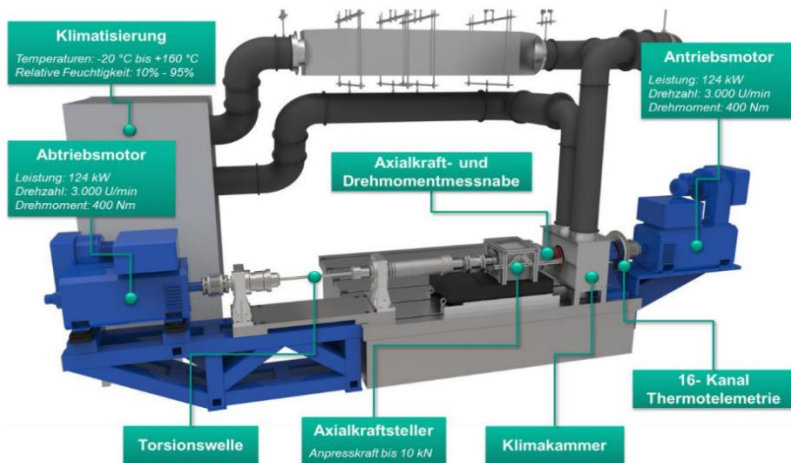


Abbildung 2.33: Schematischer Aufbau des Trockenreibprüfstands des IPEK (2021b)

Im Gegensatz zu Rollenprüfständen für Gesamtfahrzeuge, bei welchen eine Vielzahl an Fahrzeugen untersucht werden können indem das jeweilige Fahrzeug nur temporär auf dem Prüfstand fixiert wird, sind die hier genannten Prüfstände meist feste Installationen und nur einzelne Messtechnik ist austauschbar. Da hierdurch für jedes System under Investigation (vgl. Kapitel 2.1.4) ein separater Prüfraum erforderlich ist, sind diese nur in wenigen Fällen akustisch isoliert bzw. unter Freifeldbedingungen. Des Weiteren befinden sich die Nebenaggregate der Prüfstände, welche häufig nicht zu vernachlässigende Störgeräusche produzieren, oftmals in unmittelbarer Nähe des Sul. Aus diesen beiden Gründen sind solche (nicht-isolierten) Prüfstände für Akustikmessungen nach traditioneller Vorgehensweise mittels Mikrofonen ungeeignet.

## 2.5 Messverfahren

Im Folgenden wird auf die für die vorliegende Arbeit relevanten Messverfahren eingegangen. Dabei handelt es sich sowohl um genormte Verfahren, welche durch das *Deutsche Institut für Normung* (DIN) oder analog dazu durch die *International Organization for Standardization* (ISO) festgelegt sind als auch Verfahren, die sich in der Forschung und Entwicklung als Standard durchgesetzt haben. Des Weiteren werden auf diesen Verfahren basierende Forschungsarbeiten diskutiert, in welchen diese angewendet oder weiterentwickelt wurden.

### 2.5.1 Transferpfadanalyse

Schall kann sich auf verschiedene Arten ausbreiten und dabei unterschiedliche Übertragungspfade nehmen. Die relevantesten Fälle sind Luftschall-/Luftschallpfade, Körperschall-/Luftschallpfade und Körperschall-/Körperschallpfade. Dabei können die Schallwellen je nach Ausbreitungsmedium verschiedene Wellenformen annehmen (vgl. 2.2.1.1). Ziel der Transferpfadanalyse (TPA) ist es, einen Zusammenhang zwischen Erregung  $E_i(\omega)$  und Antwort  $A_i(\omega)$  – also das Übertragungsverhalten – eines Systems zu beschreiben. Dieses wird anhand von frequenzabhängigen Übertragungsfunktionen  $H_i(\omega)$  dargestellt. In mathematischer Form entspricht dieser Zusammenhang der folgenden Gleichung (Zeller, 2018):

$$H(j\omega) = \frac{A(j\omega)}{E(j\omega)}. \quad 2.34$$



Durch die in Kapitel 2.2.1.4 beschriebene Umrechnung in eine Pegeldarstellung ergibt sich diese Gleichung zu:

$$L_H(j\omega) = L_A(j\omega) - L_E(j\omega). \quad 2.35$$

Anwendung findet diese z.B. in der Berechnung des Schalldruckpegels an einer definierten Position  $k$ , welcher sich aus den Beiträgen der vibroakustischen und akustischen Transferpfade ergibt und nachfolgend mathematisch dargestellt ist.

$$p_k = \sum_i F_i \cdot H_{i,k}^{\frac{p}{F}} + \sum_i q_i \cdot H_{i,k}^{\frac{p}{q}}, \quad 2.36$$

dabei ist  $i$  die jeweilige Erregerposition. Der linke Summand beschreibt den Körperschallbeitrag (resultierend aus der Kraft  $F$ ) und der rechte Summand den Luftschallbeitrag (resultierend aus dem Schallfluss  $q$ ).

#### 2.5.1.1 Luftschall-Transferpfadanalyse

Zur Durchführung einer Luftschall-Transferpfadanalyse wird in der Regel mit einer Schallquelle mit definiertem Volumenfluss  $q_i$  angeregt und der zugehörige Schalldruck  $p_k$  gemessen. Aus dem Verhältnis von Schalldruck und Volumenfluss ergibt sich die jeweilige Luftschall-Transferfunktion entsprechend Gl. 2.34 zu (Zeller, 2018):

$$H^{\frac{p}{q}} = \frac{p_k}{q_i}, \quad 2.37$$

$i$  und  $k$  sind hierbei jeweils die interessierenden Sender- bzw. Empfängerpositionen an dem zu untersuchenden Objekt (z.B. Fahrzeug). Wobei der Ort der Anregung und des entsprechenden Empfängers unter gewissen Voraussetzungen vertauscht werden kann (s. Kapitel 2.5.1.3).

Eine spezielle Anwendung der Luftschall-Transferpfadanalyse ist die sog. *Airborne Source Quantification (ASQ)* (Janssens, 2010). Diese kombiniert die Luftschall-TPA mit der Vorbeifahrtmessung (s. Kapitel 2.5.2) und dient der Analyse der Beiträge einzelner Subsysteme eines Gesamtfahrzeugs zum Außengeräusch. Hier werden einerseits die Luftschall-Transferpfade anhand der oben beschriebenen Vorgehensweise bestimmt und andererseits die Schallflüsse der jeweiligen Quellen durch gezielte Kapselung der nicht-betrachteten Quellen ermittelt. Dadurch können

die Beiträge der jeweiligen Quelle zum emittierten Geräusch im Fernfeld berechnet werden. Diese Vorgehensweise dient jedoch nur der Identifizierung der Schallbeiträge an einem Gesamtfahrzeug und ist daher bisher nur am Ende des Produktentstehungsprozesses einsetzbar.

### 2.5.1.2 Körperschall-Transferpfadanalyse

Die Körperschall-Transferpfadanalyse betrachtet die Ausbreitung des Schalls innerhalb der Festkörper-Strukturen des betrachteten Systems. Bei einer Analyse der reinen Körperschallpfade wird durch eine an die Struktur angreifende Kraft  $F_i$  am Eingang angeregt und eine entsprechende Schwingschnelle  $v_k$  am Ausgang gemessen. Die entsprechende Transferfunktion ergibt sich hierbei zu (Zeller, 2018):

$$H_{\overline{F}}^v = \frac{v_k}{F_i}. \quad 2.38$$

Da in der Fahrzeugaußenakustik nur primäre Luftschallpfade von Relevanz für das Außengeräusch eines Fahrzeugs sind, werden entsprechende Körperschall-Transferpfade in dieser Arbeit vernachlässigt. Dieser Sachverhalt wird in Kapitel 7 im Detail erläutert. Bei Untersuchungen hinsichtlich der Fahrzeuginnenakustik hingegen müssen (abhängig vom betrachteten Phänomen) sowohl Luftschall- als auch Körperschall-Transferpfade berücksichtigt werden. Für weiterführende Literatur zur Körperschall-Transferpfadanalyse sei an dieser Stelle unter anderem auf Cremer et al. (2010) verwiesen.

### 2.5.1.3 Reziprozitätsprinzip

Unter der Annahme eines linearen, zeitinvarianten Systems (LTI-System) kann bei akustischen Messverfahren das Reziprozitätsprinzip angewendet werden. Dieses besagt, dass „wenn eine am Ort A angreifende Kraft  $F$  am Ort B die Schnelle  $v_{1A}$  erzeugt, dann erzeugt dieselbe Kraft, wenn sie am Ort B angreift, an der Stelle A die Schnelle  $v_{1A} = v_{1B}$ “ (Müller & Möser, 2004). Vereinfacht gesagt bedeutet dies, dass unter genannten Voraussetzungen der Anrege- und der Empfangsort vertauscht werden kann, wobei die Richtcharakteristiken von Quelle und Empfänger übereinstimmen müssen. Dieses Prinzip gilt sowohl für das Feldgrößenpaar Kraft/Schnelle als auch für das Feldgrößenpaar Druck/Volumenfluss (Fahy, 2003).

## 2.5.2 Messverfahren für Fahrzeugaußengeräusche nach DIN ISO 362

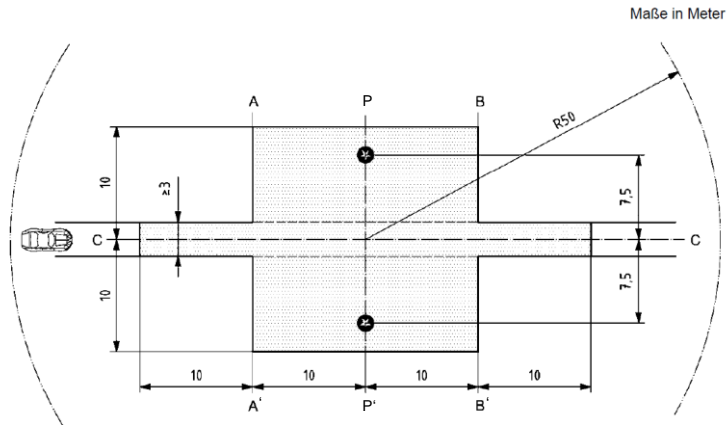
Für die ECE-Homologation<sup>5</sup> neuer Fahrzeuge auf dem europäischen Markt bedarf es hinsichtlich der Geräuschemission einer Überprüfung der einzuhaltenden Grenzwerte. Diese sind in der Verordnung (EU) Nr. 540/2014 (2014) des europäischen Parlaments und Rates festgelegt. Das Verfahren zur Ermittlung dieser Werte des jeweiligen Fahrzeugs ist in der DIN ISO 362-1 – dem „*Messverfahren für das von beschleunigten Straßenfahrzeugen abgestrahlte Geräusch*“ – beschrieben (DIN ISO 362-1, 2009). Es wird häufig in Kurzform als *Vorbefahrtmessung*<sup>6</sup> bezeichnet (Robens, 2013).

Hierbei muss das Fahrzeug auf einer vordefinierten Prüfstrecke mehrere Fahrmanöver ausführen, während derer der emittierte Schalldruckpegelverlauf mittels zwei Mikrofonen in 7,5 m Abstand zur Fahrzeuglängsachse und in einer Höhe von 1,2 m aufgezeichnet wird. Die Abmessungen der Prüfstrecke sind in Abbildung 2.34 gegeben und deren Randbedingungen hinsichtlich Fahrbahnbelag in der DIN ISO 10844 (2012) definiert. Die Fahrmanöver beinhalten dabei in der aktuellen Ausführung der Norm sowohl Konstantfahrten von 50 km/h als auch Vollast-Beschleunigungen ab 50 km/h ab dem Zeitpunkt zu dem die Fahrzeugfront die Linie PP' (s. Abbildung 2.34) erreicht hat.

---

<sup>5</sup> Zulassungssystem für Fahrzeuge der Economic Commission for Europe

<sup>6</sup> Oftmals auch in Englisch: *Pass-by measurement*

**Legende**

□ Mindestfläche, die mit der Prüfoberfläche bedeckt ist, d. h. der Prüfbereich

⊛ Mikrofonpositionen (Höhe 1,2 m)

Abbildung 2.34: Abmessungen des Prüfgeländes nach DIN ISO 362-1 (2009)

Während der Durchführung der Fahrmanöver muss das untersuchte Fahrzeug mit entsprechender Telemetrie-Messtechnik ausgestattet werden, welche die momentane Fahrzeugposition relativ zur Prüfstrecke und die momentane Fahrgeschwindigkeit an ein Messsystem überträgt, um diese mit dem Verlauf des Schalldruckpegels zu synchronisieren. Ergebnis dieser Messungen ist jeweils ein Verlauf des A-bewerteten Schalldruckpegels aufgetragen über der Prüfstrecke, wie in Abbildung 2.35 beispielhaft dargestellt.

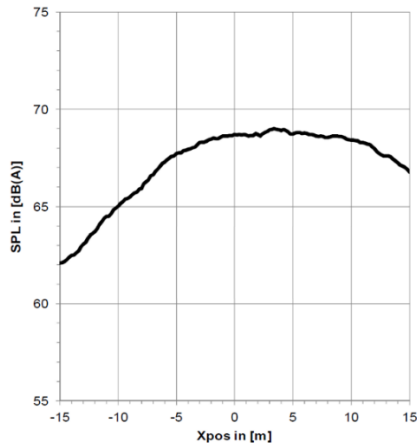


Abbildung 2.35: Beispielhafter Pegelverlauf einer Vorbeifahrtmessung (Brandstätt, Krämer & Ickinger, 2015)

Eine Weiterführung des beschriebenen Verfahrens ist deren Durchführung auf Akustikrollenprüfständen (vgl. Kapitel 2.4.1), welche aktuell in einem Entwurf der DIN ISO 362-3 (2018) definiert wird. Unter anderem beschreibt Brandstätt (2007) die detaillierten Anforderungen hinsichtlich des Aufbaus der Prüfstände und Prüfumgebungen. Hierbei wird das Fahrzeug auf dem Rollenprüfstand fixiert und jeweils eine Linienanordnung (sog. Array) aus Mikrofonen auf beiden Seiten parallel zur Längsachse des Fahrzeugs in  $7,5\text{ m}$  Abstand und in jeweils  $1,2\text{ m}$  Höhe angebracht. Die Länge des Arrays beträgt jeweils  $20\text{ m} + \text{Fahrzeuglänge}$ . Durch geschwindigkeitsabhängige Überblendung der Mikrofonensignale wird hier eine Vorbeifahrt des Fahrzeugs simuliert. Die Vorgehensweise hierzu wird unter anderem in Janssens et al. (2011) beschrieben. Nachfolgend ist der genannte Prüfaufbau schematisch dargestellt.

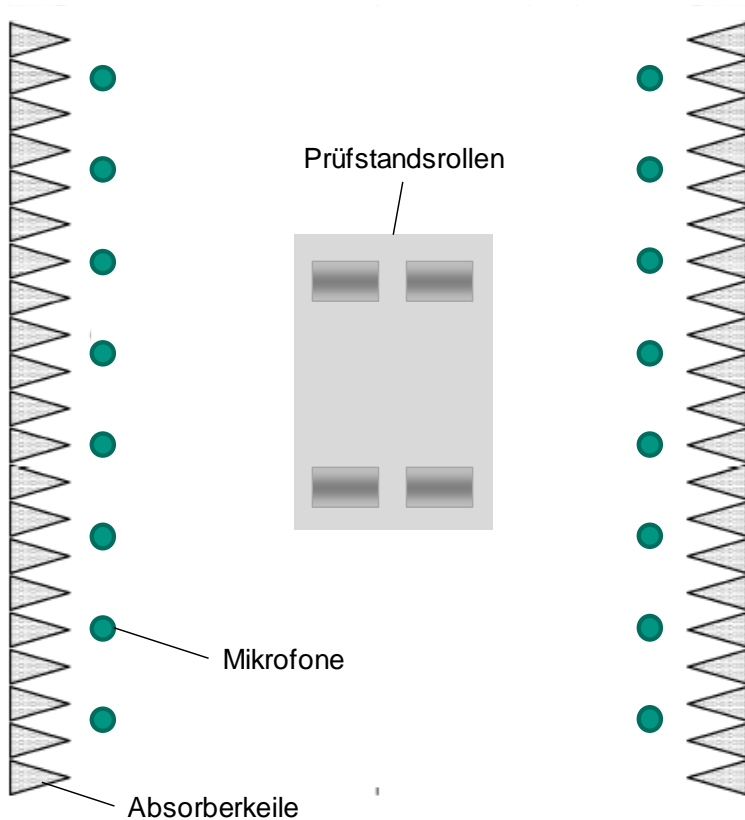


Abbildung 2.36: Beispielhafte Darstellung eines Prüfraums nach DIN ISO 362-3 (2018) – adaptiert durch Autor

Die DIN ISO 362-3 spezifiziert außerdem die Validierung der Freifeldbedingungen innerhalb des Prüfraums unter den Anforderungen der DIN EN ISO 3745 (2012) – Anhang A. Dazu wird der an einem Referenzmikrofon gemessene Schalldruckpegel anhand des Abstandsquadratgesetzes entlang des Mikrofonarrays anhand folgender Formel skaliert:

$$\Delta L_x = 20 \cdot \log\left(\frac{r_x}{r_0}\right) \text{ dB.} \quad 2.39$$

Dabei ist  $\Delta L_x$  der relative Schalldruckpegelabfall,  $r_x$  die Weglänge zwischen Quelle und Mikrophon an Position  $x$  und  $r_0$  die Referenzweglänge zwischen Quelle und Referenzmikrophon.

Der hierdurch jeweils berechnete Schalldruckpegel muss die in der folgenden Tabelle gegebenen maximalen Abweichungen, verglichen mit den tatsächlich gemessenen Schalldruckpegeln einhalten.

Tabelle 1: Höchstzulässige Abweichung der gemessenen Schalldruckpegel von den theoretischen Pegeln unter Anwendung des Abstandsquadratgesetzes (DIN ISO 362-3, 2018)

<b>Terzbandmittenfrequenz [Hz]</b>	<b>Zulässige Abweichung [dB]</b>
≤ 630	±3,5
800 bis 5.000	±3
≥ 6.300	±4

Der Vorteil der Durchführung der Vorbeifahrtmessung auf einem Akustikrollenprüfstand gegenüber einer Teststrecke im Freien ist einerseits die deutlich einfachere Applikation der Messtechnik, da bei der Durchführung auf einem Rollenprüfstand das Fahrzeug und die Messtechnik ortsfest sind. Andererseits können die Messungen unabhängig von den Umgebungs- bzw. Witterungsbedingungen – und dadurch das ganze Jahr über – durchgeführt werden. Zusätzlich sind weitere Untersuchungen am jeweiligen Fahrzeug (z.B. hinsichtlich Verbrauch bzw. Abgasemission) parallel zu den Messungen oder in dessen Nachgang ohne aufwändigen Umbau durchführbar.

Weiterhin wird hier eine Untersuchung des Beitrags der Subsysteme des Fahrzeugs zum Außengeräusch ermöglicht. Erste Ansätze hierzu wurden in Kapitel 2.5.1 im Rahmen der ASQ bereits gezeigt. Lohrmann (2011) sowie Putner & Lohrmann (2011) verfolgen ebenfalls Ansätze zur Beitragsanalyse auf Basis der TPA. All diese setzen jedoch weiterhin eine Messung am Gesamtfahrzeug unter Freifeldbedingungen voraus. Die Beiträge der Subsysteme des Fahrzeugs werden dabei lediglich – im Sinne eines Reverse-Engineerings – am Gesamtfahrzeug aufgliedert.

Daneben existieren diverse Abwandlungen des in diesem Kapitel behandelten Messverfahrens. Diese sollen nachfolgend kurz vorgestellt werden.

Bei dem als „*Statistical Pass-by*“ (*SPB*) (DIN EN ISO 11819-1, 2002) bezeichneten Verfahren wird ein Mikrofon an einer öffentlichen Straße bzw. Autobahn in 7,5 m Abstand von der mittleren Achse der Straße in 1,2 m Höhe aufgestellt. Anhand der Aufzeichnung der Geschwindigkeit der vorbeifahrenden Fahrzeuge wird ein „*Statistical Pass-by Index*“ (*SPBI*) erstellt, welcher zur Beurteilung der geschwindigkeitsabhängigen Lärmbelastigung an der gemessenen Straße dient.

Der „*Controlled Pass-by*“ (*CPB*) (DIN EN ISO 11819-2, 2017) gleicht hinsichtlich Verfahren und Messaufbau dem SPB. Jedoch wird hierbei ein Test-Fahrzeug verwendet und die Messungen finden auf nichtöffentlichen Straßen, allerdings auch nicht auf einem normkonformen Testgelände statt.

Der „*Coast-by*“ (*CB*) (ISO 13325, 2003) gleicht wiederum dem CPB, wobei hier das Fahrzeug mit speziellen Test-Reifen ausgestattet ist und der Motor des Fahrzeugs bei Erreichen der nötigen Geschwindigkeit und zum Start der Messung abgeschaltet wird. Das Fahrzeug rollt dadurch während der Messung an dem Mikrofon vorbei.

Der „*Statistical Pass-by and Time Averaged Wayside*“ (*SPB/TA*) (Rasmussen & Sohaney, 2012) ist eine modifizierte Variante des SPB, welche bei hohem Verkehrsaufkommen Anwendung findet. Die Geschwindigkeit einzelner Fahrzeuge wird hier nicht mehr erfasst. Er dient lediglich einer Beurteilung der zeitlichen Änderung der Lärmbelastigung.

Bei dem „*Statistical Isolated Pass-by*“ (*SIP*) (Lodico, Rochat, Donovan & Rasmussen, 2012) ähnelt der Messaufbau dem des SPB. Die Anforderungen an die Messdurchführung sind hier jedoch höher. Es wird versucht, das Vorbeifahrgeräusch eines Fahrzeugs auf einer öffentlichen Straße, ohne Beeinflussung durch andere Fahrzeuge zu messen. Dadurch ist dieses Verfahren nur auf wenig befahrenen Straßen durchführbar.

Bei der „*Continuous Flow Traffic Time Integrated Method*“ (*CTIM*) (Rochat, Lodico, Donovan & Rasmussen, 2012) wird ein Mikrofon im Abstand von 15 m von der Mittellinie der äußersten Fahrbahn in einer Höhe von 3,7 m angebracht. Dabei wird der A-bewertete Schalldruckpegel über einen Zeitraum von 5 oder 15 Minuten gemessen und daraus ein mittlerer Schalldruckpegel generiert.

Das Verfahren „*Coast-by Sound Power Level*“ (*CBSWL*) (Campillo-Davo, Peral-Orts, Velasco-Sanchez & Campello-Vicente, 2013) dient der Erfassung des Schalleistungspegels eines vorbeifahrenden Fahrzeugs. Hierzu werden 10



Mikrofone auf einer nahezu halbkugelförmigen Messfläche um die Straße positioniert. Unter der Annahme, dass die Reifen sich wie eine Punktschallquelle über einer reflektierenden Ebene verhalten, wird der Schalleistungspegel analog zu der in Kapitel 2.5.3 beschriebenen Vorgehensweise berechnet.

Die hier beschriebenen Verfahren fokussieren häufig die Beurteilung von Verkehrslärm durch hohes Verkehrsaufkommen oder dienen der Beurteilung des Geräuschverhaltens des Straßenbelags. Sie setzen allesamt ein physisch vorhandenes Gesamtfahrzeug voraus. Dies ist als deutliche Forschungslücke im aktuellen Stand der Forschung zu beurteilen.

Albers, Behrendt, Landes, Weber, et al. (2016) und Siegel, Weber, Albers, Landes & Behrendt (2017) erforschen darüber hinaus die Übertragbarkeit in eine virtuelle Umgebung hinsichtlich des in diesem Kapitel beschriebenen Messverfahrens nach DIN ISO 362-1/3. Dadurch kann das Außengeräusch von Fahrzeugen anhand virtueller Modelle durch laienhafte Probanden, aber auch Experten, bewertet werden.

### **2.5.3 Messverfahren zur Bestimmung von Schalleistungspegeln aus Schalldruckmessungen – Hüllflächenverfahren nach DIN EN ISO 3744**

Die DIN EN ISO 3744 (2011) beschreibt ein Verfahren, mit dem Schalleistungspegel auf Basis von Schalldruckmessungen in Halbfreifeldräumen (vgl. Kapitel 2.4.1) bestimmt werden können. Hierzu müssen auf einer die zu untersuchende Schallquelle umschließenden Hüllfläche mit vordefinierter Form – die Norm schlägt hierzu eine halbkugel- oder eine quaderförmige Hüllfläche vor – Mikrofone mit möglichst äquidistantem Abstand zueinander angebracht werden. Eine beispielhafte, halbkugelförmige Mikrofonanordnung ist in Abbildung 2.37 dargestellt.

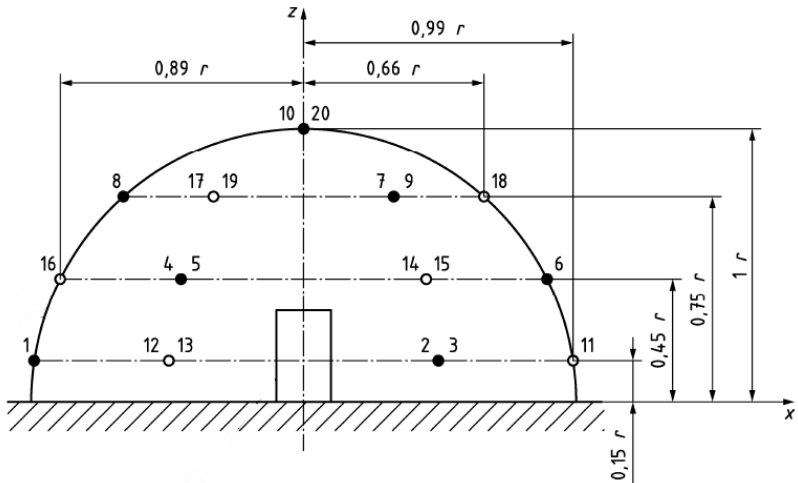


Abbildung 2.37: Mikrofonanordnung auf einer halbkugelförmigen Hüllfläche nach DIN EN ISO 3744 (2011)

Zur Bestimmung der Schalleistung wird zuerst der zeitlich gemittelte Bandschalldruckpegel<sup>7</sup>  $L'_{pi(ST)}$  an der jeweiligen Mikrofonposition  $i$  nach folgender Formel berechnet:

$$L'_{pi(ST)} = 10 \log \left[ \frac{\frac{1}{T} \sum_{t_1}^{t_2} p_i^2}{p_0^2} \right] \text{ dB}, \quad 2.40$$

mit dem Zeitintervall  $T$ .

Daraus ergibt sich der über alle Mikrofonpositionen auf der Messfläche gebildete Mittelwert der zeitlich gemittelten Bandschalldruckpegel  $\overline{L'_{pi(ST)}}$  zu:

$$\overline{L'_{pi(ST)}} = 10 \log \left[ \frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} 10^{0,1 L'_{pi(ST)}} \right] \text{ dB}, \quad 2.41$$

mit der Anzahl der Mikrofonpositionen  $N_M$ .

<sup>7</sup> Der Schalldruckpegel des jeweiligen Frequenzbandes, entsprechend Kapitel 2.2.2.5

Unter Berücksichtigung der Faktoren zur Fremdgeräuschkorrektur  $K_1$  und der Umgebungskorrektur  $K_2$  errechnet sich der zeitlich gemittelte Messflächen-Schalldruckpegel:

$$\overline{L_p} = \overline{L'_{pi(ST)}} - K_1 - K_2. \quad 2.42$$

Schließlich ergibt sich der Schalleistungspegel aus dem zeitlich gemittelten Messflächen-Schalldruckpegel und dem Messflächenmaß mit dem Flächeninhalt der Messfläche  $S$  und der Referenzfläche von  $S_0 = 1m^2$ :

$$L_W = \overline{L_p} + 10 \log \frac{S}{S_0} dB. \quad 2.43$$

Hinsichtlich der Einflüsse der verschiedenen möglichen Versuchsaufbauten nach den Vorgaben der DIN EN ISO 3744 sei hier auf Arendt & Kurtz (2015) verwiesen.

#### **2.5.4 Messverfahren zur Bestimmung von Schalleistungspegeln aus Schalldruckmessungen – Hallraumverfahren nach DIN EN ISO 3741**

Des Weiteren beschreibt die DIN EN ISO 3741 (2011) ein Verfahren, mit dem Schalleistungspegel mittels Schalldruckmessungen in Hallräumen (vgl. Kapitel 2.4.2) bestimmt werden können. Dabei wird die zu untersuchende Schallquelle innerhalb des Hallraums aufgestellt und die Schalldrücke mittels Mikrofonen, welche auf fest definierten, stochastisch verteilten Positionen angebracht oder auf kontinuierlichen Messpfaden bewegt werden, aufgezeichnet. Die Position der Schallquelle sollte dabei in mehreren Versuchsreihen variiert werden, um eine höhere statistische Absicherung zu gewährleisten. Unter Zuhilfenahme der raumspezifischen Nachhallzeit, welche bekannt sein, oder in einem Vorversuch bestimmt werden muss, kann die Schalleistung der Schallquelle anhand folgender Vorgehensweise berechnet werden.

Im ersten Schritt wird der zeitlich gemittelte Bandschalldruckpegel  $|L'_{pi(ST)}|_j$  an der jeweiligen Mikrofonposition bzw. Mikrofonpfad  $i$  sowie der jeweiligen Quellenposition  $j$  nach folgender Formel berechnet:

$$|L'_{pi(ST)}|_j = 10 \log \left[ \frac{\frac{1}{T} \sum_{t_1}^{t_2} p_{ij}^2}{p_0^2} \right] dB, \quad 2.44$$

mit dem Zeitintervall  $T$ .

Daraus ergibt sich der über alle Quellenpositionen gebildete Mittelwert der zeitlich gemittelten Bandschalldruckpegel  $L'_{pi(ST)}$  zu:

$$L'_{pi(ST)} = 10 \log \left[ \frac{1}{N_S} \sum_{i=1}^{N_S} 10^{0,1 |L'_{pi(ST)}|_j} \right] dB, \quad 2.45$$

mit der Anzahl an Quellenpositionen  $N_S$ .

Anhand eines Faktors zur Fremdgeräuschkorrektur  $K_{1i}$  errechnet sich der entsprechend korrigierte zeitlich gemittelte Bandschalldruckpegel an der Mikrofonposition bzw. dem Mikrofonpfad  $i$  zu:

$$L_{pi(ST)} = L'_{pi(ST)} - K_{1i}. \quad 2.46$$

Mit der Anzahl der Mikrofonpositionen/-pfade  $N_M$  wird der korrigierte, zeitlich gemittelte Bandschalldruckpegel im Prüfraum berechnet:

$$\overline{L_{p(ST)}} = 10 \log \left[ \frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} 10^{0,1 L_{pi(ST)}} \right] dB. \quad 2.47$$

Somit ergibt sich der Schallleistungspegel zu:

$$L_W = \overline{L_{W(ST)}} + \left\{ 10 \log \frac{A}{A_0} dB + 4,34 \frac{A}{S} dB + C_2 \right. \\ \left. + 10 \log \left( 1 + \frac{Sc}{8Vf} \right) dB + C_1 - 6dB \right\} \quad 2.48$$

mit der äquivalenten Absorptionsfläche des Raums  $A = \frac{55,26}{c} \left( \frac{V}{T_{60}} \right)$ , der Nachhallzeit des Hallraums  $T_{60}$ , der Referenzfläche  $A_0 = 1m^2$ , der Gesamtoberfläche des Hallraums  $S$ , der Schallgeschwindigkeit  $c$ , dem Volumen des Hallraums  $V$ , der Mittenfrequenz  $f$  nach Kapitel 2.2.2.5 und den Korrekturfaktoren zur Anpassung an die meteorologischen Bedingungen  $C_1$  und  $C_2$ .

Tabelle 2: Empfohlenes Mindestvolumen des Hallraums entsprechend dem niedrigsten interessierenden Frequenzband (DIN EN ISO 3741, 2011)

Niedrigstes interessierendes Terzband [Hz]	Mindestvolumen des Hallraums [m³]
100	200
125	150
160	100
≥ 200	70

Die DIN EN ISO 3741 nennt zusätzlich Empfehlungen bezüglich des Mindestvolumens des Hallraums (siehe Tabelle 2). Wird dieses Volumen unterschritten, muss zusätzlich eine Eignungsprüfung des Raumes durchgeführt werden. Hierbei werden sechs oder mehr Messungen bei unterschiedlicher Position der Schallquelle im Raum durchgeführt und dabei der Terzband-Schalldruckpegel aufgezeichnet. Aus diesem wird für jedes relevante Frequenzband die Standardabweichung berechnet:

$$s_S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N_S} (L_{pi} - L_{pm})^2}{N_S - 1}}, \quad 2.49$$

mit dem zeitlich gemittelten Bandschalldruckpegel  $L_{pi}$ , dem arithmetischen Mittelwert der zeitlich gemittelten Bandschalldruckpegel  $L_{pm}$  und der Anzahl der Quellenpositionen  $N_S$ .

Werden die in Tabelle 3 angegebenen maximal zulässigen Standardabweichungen nicht überschritten, ist der Hallraum für die Messung in den jeweiligen Frequenzbändern geeignet.

Tabelle 3: Maximal zulässige Standardabweichungen von  $L_{pi}$  (DIN EN ISO 3741, 2011)

Terzband-Mittenfrequenz [Hz]	Maximal zulässige Standardabweichung [dB]
100 bis 160	1,5
200 bis 630	1,0
800 bis 2.500	0,5
3.150 bis 10.000	1,0

### 2.5.5 Messverfahren zur Bestimmung von Schalleistungspegeln aus Schallintensitätsmessungen nach DIN EN ISO 9614

Die Schallintensität als Schallenergiegröße sowie entsprechende Varianten einer Schallintensitätssonde wurden bereits in Kapitel 2.2.1.3 respektive Kapitel 2.3.3 eingeführt. In diesem Kapitel sollen die verschiedenen standardisierten Messverfahren zur Schalleistungsbestimmung, basierend auf Schallintensitätsmessungen, vorgestellt werden. Generell sind diese in der DIN EN ISO 9614 beschrieben. Dabei gibt es drei verschiedene Teile dieser Norm. Die DIN EN ISO 9614-1 (2009) beschreibt die „Messungen an diskreten Punkten“, die DIN EN ISO 9614-2 (1996) die „Messung mit kontinuierlicher Abtastung“ und die DIN EN ISO 9614-3 (2009) ein „Scanning-Verfahren der Genauigkeitsklasse 1“.

Die Gemeinsamkeit aller drei Verfahren ist die notwendige Festlegung einer Messfläche um das Messobjekt vor der Messdurchführung. Diese sollten sich möglichst aus rechteckigen Teilflächen zusammensetzen, wie in folgender Abbildung dargestellt. Im einfachsten Fall hat die gesamte Messfläche die Form eines Quaders.

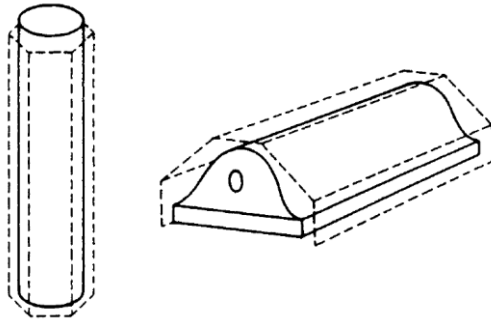


Abbildung 2.38: Messflächen zur Schallintensitätsmessung (DIN EN ISO 9614-2, 1996)

Die Teilflächen werden wiederum jeweils in ein Messgitter unterteilt, wobei jedem Segment des Gitters ein diskreter (DIN EN ISO 9614-1) oder ein gemittelter (DIN EN ISO 9614-2 und 3) Schallintensitätswert zugeordnet wird.

Bei der DIN EN ISO 9614-1 muss an jedem Mittelpunkt eines Segments entweder jeweils eine Schallintensitätssonde angebracht werden, was eine Vielzahl an Sonden erfordert und dadurch mit hohen Kosten verbunden ist, oder eine Schallintensitätssonde schrittweise an jedem Messpunkt angebracht und danach versetzt werden, was wiederum mit sehr hohem Messaufwand verbunden ist.

Bei der DIN EN ISO 9614-2 und 3 muss die Schallintensitätssonde kontinuierlich auf einem vorgegebenen Pfad entlang der vordefinierten Messfläche bewegt werden. Die Bewegung muss dabei mit nahezu konstanter Geschwindigkeit ausgeführt werden, damit durch eine zeitliche Einteilung des Messschriebs jedes Zeitintervall seinem entsprechenden Segment zugeordnet werden kann. Dies erfordert einen sehr erfahrenen Messdurchführenden und eine sehr langsame Abtastung. Die Norm schlägt für ein händisches Abtasten eine Abtastgeschwindigkeit von  $0,1 - 0,5 \frac{m}{s}$  vor. Für eine besonders präzise Abtastung kann die kontinuierliche Abtastung auch durch ein mechanisches System mit einer Abtastgeschwindigkeit von  $1 \frac{m}{s}$  durchgeführt werden. In beiden Fällen ist der Messaufwand, wie auch bei der DIN EN ISO 9614-1 sehr hoch. Zusätzlich muss die gesamte Messung in allen Verfahren zwei Mal durchgeführt werden.

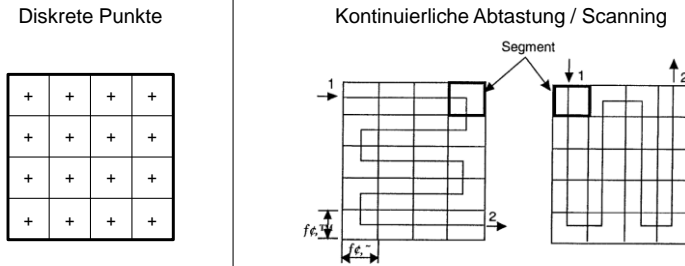


Abbildung 2.39: Diskrete Messpunkte (links) und Abtastungs-/Scanning-Pfade (rechts) (DIN EN ISO 9614-3, 2009)

Zur Bestimmung der Schalleistung wird in allen drei Verfahren in einem ersten Schritt die Normalkomponente der Schallintensität des jeweiligen Segments berechnet:

$$I_n = \vec{I} \cdot \vec{n}. \quad 2.50$$

Die Teilschalleistung des Segments  $i$  berechnet sich entsprechend folgender Formel:

$$P_i = I_{ni} S_i, \quad 2.51$$

mit dem Flächeninhalt des Segments  $S_i$ .

Hier ist  $I_{ni}$  bei Messungen nach DIN EN ISO 9614-1 der „Betrag der Normalkomponente der Schallintensität, gemessen am Punkt  $i$  auf der Messfläche“ (DIN EN ISO 9614-1, 2009), bei Messungen nach DIN EN ISO 9614-2 und 3 hingegen die „mittlere über das Segment gemittelte Normalkomponente der Schallintensität, gemessen im Segment  $i$  der Messfläche“ (DIN EN ISO 9614-3, 2009).

Die von dem Messobjekt abgegebene Schalleistung errechnet sich schließlich zu:

$$P = \sum_{i=1}^N P_i, \quad 2.52$$

mit der Gesamtanzahl an Segmenten  $N$ .



In folgender Tabelle sind die Grenzwerte der Standardabweichungen für die Messverfahren in verschiedene Genauigkeitsklassen unterteilt.

Tabelle 4: Unsicherheit bei der Bestimmung von Schallleistungspegeln (DIN EN ISO 9614-1, 2009)

Oktavband mitten- frequenzen [Hz]	Terzband- mitten- frequenzen [Hz]	Standardabweichungen $s^a$		
		Genauigkeits- -klasse 1 [dB]	Genauigkeits- -klasse 2 [dB]	Genauigkeits- -klasse 3 [dB]
63 bis 125	50 bis 160	2	3	—
250 bis 500	200 bis 630	1,5	2	—
1.000 bis 4.000	800 bis 5.000	1	1,5	—
—	6.300	2	2,5	—
A-bewertet	—	—	—	4

### 2.5.6 Messverfahren zur Bestimmung des Schallflusses mittels Reflexionsfaktormethode

Fischer (2017) beschreibt ein Verfahren zur Bestimmung des Schallflusses anhand der Reflexionsfaktormethode, basierend auf den Zusammenhängen zwischen Schalldruck und Schallschnelle für Schallwellen in glatten Röhren nach Möser (2009). Hierbei beschreiben folgende Gleichungen das Verhalten des Schalldrucks, respektive der Schallschnelle:

$$p(x) = p_0[e^{-ikx} + R \cdot e^{ikx}], \quad 2.53$$

$$v(x) = \frac{p_0}{\rho_0 c_0} [e^{-ikx} - R \cdot e^{ikx}], \quad 2.54$$

mit der Amplitude  $p_0$  der auf den Reflektor zueilenden Welle und dem Reflexionsfaktor  $R$  am Rohrausgang.

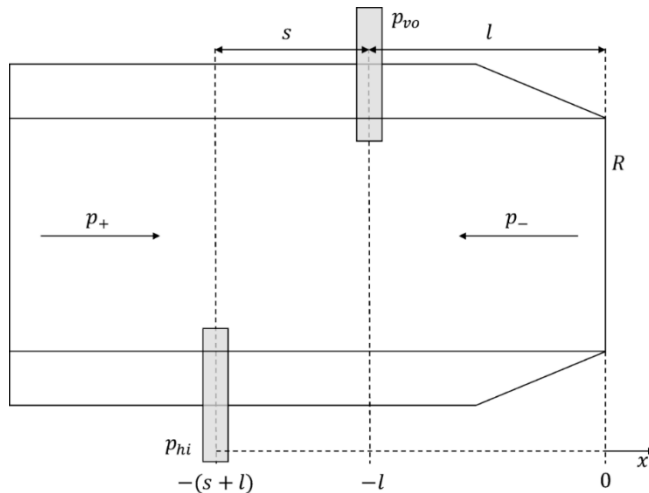


Abbildung 2.40: Prinzipskizze des Mundstücks einer Volumenschallquelle (von Rosenberg, 2015)<sup>8</sup>

Basierend auf Gl. 2.4, ergibt sich der Schallfluss am Ausgang des Mundstücks ( $x = 0$  in Abbildung 2.40) zu:

$$q(0) = A \cdot v(x=0) = A \cdot \frac{p_0}{\rho_0 c_0} [1 - R], \quad 2.55$$

mit der Querschnittsfläche des Austritts  $A$ . Hier gilt die Annahme einer laminaren Strömung bei  $x = 0$  und daraus folgend einer Normalenrichtung der Schallschnelle zur Kreisfläche des Austritts.

Die Amplitude  $p_0$  leitet sich aus dem gemessenen Schalldruck am vorderen Mikrofon  $p_{vo}$  ab.

$$p_0 = \frac{p_{vo}}{e^{ikl} + R \cdot e^{-ikl}}. \quad 2.56$$

<sup>8</sup> Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Aus der Luftschall-Übertragungsfunktion  $\frac{h_i}{H_{v0}}$  zwischen vorderem und hinterem Mikrofon aus Abbildung 2.40, leitet sich der Reflexionsfaktor ab:

$$H_{v0}^{\frac{h_i}{H_{v0}}} = \frac{p_{hi}}{p_{v0}} = \frac{e^{ik(s+l)} + R \cdot e^{-ik(s+l)}}{e^{ikl} + R \cdot e^{-ikl}}, \quad 2.57$$

$$R(f) = e^{2i \cdot \frac{2\pi f}{c_0} \cdot l} \cdot \left[ \frac{e^{i \cdot \frac{2\pi f}{c_0} \cdot s} - H_{v0}^{\frac{h_i}{H_{v0}}}}{\frac{h_i}{H_{v0}} - e^{-i \cdot \frac{2\pi f}{c_0} \cdot s}} \right]. \quad 2.58$$

Durch Einsetzen in Gl. 2.55 ergibt sich für den Schallfluss:

$$q(f) = p_{v0} \cdot \frac{A}{\rho_0 c_0} \cdot \frac{1 - R(f)}{e^{i \cdot \frac{2\pi f}{c_0} \cdot l} + R(f) \cdot e^{-i \cdot \frac{2\pi f}{c_0} \cdot l}}. \quad 2.59$$

Unter Annahme eines Monopolstrahlers als Quelle und bei geltenden Freifeldbedingungen kann die in Kapitel 2.2.1.3 gezeigte Beziehung zwischen Schallfluss und Schalleistung einer Quelle hergestellt werden und entsprechend Gl. 2.7 umgerechnet werden.

## 2.6 Numerische Simulationsmethoden der Akustik

Die stetig steigende Leistungsfähigkeit moderner Computer ermöglicht Ingenieuren neue Möglichkeiten hinsichtlich der numerischen Simulation des Verhaltens von Bauteilen. Auch im Fachbereich der Akustik wurden hierdurch neue Simulationsverfahren entwickelt. Die etablierten Verfahren, die Randelementemethode (BEM) und die Finite-Elemente-Methode (FEM) sollen im Folgenden vorgestellt werden. Als weitere Verfahren seien an dieser Stelle noch die Ersatzstrahlmethode (ESM) und die statistische Energieanalyse (SEA) erwähnt (Müller & Möser, 2017).

Die Wahl des Simulations- bzw. Analyseverfahrens hängt dabei von vielen verschiedenen Faktoren ab. Abbildung 2.41 gibt einen Überblick über die verschiedenen Anwendungsbereiche der angesprochenen Verfahren.

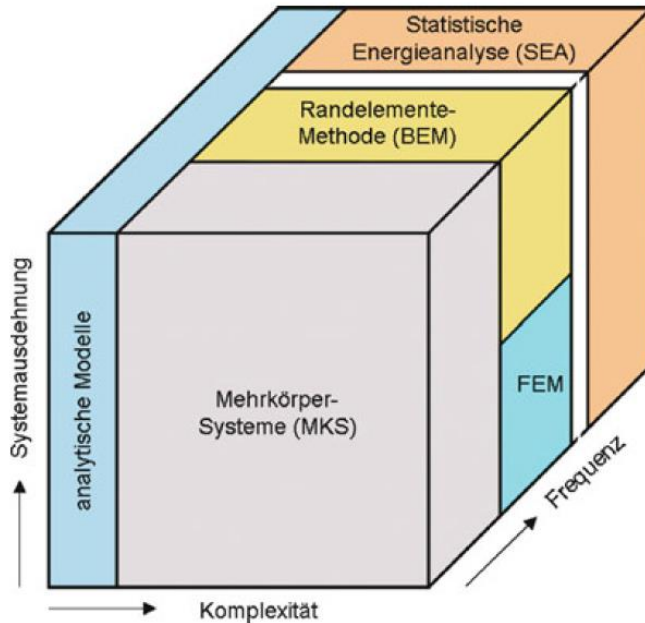


Abbildung 2.41: Anwendungsbereiche verschiedener Analyseverfahren (Zeller, 2018)

### 2.6.1 Randelementemethode (BEM)

Die Randelementemethode (engl.: Boundary Element Method) geht meist von der reduzierten Helmholtzgleichung im zwei- oder dreidimensionalen Raum aus:

$$\Delta p + k^2 p = 0, \quad 2.60$$

mit dem Laplace-Operator  $\Delta$  und der Wellenzahl  $k = \frac{\omega}{c}$ .

Aus dieser werden verschiedene Integralgleichungen abgeleitet, anhand derer die Druck- und Schnellegradienten schwingender Körper und damit deren abgestrahltes Schallfeld berechnet werden können (Müller & Möser, 2017).

Bei der BEM wird im Gegensatz zur FEM nur die Oberfläche bzw. die Randelemente des Körpers modelliert. Dadurch benötigen dreidimensionale Problemstellungen nur eine zweidimensionale Ortsdiskretisierung.

## 2.6.2 Finite-Elemente-Methode (FEM)

Ursprünglich entsprang die FEM aus der Motivation, komplexe elastomechanische Zusammenhänge ganzheitlich zu erfassen. Diese werden (auch heute noch) oftmals mittels diskretem Modell, z.B. Feder-Masse-Schwinger, idealisiert. Daraus folgt eine Systemantwort aus gekoppelten linearen Gleichungen. Mittels kontinuierlicher Modelle hingegen können komplexe Modelle, z.B. bestehend aus komplizierten Geometrien, überlagerten Lastfällen und aus verschiedenen Werkstoffen, mittels Differenzialgleichungen beschrieben werden. Deren Lösung ist die Aufgabe der FEM (Klein, 2015).

Bezogen auf die (Vibro-)Akustik treten häufig linear-elastische Verhalten auf. Diese können anhand der folgenden Differenzialgleichung gelöst werden:

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F_{ext}, \quad 2.61$$

mit der Massenmatrix  $M$ , der Dämpfungsmatrix  $C$ , der Steifigkeitsmatrix  $K$  sowie dem äußeren Kraftvektor  $F_{ext}$ .

Mit Hilfe der Systemantwort kann an den Koppelflächen von Struktur und umgebender Luft die Schallabstrahlung berechnet werden. Dabei wird aus rechentechnischen Gründen nur das akustische Nahfeld mit finiten Elementen modelliert. Nach konventioneller FEM herrschen im Randbereich allerdings entweder Neumann-Randbedingungen oder Dirichlet-Randbedingungen, welche aufgrund ihrer schallharten bzw. schallweichen Randbedingung immer zu einer Totalreflexion der einfallenden Wellen führen und somit nicht der Schallabstrahlung im Freifeld entsprechen. Um diese Problemstellung zu lösen, müssen Randbedingungen eingeführt werden, welche auf den Rand des Rechengebietes eintreffende Wellen absorbieren. Die drei wichtigsten Varianten hierzu sollen im Folgenden vorgestellt werden (Lerch et al., 2009).

### 2.6.2.1 Infinite Elemente

Hierbei wird der Rand des Rechengebiets auf der Außenseite in Richtung der Abstrahlung mit infiniten Elementen belegt. Diese weisen spezielle

Ansatzfunktionen auf, so dass sie die Sommerfeld'sche Abstrahlungsbedingung erfüllen. Jene Bedingung besagt, dass wenn alle Quellen im Endlichen liegen, sich das Strahlungsfeld im Unendlichen wie eine auslaufende Kugelwelle verhält (Lerch et al., 2009).

$$r \left( \frac{\partial \psi}{\partial r} + jk \underline{\psi} \right) = 0, \quad r \rightarrow \infty, \quad 2.62$$

mit dem Geschwindigkeitspotential  $\psi$

### 2.6.2.2 Absorbierende Randbedingung

Bei dieser Variante wird die Randbedingung so gestaltet, dass eine aus einer bestimmten Richtung einfallende Welle ohne Reflexion durch den Rand hindurchgelassen wird. Wellen in entgegengesetzter Richtung hingegen, dürfen reflektiert werden. In nachfolgender Abbildung ist der Unterschied zwischen der Neumann-Randbedingung und der absorbierenden Randbedingung dargestellt.

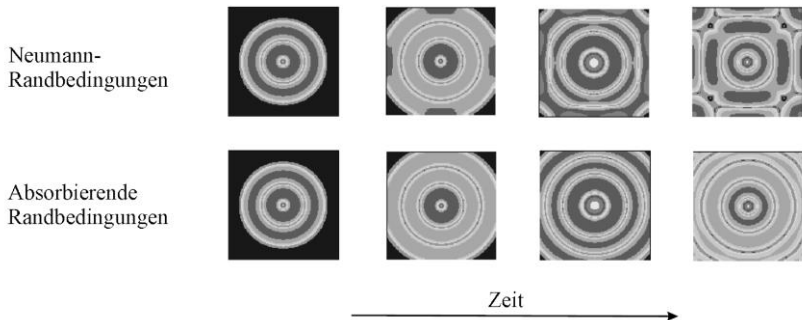


Abbildung 2.42: Verhalten einer Kugelwelle unter Neumann- und unter absorbierenden Randbedingungen (Lerch et al., 2009)

### 2.6.2.3 Perfectly Matched Layer (PML)

Bei der PML-Methode wird eine Dämpfungsschicht um das Rechengebiet gelegt. Durch diese Schicht werden vom Rechengebiet eintreffende Wellen ideal absorbiert. Zur Vermeidung störender Reflexionen beim Übertritt der Welle in die Dämpfungsschicht, müssen die Impedanzen der Dämpfungsschicht und der Schicht der Randzone des Rechengebiets gleich sein. Dies wird mit Hilfe des

Reflexionsfaktors  $R$  sichergestellt, welcher sich aus den Schallkennimpedanzen zweier Medien links ( $a_1$ ) und rechts ( $a_2$ ) der Grenzfläche errechnet.

$$R = \frac{Z_{a2} - Z_{a1}}{Z_{a2} + Z_{a1}} \quad \text{mit } Z_{a1} = \rho_0 c, Z_{a2} = \tilde{\rho}_0 \tilde{c} \quad 2.63$$

Aus der Forderung der Impedanzanpassung folgt:

$$Z_{a1} = \rho_0 c = Z_{a2} = \tilde{\rho}_0 \tilde{c} \quad 2.64$$

Hierbei muss lediglich das Produkt  $\rho_0 c$  mit  $\tilde{\rho}_0 \tilde{c}$  übereinstimmen und nicht die jeweilige Dichte oder Schallgeschwindigkeit. Somit wird für die Dichte und Schallgeschwindigkeit in der Dämpfungsschicht folgender komplexer Ansatz gewählt, welcher  $Z_{a1} = Z_{a2}$  stets erfüllt:

$$\underline{\tilde{\rho}} = \tilde{\rho}_0 (1 - j\sigma_\varepsilon), \quad \underline{\tilde{c}} = \frac{\tilde{c}}{1 - j\sigma_\varepsilon} \quad 2.65$$

Daraus folgt, dass die Dämpfung im Dämpfungsgebiet anhand des Dämpfungsfaktors  $\sigma_\varepsilon$  frei definiert werden kann, ohne in einer Reflexion der Schallwelle an der Grenzschicht zu resultieren (Lerch et al., 2009).

Eine Sonderform der PML ist die Adaptive Perfectly Matched Layer Methode (APML). Im Gegensatz zur PML, bei der die Dämpfungsschicht für den gesamten Frequenzbereich gilt, wird bei der APML die Dicke, die Elementgröße und der Dämpfungsverlauf in der Dämpfungsschicht für einzelne Frequenzbereiche individuell angepasst. Dadurch kann die Rechenzeit und Modellgröße sowie die Genauigkeit des Modells vor allem für Simulationen in einem breiten Frequenzbereich optimiert werden (Free Field Technologies SA, 2016).

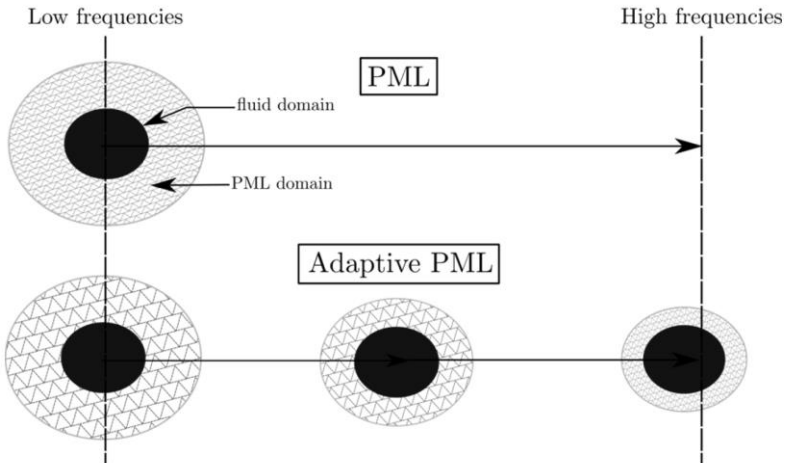


Abbildung 2.43: Unterschied zwischen PML- und APML-Methode (Free Field Technologies SA, 2016)

## 2.7 Verfahren zur Erzeugung von Teilflächen

Durch die frei per Hand geführte Durchführung von Messungen mit der in Kapitel 2.3.3 beschriebenen 3D-Schallintensitätssonde mit einem System zur Positionserfassung, erhält man als Ergebnis stets eine unstrukturiert im Raum verteilte Wolke aus abgetasteten Messpunkten. Zur Berechnung der Schalleistung auf Basis von Schallintensitätsmessungen (vgl. Kapitel 2.5.5) wird jedoch für jeden Messpunkt eine entsprechende Teilfläche benötigt, welche an die benachbarten Teilflächen angrenzen muss, diese allerdings nicht überschneiden darf. Die gesamten Teilflächen sollen schließlich eine einhüllende Fläche um die entsprechende Schallquelle ergeben. Bei einer räumlich zufällig verteilten Menge an Schallintensitätsvektoren, im Gegensatz zu den auf einer vordefinierten Fläche verteilten Vektoren nach der DIN EN ISO 9614, ist die Erzeugung solcher Teilflächen nicht trivial.

In diesem Kapitel sollen Verfahren vorgestellt werden, welche einer zufällig verteilten Punktwolke entsprechende Teilflächen zuordnen. Das wohl bekannteste ist das Voronoi-Diagramm, welches auf der Delaunay-Triangulation basiert (Aurenhammer, Klein & Lee, 2013). Hierbei werden in einem ersten Schritt Dreiecke



aus den nächsten Nachbarn der Messpunkte gebildet (Delaunay-Triangulation). Im zweiten Schritt werden die Mittelsenkrechten der Seiten der Dreiecke bis zu den jeweiligen Schnittpunkten eingezeichnet. Aus diesen Mittelsenkrechten ergibt sich schließlich das Voronoi-Diagramm. Für Punktwolken im zweidimensionalen Raum ist dies sehr einfach durchzuführen. In Abbildung 2.44 ist diese Vorgehensweise beispielhaft dargestellt. Es gilt zu beachten, dass die Punkte  $p$ ,  $q$ ,  $r$  und  $s$  kozirkular zu  $v$  sind, d.h. auf einem Kreis mit dem Mittelpunkt  $v$  liegen. In diesem Fall kann ein Vieleck anstatt einem Dreieck entstehen.

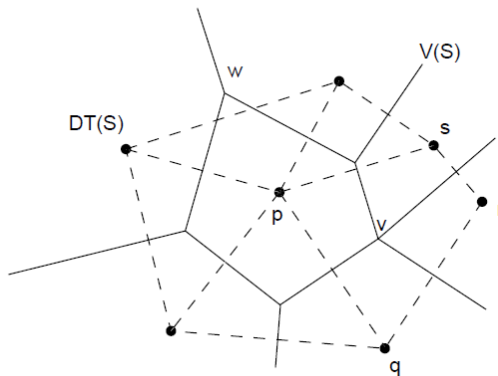


Abbildung 2.44: Voronoi-Diagramm (V) auf Basis der Delaunay-Triangulation (DT) (Aurenhammer et al., 2013)

Aurenhammer (1991) fasst in *Voronoi Diagrams – A Survey of a Fundamental Geometric Data Structure* eine Vielzahl an Abwandlungen des Voronoi-Diagramms (hauptsächlich im zweidimensionalen Raum) zusammen. Weiterhin geben Kolbe, König & Nagel (2011) in *Advances in 3D Geo-Information Sciences* einen Überblick über weitere Anwendungen der Delaunay Triangulation und des Voronoi Diagramms.

Die aus der angesprochenen Messdurchführung mittels 3D-Schallintensitätssonde resultierenden Punktwolken im dreidimensionalen Raum stellen jedoch eine größere Herausforderung dar.

Die Anwendung des Voronoi Diagramms im dreidimensionalen Raum beschreiben Augenbaum & Peskin (1985) anhand der Erzeugung eines Voronoi-Netzes auf einer

Sphäre. Eine Abbildung dessen, bestehend aus 1460 sphärischen Polygonen, ist nachfolgend dargestellt.

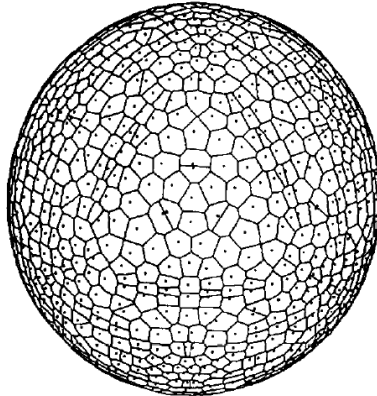


Abbildung 2.45: Voronoi-Netz auf einer Sphäre (Augenbaum & Peskin, 1985)

Na, Lee & Cheong (2002) greifen diese Vorgehensweise auf und erweitern sie um die Ableitung sphärischer Voronoi-Diagramme aus zwei planaren Voronoi-Diagrammen. Jedoch gilt hierbei stets die Bedingung eines ideal sphärischen Körpers als Grundfläche der Punktwolke.

Weiterhin beschreiben Ying, Xu, Li & Mao (2015) die Berechnung von 3D-Voronoi-Zellen, welche eine dreidimensionale Punktwolke in partielle dreidimensionale Zellen aufteilt. In der nachfolgenden Abbildung sind ein solches 3D-Voronoi-Diagramm und eine 3D-Voronoi-Zelle dargestellt.

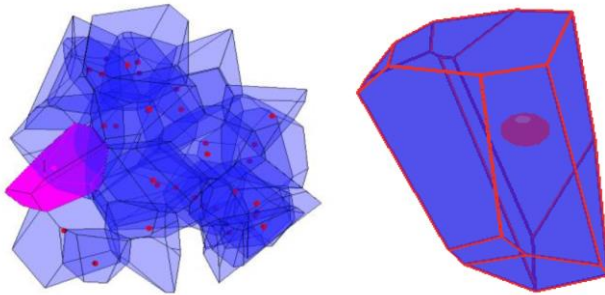


Abbildung 2.46: 3D-Voronoi-Diagramm und 3D-Voronoi-Zelle (Ying et al., 2015)

Edelsbrunner & Mücke (1994) zeigen in *Three-Dimensional Alpha Shapes* ein Verfahren, mit welchem aus einer finiten Anzahl an Punkten im dreidimensionalen Raum eine entsprechende dreidimensionale Einhüllende erzeugt wird. Auch hier bildet die Delaunay-Triangulation die Grundlage, mit deren Hilfe Dreiecke aus den nächsten Nachbarn der Punktwolke gebildet werden. Bei der reinen Delaunay-Triangulation jedoch, wird der gesamte Raum innerhalb der Punktwolke mit Dreiecken aufgefüllt. Dies wird durch die Einschränkung des Radius, welcher alle drei Punkte des jeweiligen Dreiecks einschließt, zu einem Wert von  $R < \alpha$  umgangen. Dadurch wird einerseits verhindert, dass eine die Punktwolke maximal konvex umschließende Hüllfläche erzeugt wird (Abbildung 2.47 rechts), andererseits können bei einem zu gering gewähltem Wert für  $\alpha$  jedoch Hüllflächen mit leeren Teilflächen entstehen (Abbildung 2.47 – zweite von links). Ziel ist es also, je nach Punktwolke, einen geeigneten Wert  $\alpha$  zu definieren.

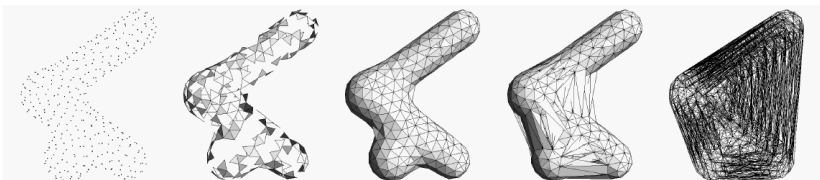


Abbildung 2.47: Dreidimensionale Punktwolke und deren verschiedene Alpha-Shapes (Teichmann & Capps, 1998)

## 3 Motivation und Zielsetzung

### 3.1 Motivation

Wie bereits in Kapitel 1 dargelegt, stellt die Urbanisierung für die moderne Gesellschaft ein zunehmend großes Problem dar (Kloepfer et al., 2006). Vor allem die Lärmbelästigung nimmt dadurch stetig zu, weshalb versucht wird dieser durch strengere Grenzwertvorgaben für die Geräuschpegel von Maschinen und Fahrzeugen entgegenzuwirken. Diese sind einerseits Innovationstreiber, stellen für die Hersteller andererseits jedoch eine große Herausforderung dar.

Hinsichtlich des Außengeräuschs von Kraftfahrzeugen gibt das europäische Parlament in der Verordnung (EU) Nr. 540/2014 (2014) einen Grenzschalldruckpegel vor, welcher für Kraftfahrzeuge mit einem Leistungs-Masse-Verhältnis von  $\leq \frac{120 \text{ kW}}{1000 \text{ kg}}$  bereits im Jahre 1970 mit  $82 \text{ dB}(A)$  festgelegt wurde, heutzutage einen Wert von  $72 \text{ dB}(A)$  beträgt und bis zum Jahr 2024 sukzessive auf  $68 \text{ dB}(A)$  abgesenkt wird. Bedenkt man die logarithmische Umrechnung des Schalldruckpegels (siehe Kapitel 2.2.1.4), handelt es sich hierbei seit 1970 um mehr als eine Viertelung des effektiven Schalldrucks.

Analysen und Optimierungen hinsichtlich der akustischen Eigenschaften von Produkten bzw. Fahrzeugen finden, wie im Stand der Forschung dargelegt, jedoch oftmals erst in späten Phasen des Produktentwicklungsprozesses statt. Dabei sind meist nur noch Notlösungen im Sinne des akustischen Troubleshooting möglich, da Änderungen in dieser Phase mit hohen Kosten und großem Aufwand verbunden sind. Es gilt der Zielkonflikt nach Grabowski & Geiger (1997):

*„Früh kann man viel bewegen, aber man kennt die Auswirkungen kaum. Später kann man leicht beurteilen, aber kaum mehr ändern.“*

Weiterhin sind die zur Zulassung nötigen Messverfahren nach der in Kapitel 2.5.2 beschriebenen DIN ISO 362-1/3 bislang nur an einem Gesamtfahrzeug durchführbar. Die Normen setzen Messungen unter Freifeldbedingungen voraus, wodurch diese entweder auf eigens zu diesem Zweck gebauten Messstrecken im Freien oder auf Akustikrollenprüfständen durchgeführt werden müssen. Es besteht

daher der Bedarf an neuen Methoden, welche anhand einer akustischen Quantifizierung der Subsysteme und deren Übertragung auf Gesamtfahrzeugebene eine Ableitung von Grenzwerten ermöglichen. Die Methode soll dabei unabhängig von den jeweiligen Umgebungsbedingungen anwendbar sein. Dadurch können Prognosen hinsichtlich des akustischen Einflusses von Subsystemen in früheren Phasen des Entwicklungsprozesses, bis hin zur „Frühen Phase der PGE – Produktgenerationsentwicklung“ (Albers, Rapp, et al., 2017) getroffen werden. Darüber hinaus basieren Produkte im Kontext der PGE stets auf vorangegangenen Produktgenerationen und teilweisen Übernahmen. Somit kann durch geeignete Methodenanwendung das entsprechende Vorwissen für die Entwicklung zukünftiger Generationen hinsichtlich der Fahrzeugakustik genutzt werden.

Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt dabei auf dem in Abbildung 3.1 kategorisierten Gesetzgeberaspekt im Sinne der Vorbeifahrtmessung nach DIN ISO 362-1, bedingt durch die genannte Verordnung (EU) Nr. 540/2014. Ableitungen für den Kunden- und Umweltaspekt, z.B. hinsichtlich der Klanggestaltung, sind durch eine entsprechende Erweiterung der entwickelten Methoden, z.B. um psychoakustische Bewertungen des Fahrzeugaußengeräuschs jenseits des A-bewerteten Gesamtschalldruckpegels, durchaus denkbar. Grundlage hierfür bilden die durch diese Arbeit ermöglichten Prognosen des Schalldruckpegels im Frequenzbereich.

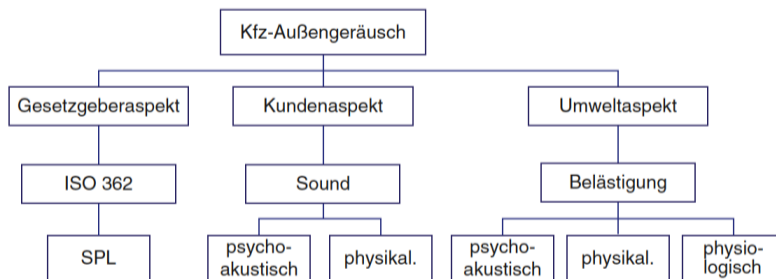


Abbildung 3.1: Relevante Aspekte der Fahrzeugaußenakustik (Genuit, 2010)

## 3.2 Zielsetzung

Anhand der Erkenntnisse aus dem aktuellen Stand der Forschung soll in dieser Arbeit eine Methode zur effizienten und frühzeitigen Prognose des Einflusses von

Subsystemen auf das gemäß der Vorbeifahrtmessung erfasste Außengeräusch von Fahrzeugen entwickelt werden. Um eine größtmögliche Effizienz zu ermöglichen, sollen die Subsysteme hierbei unter deutlich verringertem messtechnischem Aufwand, auf Basis der Schalleistung, akustisch quantifiziert werden. Da die Anschaffung von modernen Messräumen sehr teuer und die Messdurchführung durch geschultes Personal sehr aufwändig ist, besteht hier ein großes Potenzial zur Kostenersparnis. Weiterhin soll das Wissen hinsichtlich der akustischen Eigenschaften aus vorangegangenen Produktgenerationen nutzbar gemacht werden. Hierdurch lässt sich der Produktentwicklungsprozess, z.B. anhand von abgeleiteten Zielwertvorgaben, deutlich verkürzen.

Anhand des Standes der Forschung, der in der Motivation dargelegten Forschungslücken und Bedarfe sowie der Zielsetzung, wird die zentrale Forschungshypothese der Arbeit wie folgt formuliert:

### **Zentrale Forschungshypothese**

Durch eine effiziente akustische Quantifizierung der Subsysteme des Antriebs und des Fahrwerks können deren Einflüsse auf die Außenakustik von Fahrzeugen hinsichtlich der ECE-Homologation (Verordnung (EU) Nr. 540/2014, 2014) in früheren Phasen des Entwicklungsprozesses prognostiziert werden.

Diese lässt sich weiterhin in mehrere Teilhypothesen untergliedern, welche nachfolgend dargelegt sind:

### **Teilhypothesen**

- Subsysteme können in stationären Zuständen unabhängig von den Umgebungsbedingungen akustisch quantifiziert werden.
- Dynamische Zustände des Fahrzeugs können auf Basis der Interpolation stationärer Zustände abgebildet werden.
- Die Übertragung des akustischen Einflusses von Subsystemebene auf Gesamtsystemebene kann sowohl messtechnisch als auch simulativ durchgeführt werden.

Aus der zentralen Forschungshypothese sowie den Teilhypothesen können schließlich die konkreten Forschungsfragen abgeleitet werden.

### **Forschungsfragen**

Anhand der in der Forschungshypothese genannten akustischen Quantifizierung der Subsysteme leitet sich die erste Forschungsfrage ab:

Welche Methoden und Ressourcen können eingesetzt werden, um eine effiziente akustische Quantifizierung zu ermöglichen?

- Was sind deren Grenzen?
- Inwieweit müssen neue Methoden erforscht und entwickelt werden?

Die zweite Forschungsfrage betrifft die Prozessualisierung der Methoden zur Anwendung in Frühen Phasen der Fahrzeugentwicklung:

Wie können bestehende sowie neu entwickelte Methoden in eine systematische Vorgehensweise überführt werden und wie lassen sich diese für eine produktgenerationsübergreifende Entwicklung einsetzen?

## 4 Forschungsvorgehen

Das Forschungsvorgehen der vorliegenden Arbeit orientiert sich an dem durch Marxen (2014) sowie Marxen & Albers (2012) beschriebenen Forschungsdesign. Dieses baut auf den fünf Kategorien des Forschungsdesigns nach Cantamessa (2003) auf, welche im Folgenden aufgelistet sind:

- I. Empirische Forschung (Empirical Research – ES), in der Forscher reale Entwicklungsprozesse analysieren.
- II. Entwicklung neuer Werkzeuge und Methoden (Development of new tools and methods – NT) welche der Unterstützung des gesamten oder Teilen des Entwicklungsprozesses dienen.
- III. Experimentelle Forschung (Experimental Research – EX) in der Forscher gezielt Entwicklungsprozesse in einer kontrollierten Umgebung gestalten.
- IV. Umsetzungsstudien (Implementation Studies – IS) in der Forscher die Implementierung innovativer Methoden und Tools erörtern.
- V. Sonstige (Other – OTH), inklusive Beiträgen hinsichtlich Theorie und Lehre.

Diese werden durch Marxen (2014) und Marxen & Albers (2012) in ein Modell überführt, in welchem die einzelnen Kategorien als Phasen durchlaufen werden. Die Phasen sind in Abbildung 4.1 dargestellt.



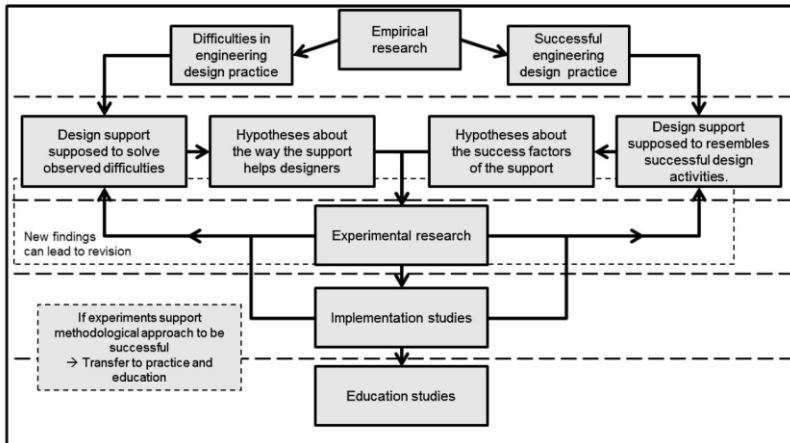


Abbildung 4.1: Phasen der entwicklungsmethodischen Forschung nach Marxen (2014)

Phase I ergibt sich im Kontext dieser Arbeit aus der Recherche und den Analysen im Rahmen von öffentlich geförderten Projekten und Kooperationsprojekten mit Industriepartnern. Im Stand der Forschung in Kapitel 2 werden aktuelle Vorgehensweisen und dabei vorhandene Forschungslücken dargelegt.

Phase II enthält die Hypothesen hinsichtlich der Unterstützung des Entwicklungsprozesses bzw. der Entwickler durch die neu entwickelten Methoden. Diese sind in Kapitel 3 dargelegt. Als zentraler Bestandteil dieser Arbeit wird in Kapitel 5 die Entwicklung einer neuen Methode zur effizienten Bestimmung der Schalleistung dargelegt.

Phase III ist die Anwendung dieser in kontrollierten Umgebungen. Im Rahmen dieser Arbeit bedeutet dies eine Anwendung an Gesamtfahrzeug- sowie Subsystemprüfständen. Dies ist in Kapitel 6 aufgezeigt.

Phase IV, die reale Umsetzung von innovativen Werkzeugen und Methoden wird in Kapitel 7 am Beispiel der Prognose des Außengeräuschs von Fahrzeugen durchgeführt. In Kapitel 8 wird weiterhin eine Zusammenführung der neuen Methode mit numerischen Simulationen diskutiert. Schließlich wird in Kapitel 9 die Einbindung der Methoden in den Produktentstehungsprozess aufgezeigt.

Die Anwendung in der Lehre aus Phase V wird hier anhand von betreuten Abschlussarbeiten ausgeführt. Unter Berücksichtigung der möglichen

Anschlussuntersuchungen an diese Arbeit wäre weiterhin eine Einbindung in Vorlesungen und Praktika denkbar.

Die detaillierte Vorgehensweise in dieser Arbeit ist in Abbildung 4.2 in Form eines Ablaufdiagramms abgebildet. Die beschriebenen Teilschritte werden dabei aus den genannten Phasen II, III und IV abgeleitet.

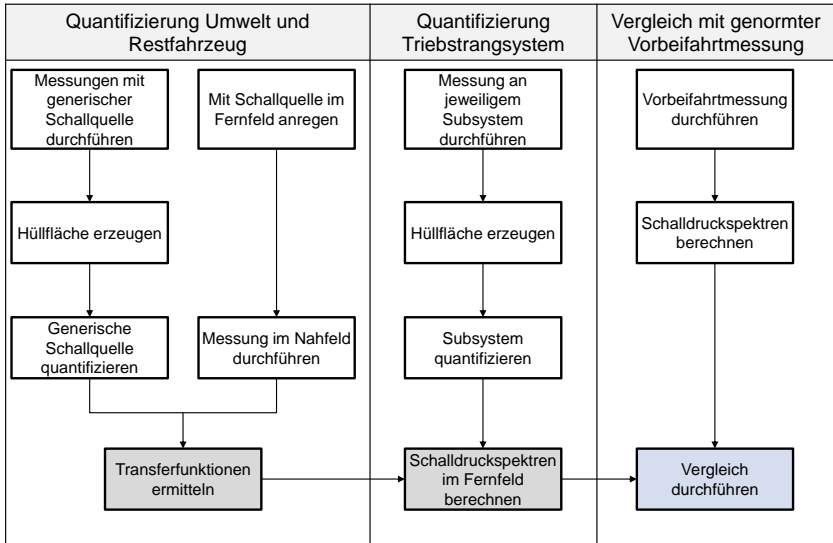


Abbildung 4.2: Ablaufdiagramm zur Prognose des Fahrzeugaußengeräuschs



## **5 Methode zur effizienten Bestimmung der Schalleistung**

Entsprechend der Phase II des in Kapitel 4 gezeigten Forschungsvorgehens nach Marxen (2014) und Marxen & Albers (2012), wird in diesem Kapitel die Entwicklung einer neuen Methode, welche auf der Ermittlung der Schalleistung anhand von Schallintensitätsmessungen ohne vordefinierte Messfläche (im Folgenden *Freiform-Schallintensitätsmessungen* genannt) basiert, im Detail erläutert. Dazu werden in Kapitel 5.1 vorerst die in den Grundlagen beschriebenen standardisierten Messverfahren mittels vordefinierter Messfläche bewertet. Darauf folgen die Darlegung der neuen Methode zur Schalleistungsbestimmung mittels Freiform-Schallintensitätsmessungen, sowie deren Verifizierung in Kapitel 5.2 und 5.3. Abschließend wird in Kapitel 5.4 auf die Möglichkeiten zur Interpolation des Schalldruckpegelverlaufs auf Basis stationärer Zustände eingegangen.

### **5.1 Bestimmung der Schalleistung anhand normierter Verfahren**

In diesem Abschnitt sollen die Verfahren zur Schalleistungsbestimmung nach aktuellem Stand der Forschung, welche in Kapitel 2.5.3 bis 2.5.5 eingeführt wurden, hinsichtlich deren Eignung in der Fahrzeugentwicklung untersucht werden.

#### **DIN EN ISO 3744**

Das Verfahren nach DIN EN ISO 3744 ist für die Durchführung in reflexionsarmen (Halb-)Räumen ausgelegt. Diese Räume sind in ihrer Anschaffung sehr teuer und bringen in der Ausführung mit langen Absorberkeilen einen großen Platzbedarf mit sich. Bei Kombination eines reflexionsarmen Halbraums mit einem Subsystemprüfstand oder einem Gesamtfahrzeug-Rollenprüfstand, steigen die Kosten nochmals deutlich, da hier besondere Anforderungen an die Mechanik und Entlüftungstechnik gelten (vgl. Kapitel 2.4.1). Weiterhin ist der Messaufbau für dieses Verfahren sehr aufwändig. Zwar gibt es von diversen Messtechnikherstellern vorgefertigte Schalleistungshemisphären für einen schnelleren Messaufbau, wie in der folgenden Abbildung dargestellt. Jedoch müssen auch diese aufgebaut,

verkabelt sowie kalibriert werden und sind weiterhin nur für kleine Messobjekte geeignet.<sup>9</sup>



Abbildung 5.1: Schalleistungshemisphäre (Norsonic-Tippkemper GmbH, 2021)

### **DIN EN ISO 3741**

Das Verfahren nach DIN EN ISO 3741 erfordert einen Hallraum (vgl. Kapitel 2.4.2) für die Messdurchführung. Hallräume sind in ihrer Anschaffung in der Regel etwas günstiger als reflexionsarme Räume oder Halbräume, da die Anforderungen an das verwendete Material niedriger sind. Allerdings müssen auch diese Räume gewisse Dimensionen erfüllen oder bedürfen in einigen Fällen besonderer Eignungsprüfungen, welche den Messaufwand erhöhen. Der Messaufbau ist generell sehr aufwändig und zeitintensiv, da dieser unter anderem von den Dimensionen des Raums abhängig ist und für die normgerechte Mittelung eine Vielzahl an Quellenpositionen zu vermessen ist.

### **DIN EN ISO 9614**

Die Schalleistungsbestimmung auf Basis der Schallintensität nach DIN EN ISO 9614 hat viele Vorteile. Der größte Vorteil dabei ist, die Möglichkeit unabhängig von akustischen Umgebungsbedingungen messen zu können, sofern diese stationär sind. Dieser Sachverhalt wurde unter anderem durch Fernández Comesaña, Peksel & de Bree (2014) untersucht und nachgewiesen. Daher sind für diese Verfahren

---

<sup>9</sup> Die größte erhältliche Schalleistungshemisphäre hat einen Durchmesser von 2 m, wobei das Messobjekt deutlich kleiner sein muss als die Hemisphäre.

keine speziellen Akustikräume, wie reflexionsarme Räume oder Hallräume nötig, was enorme Kosten einspart. Jedoch bedürfen die Verfahren einer aufwändigeren Vorbereitung bzw. eines aufwändigeren Messaufbaus und -durchführung. Dies liegt unter anderem daran, dass für diese Verfahren eine vordefinierte Messfläche nötig ist, auf der mittels 1D-Schallintensitätssonden gemessen wird. Der Aufbau nach DIN EN ISO 9614-1 – der Schalleistungsbestimmung anhand diskreter bzw. fester Messpunkte – ist vom Aufwand vergleichbar mit dem der DIN EN ISO 3744. Dies gilt jedoch nur für den Fall, dass eine Vielzahl an Schallintensitätssonden vorhanden ist, welche wiederum teuer in der Anschaffung sind. Ist dies nicht der Fall und jeder Messpunkt muss mit einer einzelnen Sonde gemessen werden, sprich ein Umbau nach jedem Messdurchlauf, erhöht sich der Zeitaufwand enorm. Das Verfahren nach DIN EN ISO 9614-3 – der Schalleistungsbestimmung mittels Scanning-Verfahren auf einer vordefinierten Fläche – ist vom Aufwand hinsichtlich des Aufbaus ebenfalls vergleichbar mit der DIN EN ISO 3744. Da hierbei jedoch eine Messfläche mit einer 1D-Schallintensitätssonde exakt händisch abgefahren werden muss, bedarf dieses Verfahren eines sehr erfahrenen Messtechnikers bzw. -ingenieurs. Bei einem mechanischen Abfahren der Messfläche steigen die Anschaffungskosten wiederum deutlich.

In Abbildung 5.2 ist ein weiterer entscheidender Vorteil der Schalleistungsbestimmung mittels Schallintensitätsmessungen noch einmal grafisch in idealisierter Form verdeutlicht. Dabei ist zu erkennen, dass im Fall einer Schallquelle innerhalb der vermessenen Hüllfläche (links) die ermittelte Schalleistung genau der der Quelle emittierten Schalleistung entspricht. Im Fall der Anbringung einer Schallquelle außerhalb der Hüllfläche (rechts), also einem leeren Volumen innerhalb der Hüllfläche, entspricht die ermittelte Schalleistung  $0\text{ W}$ . In der praktischen Anwendung bedeutet dies, dass Schallquellen außerhalb der gemessenen Hüllfläche, welche bei Messungen mittels Mikrofonen das Messergebnis verfälschen würden (z.B. Störquellen), im Idealfall keinen und in der Realität nur einen vernachlässigbar geringen Einfluss auf die Schalleistungsbestimmung von Quellen innerhalb der Hüllfläche haben. Wohlgemerkt, das von der Schallquelle emittierte Signal – sowohl im linken als auch im rechten Fall – muss über die gesamte Messdauer konstant bleiben.

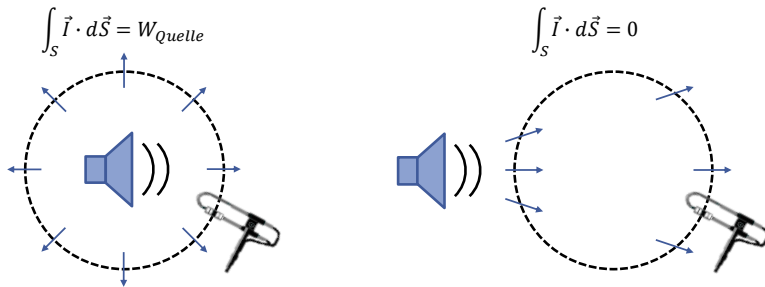


Abbildung 5.2: Schalleistungsbestimmung mittels Schallintensitätssonde (Spica, 2009) – adaptiert durch Behrendt, Landes & Albers (2017)

Es bleibt also festzuhalten, dass das Verfahren nach DIN EN ISO 9614-3 mittels Scanning auf einer vordefinierten Hüllfläche die besten Aussichten auf eine günstige Anwendung im Bereich der Fahrzeugakustik, z.B. auf Antriebsstrang- oder Gesamtfahrzeugprüfständen bietet. Allerdings ist die vordefinierte Hüllfläche und das dadurch bedingte exakte Abfahren eine große Einschränkung, weshalb im Folgenden eine neu entwickelte Methode vorgestellt wird, welche die Schalleistungsbestimmung anhand von Freiform-Schallintensitätsmessungen ermöglicht. Dazu bedarf es weiterhin der Erzeugung von Teilflächen zur entsprechenden Erfassung von Teilschalleistungen, welche ebenfalls nachfolgend dargelegt wird.

## 5.2 Neue Methode mittels Freiform-Schallintensitätsmessungen

In diesem Abschnitt wird die neue Methode zur Ermittlung der Schalleistung anhand von Freiform-Schallintensitätsmessungen dargelegt und sowohl an einem theoretischen Beispiel, als auch an einfachen physischen Messobjekten angewendet.

Wie zuvor beschrieben, bringt die Bestimmung der Schalleistung auf Basis von Schallintensitätsmessungen viele Vorteile mit sich. Unter anderem die Möglichkeit der Messdurchführung bei vorhandenen stationären Störquellen sowie des möglichen Verzichts auf teure Messumgebungen wie reflexionsarme Räume.



Abbildung 5.3: 3D-Schallintensitätssonde mit Positionserfassung (Janssens et al., 2013)

Anhand der in Kapitel 2.3.3 beschriebenen 3D-PP-Schallintensitätssonde mit Positionserfassung können Schallintensitätsmessungen ohne eine vordefinierte Messfläche durchgeführt werden. Die Sonde wird dabei handgeführt um das Messobjekt bewegt. Eine Kamera erfasst die aktuelle Position des Messgeräts und mit Hilfe eines Gyroskops innerhalb der Sonde wird die exakte Position und Orientierung der Sonde bestimmt. Dadurch wird jedem Punkt im Raum, an welchem die Sonde bewegt wurde ein zeitlich gemittelter Schallintensitätsvektor<sup>10</sup> zugeordnet. Die Berechnung des jeweiligen Schallintensitätsvektors anhand der vier tetraedrisch angeordneten Mikrofone im Messkopf der Schallintensitätssonde beruht dabei auf den in Kapitel 2.3.3 gezeigten Formeln aus Gl. 2.28 bis 2.30 und geschieht automatisiert durch die verwendete Messsoftware.

---

<sup>10</sup> Das Zeitintervall für die Mittelung hängt, entsprechend dem Unschärfe-Prinzip, von der gewählten Frequenzauflösung ab



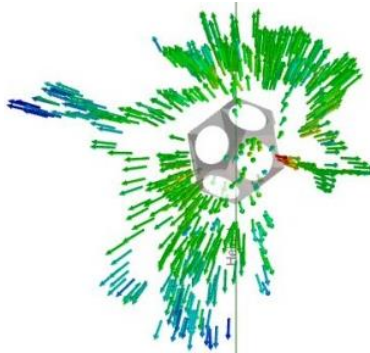


Abbildung 5.4: Verteilung der Schallintensitätsvektoren bei einer Messung mittels 3D-Schallintensitätssonde (Behrendt et al., 2017)

In Abbildung 5.4 ist ein typisches Ergebnis einer Messung mittels handgeführter 3D-Schallintensitätssonde (vgl. Kapitel 2.3.3) dargestellt. Darin ist zu erkennen, dass die Schallintensitätsvektoren weder eine perfekte kugel- oder quaderförmige Hüllfläche ergeben, noch eine äquidistante Verteilung aufweisen. Die hohe Abweichung von einer idealen kugelförmigen Ausprägung der Hüllfläche macht die Anwendung der in Kapitel 2.7 eingeführten Voronoi-Diagramme und dessen Abwandlungen zur Hüllflächenberechnung unmöglich. Des Weiteren erschwert die nicht-äquidistante Verteilung der Schallintensitätsvektoren die Bestimmung der jeweiligen Teilfläche eines Vektors. Aus diesem Grund bedarf es einer neuen Methode zur Bestimmung der Schalleistung auf Basis der Schallintensität mittels Freiform-Messpunkten. Diese soll im Folgenden vorgestellt werden.

Für die Bildung einer Hüllfläche aus zufällig räumlich verteilten Messpunkten, werden in einem ersten Schritt die Ortsvektoren aller Schallintensitäts-Messpunkte betrachtet. Mit Hilfe der in Kapitel 2.7 beschriebenen Alpha-Shapes, basierend auf der Delaunay-Triangulation wird eine konkave bzw. konvexe Hülle, bestehend aus aneinander angrenzenden Dreiecken erzeugt. Im Gegensatz zum Voronoi-Diagramm, bei dem die Messpunkte innerhalb eines Vielecks aus Mittelsenkrechten liegen (vgl. Kapitel 2.7), liegen die Messpunkte hier auf den Eckpunkten des jeweiligen Dreiecks wodurch die Erzeugung von dreidimensionalen Hüllflächen ermöglicht wird.

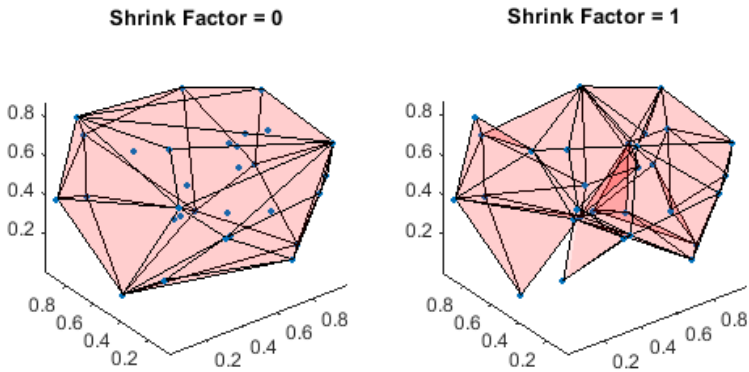


Abbildung 5.5: Vergleich zwischen verschiedenen Schrumpffaktoren (MathWorks, 2021)

Der Grad der Konkavität bzw. Konvexität der Hüllfläche wird durch den sog. *Schrumpffaktor* definiert (dieser entspricht dem in Kapitel 2.7 gezeigten Radius  $\alpha$ ), wobei aus einem Wert von 0 eine maximal konvexe Hülle und einem Wert von 1 eine maximal konkave Hülle resultiert. Bei einer maximal konvexen Hülle wird eine hohe Anzahl an Messpunkten vernachlässigt, was zu einem ungenaueren Ergebnis führen kann. Daher ist eine möglichst konkave Form der Hüllfläche anzustreben. Bei konkaven Hüllen kann allerdings das Problem auftreten, dass entweder eine doppelte Hüllfläche entsteht, bei der die Schallquelle nicht im umschlossenen Bereich liegt, oder eine Hüllfläche mit leeren Teilflächen (siehe Abbildung 2.47 – zweite von links). Beide Fälle werden durch eine Bedingung beseitigt, welche vorgibt, dass die aus der Delaunay-Triangulation entstehenden Dreiecke genau drei Nachbardreiecke haben müssen. In der folgenden Abbildung ist dies grafisch verdeutlicht.

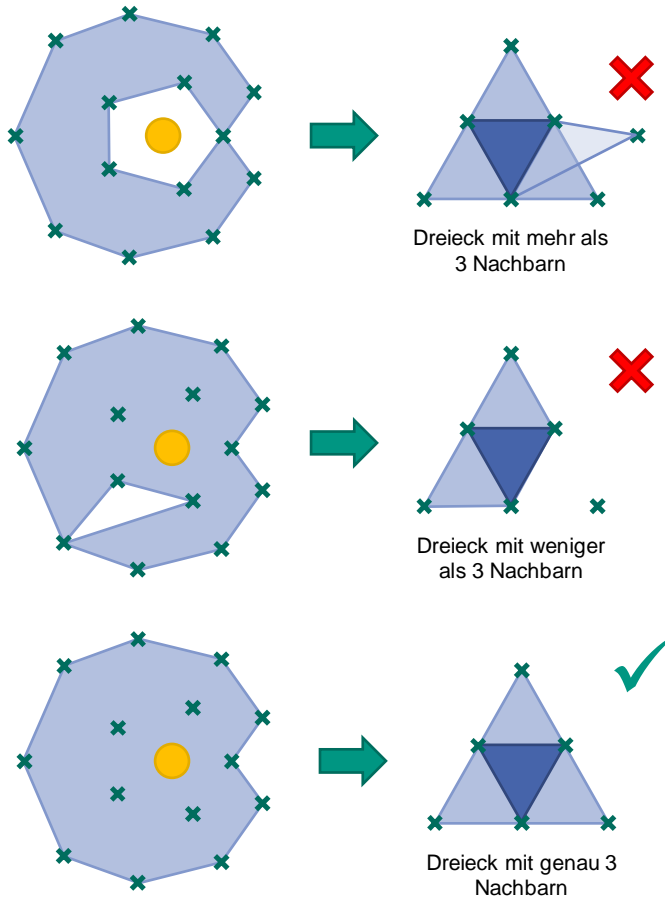


Abbildung 5.6: Mögliche Fehlbildungen der Hüllfläche und abgeleitete Nachbarbedingung

Als weitere Bedingung zur Erzeugung einer Hüllfläche wird eine untere Volumengrenze für die konkave Hülle definiert. Hierbei hat sich ein Wert von 95% des Volumens einer konvexen Hülle als optimal herausgestellt (Albers, Behrendt, Landes, Hettel & Fischer, 2016).

Der Schrumpffaktor wird also unter Berücksichtigung der gegebenen Randbedingungen iterativ erhöht, bis eine der Bedingungen verletzt wird. Weiterhin

findet eine Überprüfung der Winkel zwischen zwei Dreiecken statt. Das Skalarprodukt der normierten Normalenvektoren zweier Nachbardreiecke muss so definiert sein, dass sich kein zu spitzer Winkel zwischen den Nachbardreiecken ergibt. Nach den Untersuchungen durch Elbisser (2016)<sup>11</sup> wurde hierfür folgende Bedingung ermittelt:

$$\vec{n}_{\Delta A} \cdot \vec{n}_{\Delta B} \geq -0,9 \quad 5.1$$

Dadurch wird bei Hüllflächen welche der Form einer Halbkugel ähneln – resultierend z.B. aus Messungen mit einer Schallquelle in Bodennähe – verhindert, dass die Hüllfläche die Schallquelle ausschließt und somit die Schalleistung nahezu 0 wird (s. Abbildung 5.7, Messpunkte in Grün, Schallquelle in Orange).

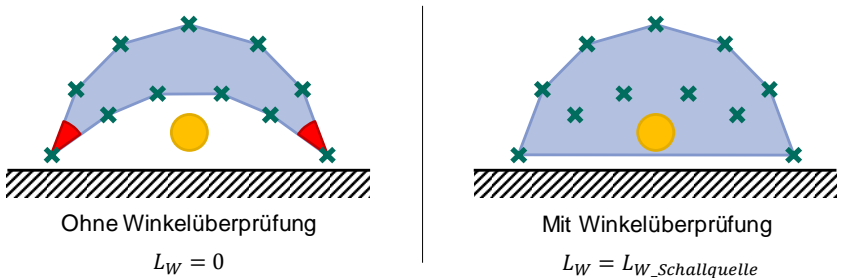


Abbildung 5.7: Winkelüberprüfung zur Hüllflächenerzeugung in Bodennähe

Zu jedem der erzeugten Teildreiecke auf der Hüllfläche muss schließlich eine Teilschalleistung auf Basis der jeweiligen Schallintensitätsvektoren berechnet werden. Dazu wird in einem ersten Schritt der Flächeninhalt der jeweiligen Teilfläche berechnet. Mit Hilfe der Ortsvektoren der drei Intensitätsvektoren  $O_{i,1}$ ,  $O_{i,2}$ ,  $O_{i,3}$  (siehe Abbildung 5.8) wird die Hälfte des Betrags des Kreuzprodukts gebildet. Der Flächeninhalt der Teilfläche ergibt sich damit zu:

$$S_i = \frac{1}{2} |\vec{O}_{i,1} \vec{O}_{i,2} \times \vec{O}_{i,1} \vec{O}_{i,3}| \quad 5.2$$

<sup>11</sup> Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

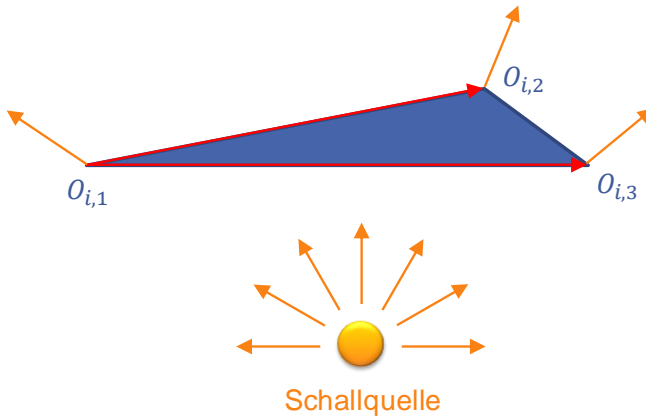


Abbildung 5.8: Ortsvektoren der Teilfläche

Anschließend wird der Normalenanteil der drei Schallintensitätsvektoren an den Eckpunkten des jeweiligen Dreiecks erzeugt (siehe Abbildung 5.9). Der Normalenvektor der Teilfläche errechnet sich wie folgt anhand des Kreuzprodukts:

$$\vec{n}_i = \overrightarrow{O_{i,1}O_{i,2}} \times \overrightarrow{O_{i,1}O_{i,3}}. \quad 5.3$$

Der Normalenanteil des jeweiligen Schallintensitätsvektors ist somit:

$$I_{ni,j} = \vec{I}_{i,j} \cdot \vec{n}_i. \quad 5.4$$

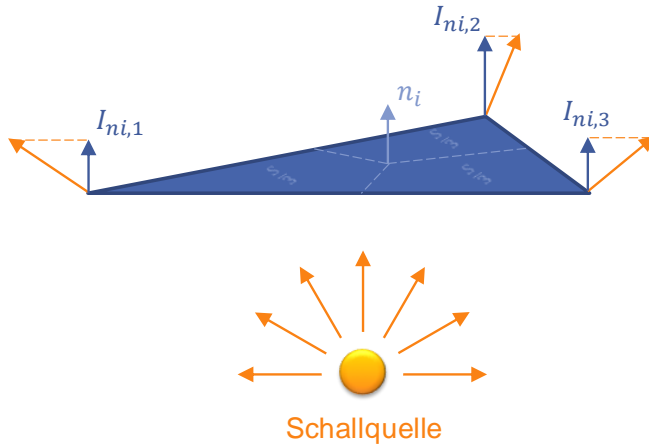


Abbildung 5.9: Normalenanteil der Schallintensitätsvektoren (Albers, Behrendt, Landes, Hettel, et al., 2016)

Im nächsten Schritt wird die mittlere Schallintensität des Teildreiecks entsprechend folgender Formel gebildet:

$$\bar{I}_{ni} = \frac{1}{3} \sum_{j=1}^3 I_{ni,j} \quad 5.5$$

Anhand dieser kann, analog zu Gl. 2.51, die Teilschalleistung des Dreiecks berechnet werden:

$$P_i = \bar{I}_{ni} \cdot S_i \quad 5.6$$

Die Vorgehensweise kann aus geometrischer Sicht auch folgendermaßen erklärt werden:

Der Normalenanteil des jeweiligen Schallintensitätsvektors  $I_{nij}$  wird mit einem Drittel des Flächeninhalts des Dreiecks multipliziert. Aus der Summation der drei

Teilelemente des Dreiecks wird schließlich die Teilschalleistung des Dreiecks berechnet (Albers, Behrendt, Landes, Hettel, et al., 2016):

$$P_i = \sum_{j=1}^3 (I_{nij} \cdot \frac{1}{3} S_i) \tag{5.7}$$

Die Gesamtschalleistung der erzeugten Hüllfläche errechnet sich schließlich aus der Summation aller Teilschalleistungen der Teilflächen:

$$P_{ges} = \sum_i P_i. \tag{5.8}$$

### 5.2.1 Anwendung an theoretischem Beispiel

Nachfolgend soll die Methode an einem einfachen, theoretischen Beispiel illustriert werden. Dabei werden Schallintensitätsvektoren mit einer jeweiligen Schallintensität von  $1 \frac{W}{m^2}$  auf einer Kugeloberfläche mit einem Flächeninhalt von  $1 m^2$  zufällig verteilt. Die Schallintensitätsvektoren sowie die zuvor beschriebene, aus deren Ortsvektoren generierte Hüllfläche sind in Abbildung 5.10 dargestellt.

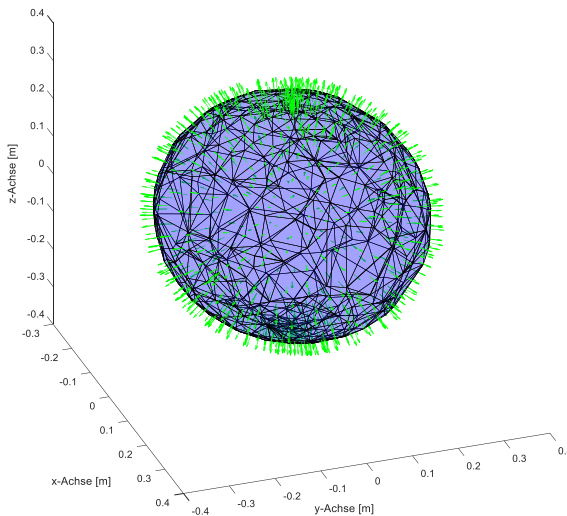


Abbildung 5.10: Beispielhafte Anwendung der neuen Methode mittels zufällig verteilter Punkte auf einer Kugeloberfläche

Die Soll-Schallleistung nach Gl. 2.6 entspricht in diesem Beispiel:

$$P_{random\_Kugel\_Soll} = \int_S \vec{I} d\vec{S} = 1 \frac{W}{m^2} \cdot 1 m^2 = 1 W \quad 5.9$$

Die nach der neuen Methode berechnete Ist-Schallleistung beträgt:

$$P_{random\_Kugel\_Ist} = 0,9981 W \quad 5.10$$

Somit kann in einem ersten Schritt die grundsätzlich korrekte Funktionsweise der neuen Methode, mit einer Abweichung von 0,19 %, in der Theorie nachgewiesen werden. Es sei angemerkt, dass dieser Anwendungsfall zwar ebenfalls mit dem in Kapitel 2.7 beschriebenen Ansatz des sphärischen Voronoi-Netzes gelöst werden könnte, er soll hier jedoch nur als anschauliches Beispiel, anhand einer ideal kugelförmigen Hüllfläche, dienen. Der Anspruch an die neue Methode ist, bei jeglicher Form von Hüllflächen eine konsistente und korrekte Schallleistung zu berechnen. Dies wird in den folgenden Kapiteln anhand mehrerer Beispiele verdeutlicht.

## 5.2.2 Anwendung an Schallquellen mit omnidirektionaler Richtcharakteristik

Um die neue Methode an physischen Objekten anzuwenden, werden Messungen mit Hilfe der in Kapitel 2.3.3 beschriebenen Schallintensitätssonde an dem in Kapitel 2.3.4 beschriebenen Dodekaeder-Lautsprecher durchgeführt. Ziel ist es dabei, die Schallleistung auf Basis von Freiform-Schallintensitätsmessungen zu bestimmen und zu überprüfen, ob bei gleichbleibender Anregung der Quelle für beliebige Formen der Hüllfläche die gleiche Schallleistung berechnet wird.

Zu diesem Zweck werden Messungen mit den erwähnten Schallquellen unter Verwendung von weißem Rauschen (vgl. Kapitel 2.2.2.7) bei verschiedenen Verstärkerstufen durchgeführt. Zur besseren Vergleichbarkeit wurden der die Messung durchführenden Person vier unterschiedliche Formen von Freihand-Messflächen grob vorgegeben.<sup>12</sup> Eine (halb-)kugelförmige Hüllfläche, eine

---

<sup>12</sup> Die jeweilige Form dient dabei nur als grobe Vorgabe. Zwischen den einzelnen Messungen können sich die gleich vorgegebenen Formen dennoch unterscheiden.



quaderförmige Hüllfläche sowie eine Freiform-Hüllfläche jeweils mit geringer und mit hoher Dichte an Messpunkten. Zusätzlich werden die Messungen unter Anwesenheit einer externen, stationären Schallquelle durchgeführt, um die in Abbildung 5.2 gezeigte Unabhängigkeit der Schalleistung von stationären Quellen außerhalb der gemessenen Hüllfläche zu überprüfen. Als letzte Variante werden die Messungen innerhalb eines Luftstroms (auf der Lüftungsöffnung des Akustikrollenprüfstands) durchgeführt (Albers, Behrendt, Landes, Hettel, et al., 2016). In der folgenden Abbildung sind verschiedene Schallintensitätsmessungen mit den genannten vier Formen von Freihand-Messflächen am Dodekaeder-Lautsprecher (s. Kapitel 2.3.4.1) und die daraus, anhand der neuen Methode, abgeleiteten Hüllflächen gezeigt:

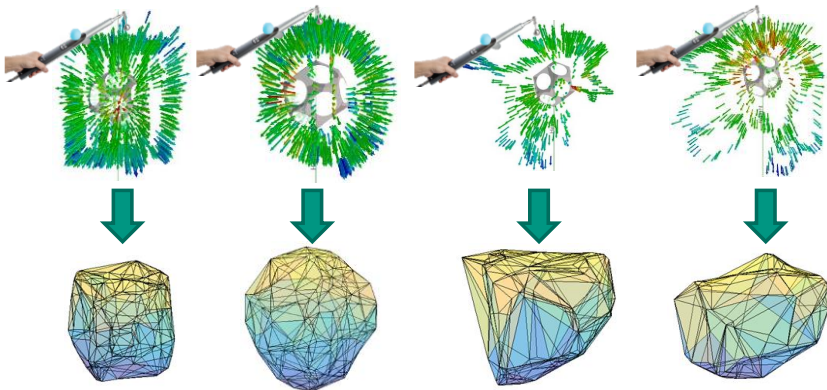


Abbildung 5.11: Schallintensitätsmessungen und entsprechende Hüllflächen (Behrendt et al., 2017)

Wie in Abbildung 5.12, am Beispiel des Dodekaeder-Lautsprechers, anhand der resultierenden Schalleistungen und den entsprechenden Standardabweichungen der jeweils mehrfach durchgeführten Messdurchläufe zu erkennen ist, liefert die neue Methode konsistente Ergebnisse für unterschiedliche Hüllflächenformen unabhängig von der gewählten Verstärkerstufe zur Ansteuerung des Dodekaeder-Lautsprechers. Dabei haben selbst das Vorhandensein von externen Schallquellen mit konstantem Anregungssignal (türkis, orange) sowie die Durchführung der Messungen innerhalb eines Luftstroms (hellblau, rosa) keinen erkennbaren Einfluss auf das Ergebnis. Einzig bei der niedrigsten Verstärkerstufe treten größere Abweichungen, allen voran bei der Messung mit vorhandener externer Schallquelle (angesteuert mit der höchsten Verstärkerstufe) auf. Mögliche Ursachen hierfür sind

der zu geringe Signal-Rausch-Abstand der niedrigsten Stufe und der dadurch bedingte höhere Einfluss durch Störgeräusche.

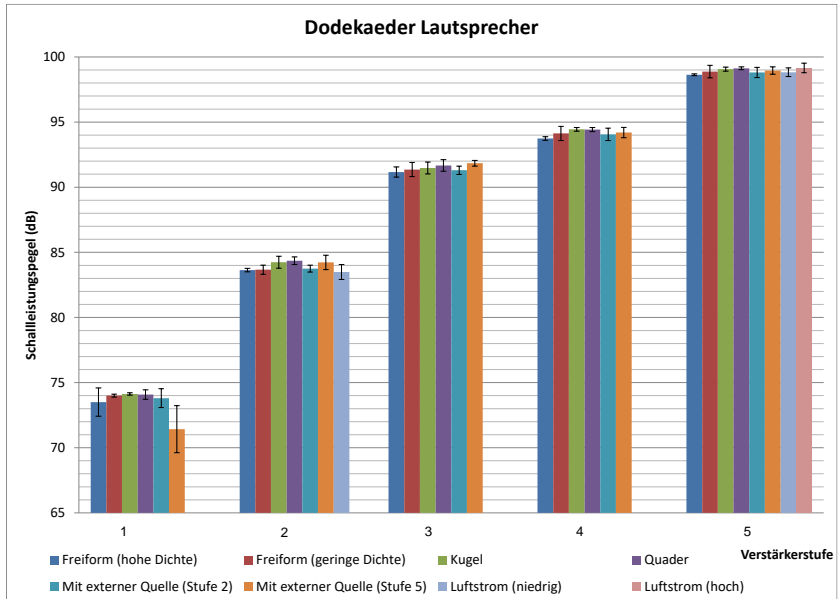


Abbildung 5.12: Gesamtschalleistungen des Dodekaeder-Lautsprechers bei verschiedenen Hüllflächenformen

Abbildung 5.13 zeigt beispielhaft einen detaillierten Vergleich der Frequenzspektren bei verschiedenen Hüllflächenformen auf Verstärkerstufe 5. Es ist zu erkennen, dass vor allem im niedrigen Frequenzbereich nur sehr geringe Abweichungen zwischen den Hüllflächenformen auftreten. Vergleicht man diese mit den Grenzwerten aus der DIN EN ISO 9614-1 anhand Tabelle 4, zeigt sich dass die neue Methode im Bereich  $< 160 \text{ Hz}$  mit einer maximalen Standardabweichung von  $0,55 \text{ dB}$  und im Bereich von  $200$  bis  $630 \text{ Hz}$  mit einer maximalen Standardabweichung von  $1,1 \text{ dB}$  der Genauigkeitsklasse 1 entspricht. Der Bereich von  $800$  bis  $4.000 \text{ Hz}$  weist eine maximale Standardabweichung von  $1,59 \text{ dB}$  in zwei schmalbandigen Bereichen bei  $\sim 3.000 \text{ Hz}$  und  $\sim 3.700 \text{ Hz}$  auf und liegt damit leicht über den geforderten  $1,5 \text{ dB}$  nach Genauigkeitsklasse 2. Alle weiteren Standardabweichungen in diesem Bereich sind jedoch kleiner als  $1,5 \text{ dB}$ . Die über

die Gesamtschalleistung hinweg geforderten 4 dB nach Genauigkeitsklasse 3 werden weiterhin durchgängig eingehalten.

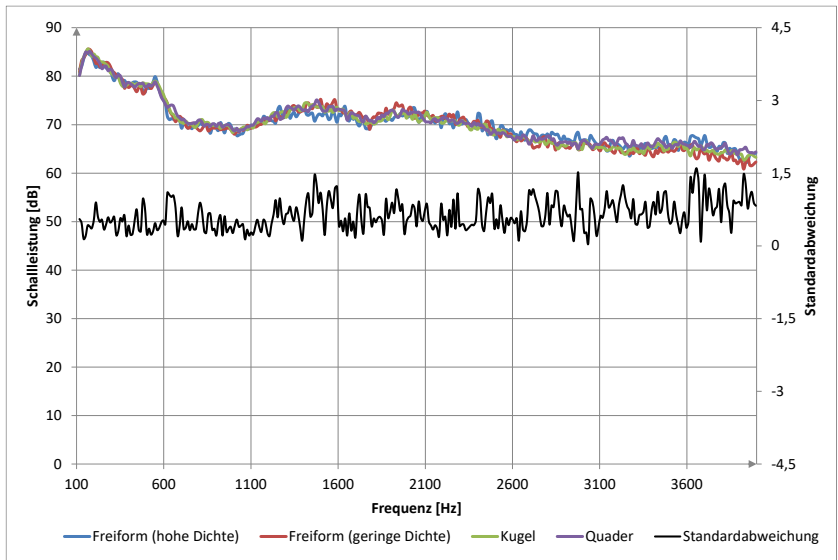


Abbildung 5.13: Schalleistungsspektren des Dodekaeder-Lautsprechers bei verschiedenen Hüllflächenformen

In einem weiteren Versuch werden die Ergebnisse von Fernández Comesaña et al. (2014) bezüglich der Unabhängigkeit der bestimmten Schalleistung auf Basis von Intensitätsmessungen von den Umgebungsbedingungen (siehe Kapitel 5.1) nochmals überprüft. Dazu wird der Dodekaeder-Lautsprecher im ersten Aufbau im reflexionsarmen Akustikrollenprüfstand (ARP) des IPEK und im zweiten Aufbau in der Werkstatt mit Hebebühne (Raum ohne jegliche akustischen Maßnahmen) aufgestellt. Wie in den zuvor gezeigten Versuchen wird mit weißem Rauschen auf der Verstärkerstufe 5 angeregt. Die Schallintensitätssonde wird in einer Freiform um den Dodekaeder-Lautsprecher bewegt.

Nachfolgend sind die nach der neuen Methode berechneten Schalleistungen im Spektrum dargestellt. Es zeigt sich, dass die Schalleistungspegel beider Versuche sehr ähnlich verlaufen, die Pegeldifferenz liegt im Mittelwert bei 1,45 dB. Die Grenzwerte entsprechend der Genauigkeitsklasse 2 nach DIN EN ISO 9614 (siehe Tabelle 4) werden dabei – bis auf einzelne schmale Frequenzbereiche oberhalb von

3.000 Hz – eingehalten. Eine Genauigkeit nach Klasse 3 ist über den gesamten Frequenzbereich gegeben.<sup>13</sup> Somit können die Ergebnisse von Fernández Comesaña et al. (2014) als bestätigt angesehen werden.



Abbildung 5.14: Vergleich der Schalleistungspegel im reflexionsarmen Prüfstand und in einem Raum ohne akustische Maßnahmen

### 5.2.3 Anwendung an Schallquellen mit richtungaler Richtcharakteristik

Weiterhin wird die neue Methode an einfachen Studio-Lautsprechern angewendet, welche eine directionale Richtcharakteristik aufweisen. Hier soll untersucht werden, ob sich die berechneten Schalleistungen bei unterschiedlichen Hüllflächenformen in diesem Anwendungsfall unterscheiden, oder ob die neue Methode hierfür ebenfalls anwendbar ist.

---

<sup>13</sup> Es sei angemerkt, dass die Grenzwerte nach DIN EN ISO 9614 dort in Terzbändern aufgelistet sind, hier jedoch für schmalbandige Frequenzbereiche angewendet werden

Dazu wird ein Bassreflex-Lautsprecher, bestehend aus Tief- und Hochtönen mit einer Leistung von insgesamt  $60\text{ W}$  (im folgenden Bassreflex-Lautsprecher genannt) sowie ein Lautsprecher mit geschlossenem Gehäuse, bestehend aus einem Hochtönen mit einer Leistung von lediglich  $1,5\text{ W}$  (im folgenden Hochton-Lautsprecher genannt) verwendet.

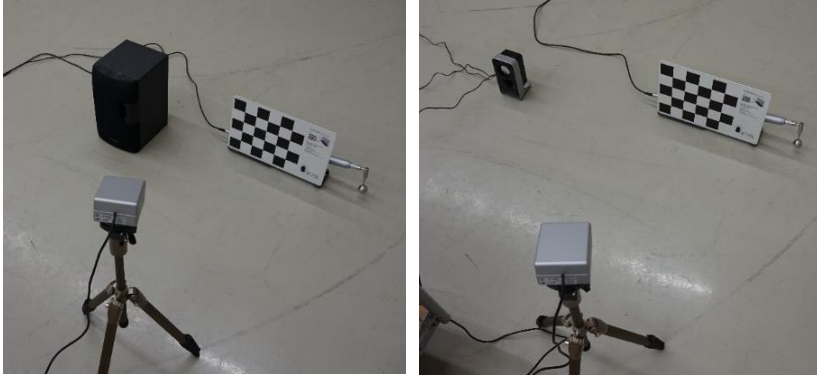


Abbildung 5.15: Messaufbau für Lautsprecher mit richtungaler Richtcharakteristik

Beide Lautsprecher werden jeweils mit weißem Rauschen angeregt. Der Bassreflex-Lautsprecher jeweils bei vier, der Hochton-Lautsprecher jeweils bei zwei verschiedenen Verstärkerstufen. Aus den beiden Abbildungen der Schallintensitätsvektoren in Abbildung 5.16 ist die richtungale Richtcharakteristik anhand der Farbgebung der Vektoren bereits deutlich zu erkennen.

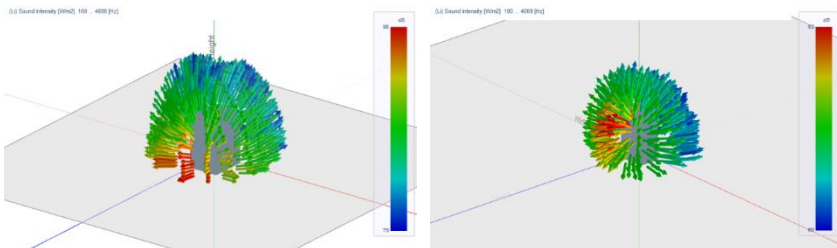


Abbildung 5.16: Schallintensitätsvektoren der Lautsprecher mit richtungaler Richtcharakteristik

Nachfolgend werden, analog zu den omnidirektionalen Lautsprechern im vorherigen Kapitel, die nach der neuen Methode bestimmten Schalleistungen bei verschiedenen Hüllflächenformen über der jeweiligen Verstärkerstufe aufgetragen.

Hierbei gilt es zu beachten, dass die Verstärkerstufen der beiden Lautsprecher sich untereinander unterscheiden und nicht dem Dodekaeder-Lautsprecher gleichen. Der Vergleich dient, wie zuvor, zur Überprüfung der Konsistenz der berechneten Schallleistung aus verschiedenen Hüllflächen. Hierbei wurde für jede Hüllflächenform und Verstärkerstufe nur ein Messdurchlauf durchgeführt, weshalb für diese keine Standardabweichungen (vgl. Abbildung 5.12) angegeben sind.

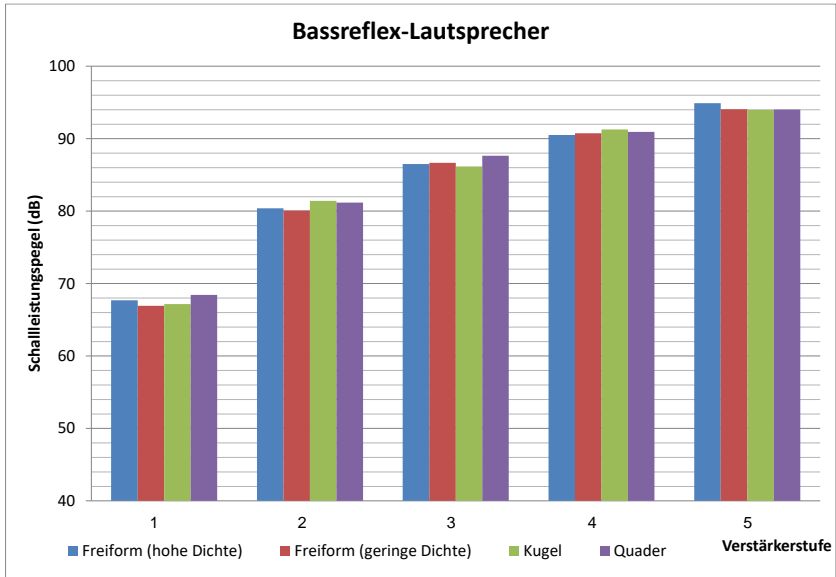


Abbildung 5.17: Gesamtschallleistungen des Bassreflex-Lautsprechers bei verschiedenen Hüllflächenformen

Bei dem Bassreflex-Lautsprecher treten generell sehr geringe Abweichungen zwischen den Hüllflächenformen bei jeweiliger Verstärkerstufe auf. Wie auch beim Dodekaeder-Lautsprecher befinden sich die größten Abweichungen bei der niedrigsten Verstärkerstufe. Die Standardabweichung beträgt hier  $0,58 \text{ dB}$ . Verglichen mit Grenzwerten hinsichtlich Standardabweichung der DIN 9614-1 aus Tabelle 4, entspricht dies der Genauigkeitsklasse 1.

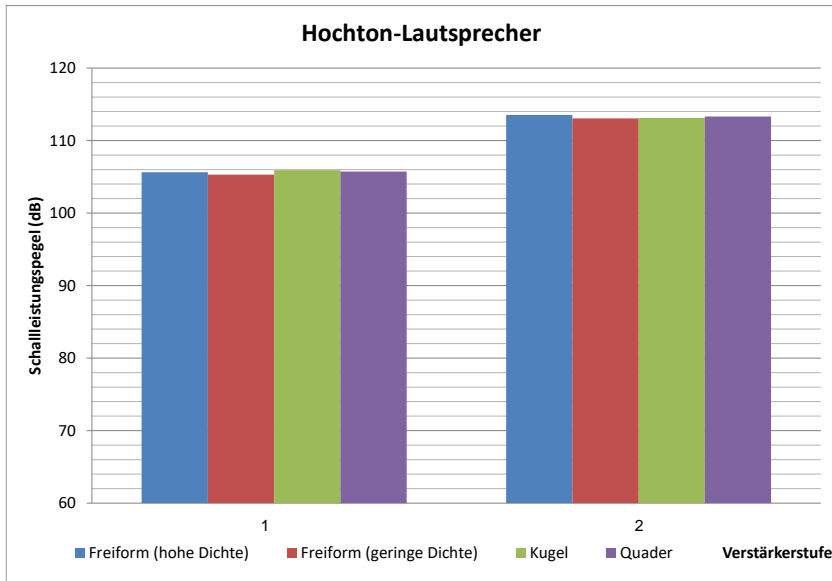


Abbildung 5.18: Gesamtschalleistungen des Hochton-Lautsprechers bei verschiedenen Hüllflächenformen

Für den Hochton-Lautsprecher zeigt sich ebenfalls eine hohe Konsistenz der berechneten Schalleistungspegel. Die größte Standardabweichung beträgt hier nur 0,23 dB, was nach Tabelle 4 ebenfalls einer Genauigkeitsklasse 1 entspricht.

Die neue Methode liefert also auch für Schallquellen mit direktonaler Richtcharakteristik konsistente Ergebnisse hinsichtlich der berechneten Schalleistung

### 5.2.4 Anwendung an großen Messobjekten

Nach Cantamessa (2003) sowie Marxen (2014) und Marxen & Albers (2012) führen neue Erkenntnisse in Phase III zu Revisionen in Phase II. Dies ist bei der Anwendung der neuen Methode an großen Messobjekten der Fall. Mit großen Messobjekten sind dabei Objekte gemeint, welche den Abdeckungsbereich der Kamera (begrenzt durch deren Auflösung und Bildwinkel) zur Positionserfassung nahezu ausfüllen oder diesen gar überschreiten. Wie in Kapitel 5.1 erwähnt, ist der Anspruch an die neue Methode jedoch eine Schalleistungsbestimmung für beliebig große Messobjekte zu ermöglichen. Für Messungen an Prüfständen für

Subsysteme des Fahrzeugs, z.B. Motorenprüfstände, oder gar Rollenprüfstände für Gesamtfahrzeuge, bedarf die Methode daher einer Erweiterung. Diese überschreiten in der Regel den Abdeckungsbereich der Kamera, weshalb in diesem Fall eine gestaffelte Messung durchgeführt werden muss. Dabei wird die Kamera nach Durchführung der Messungen an einem Teilbereich zu dem nächsten Teilbereich umpositioniert, bis das Messobjekt komplett vermessen ist. Zu beachten ist, dass das Messobjekt dabei stets den gleichen Zustand beibehalten muss. Durch diese Staffelung werden jedoch gegebenenfalls Messpunktewolken erzeugt, welche das Messobjekt gar nicht, oder nur teilweise umschließen. Diese können einerseits konsolidiert und damit eine Gesamtschalleistung berechnet werden, oder andererseits beibehalten werden, um entsprechende Teilschalleistungen der Teilbereiche zu berechnen.

Da die zuvor gezeigte Methode stets geschlossene Hüllflächen erzeugt, muss sie für den zweiten Fall um eine Zusatzoption erweitert werden. Mit Hilfe dieser wird der jeweilige theoretische Mittelpunkt des Messobjekts manuell definiert oder automatisiert berechnet. Es werden dabei Stützpunkte zu jedem entsprechenden Messpunkt erzeugt, welche auf der Geraden zwischen jeweiligem Messpunkt und dem Mittelpunkt der Schallquelle liegen. Der Vektorbetrag zwischen Schallquelle und Stützpunkt beträgt dabei 80% des Vektorbetrags zwischen Schallquelle und entsprechendem Messpunkt. Dies ist in folgender Abbildung grafisch verdeutlicht.

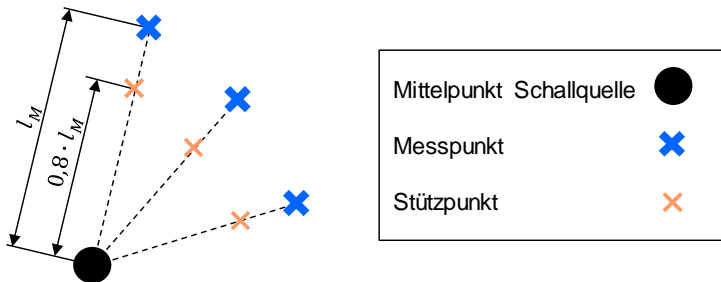


Abbildung 5.19: Erzeugung der Stützpunkte

Ausgehend von den ursprünglichen Messpunkten und dem definierten bzw. berechneten Mittelpunkt wird eine weitere Punktewolke aus Stützpunkten (s. Abbildung 5.20 – orangene Kreuze) erzeugt. Im nächsten Schritt wird die Hüllfläche sowohl um die Messpunkte als auch die Stützpunkte gelegt. Abschließend werden die Dreiecke der erzeugten Hüllfläche, die an einen Stützpunkt angrenzen gelöscht



und es entsteht die gewünschte Hüllfläche, welche die Quelle nur teilweise umschließt. Somit wird gewährleistet, dass eine korrekte Schalleistung jener teilumschließenden Hüllfläche berechnet werden kann.

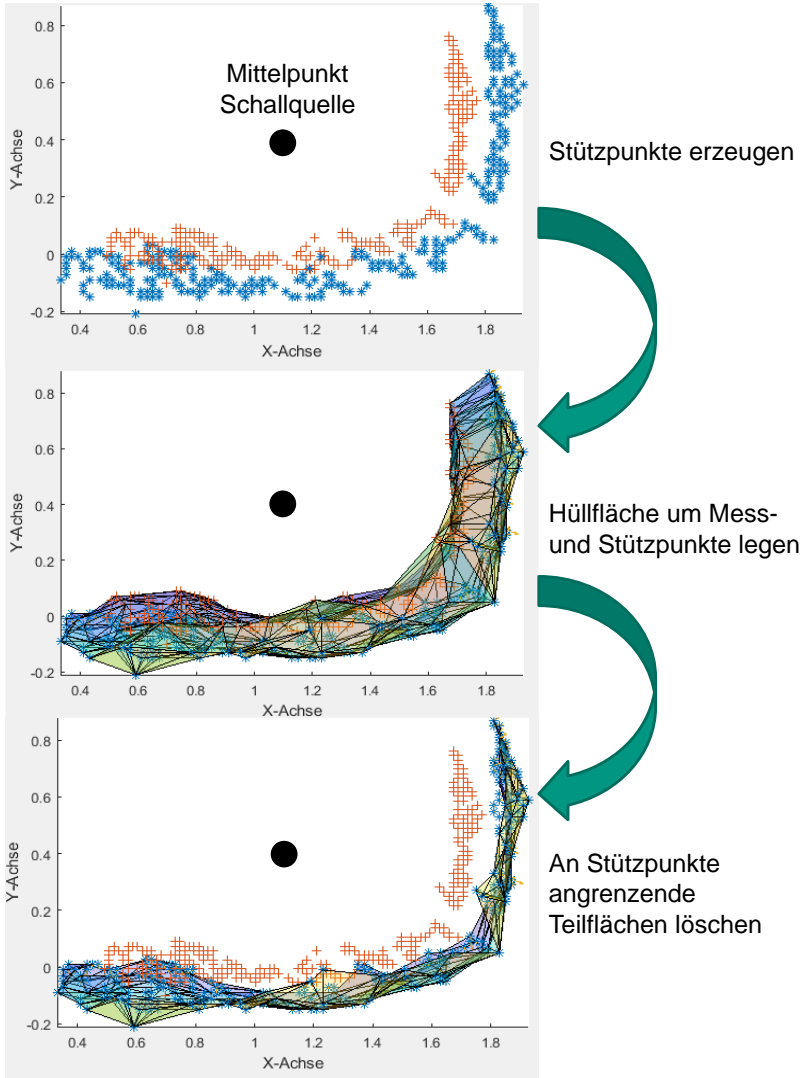


Abbildung 5.20: Erzeugung einer neuen Hüllfläche anhand von Stützpunkten

## 5.3 Verifizierung der neuen Methode

In diesem Kapitel gilt es, die durch die neu entwickelte Methode erhaltenen Ergebnisse in Form von Gesamtschalleistungspegeln und Schalleistungspegeln im Frequenzspektrum zu verifizieren. Zu diesem Zweck werden Vergleichsmessungen anhand des Schallintensitätsverfahrens nach DIN EN ISO 9614-1, des Hüllflächenverfahrens nach DIN EN ISO 3744 sowie des Hallraumverfahrens nach DIN EN ISO 3741, ebenfalls mit dem in Kapitel 2.3.4 beschriebenen Dodekaeder-Lautsprecher und bei gleicher Anregung durchgeführt.

### 5.3.1 Schalleistungsbestimmung mittels 1D-Schallintensitätssonde

Im Folgenden werden die Messungen zur Schalleistungsbestimmung anhand des in Kapitel 2.5.5 beschriebenen Verfahrens auf Basis der DIN EN ISO 9614-1, durchgeführt mit einer 1D-PP-Schallintensitätssonde (vgl. Kapitel 2.3.3) an der HsKA, erläutert.

Zur Vorbereitung der Messungen wird ein quaderförmiges Gitternetz mit einer Länge von 124 *mm*, einer Breite von 120 *mm* und einer Höhe von 60 *mm* aufgestellt. Das Gitternetz besteht aus insgesamt 48 Teilquadraten. Dieses dient zur gerasterten Abtastung der Messfläche an diskreten Messpunkten. Die Schallquelle wird im Mittelpunkt des Gitternetzes positioniert und jeweils mit weißem Rauschen bei fünf verschiedenen Verstärkerstufen angeregt. Dabei beträgt die Messdauer für jede Verstärkerstufe 10 *s*. Die 1D-PP-Schallintensitätssonde wird senkrecht zu dem jeweiligen Teilquadrat des Gitternetzes angebracht (s. Abbildung 5.21) und nach der 10-sekündigen Messung zum nächsten Quadrat verschoben.

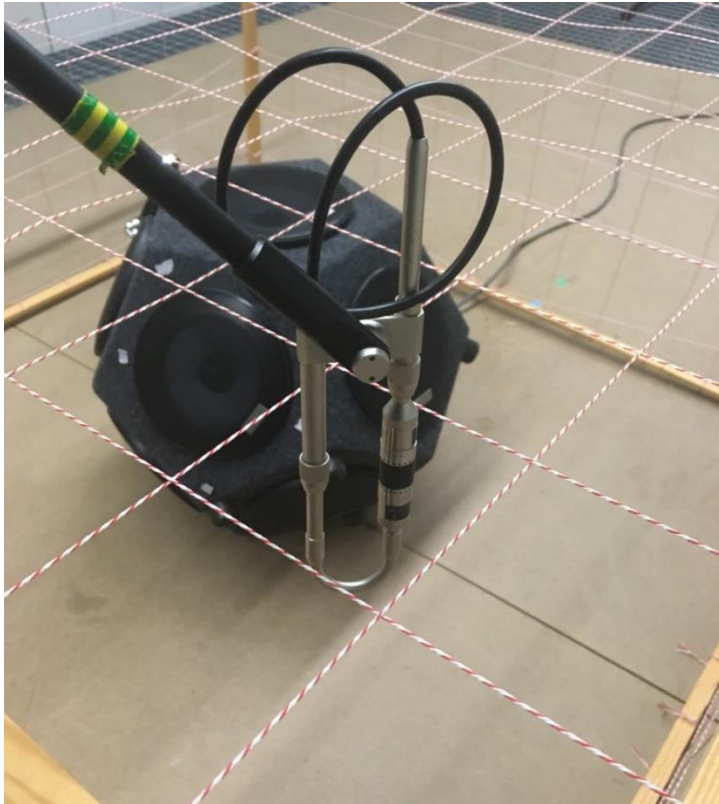


Abbildung 5.21: Messaufbau nach DIN EN ISO 9614-1

Die Schalleistung der Schallquelle errechnet sich dabei aus der jeweiligen Schallintensität und dem Flächeninhalt des entsprechenden Teilquadrats anhand der Gl. 2.50 bis 2.52.

### **5.3.2 Schalleistungsbestimmung mittels Mikrofonen im Halbfreifeld**

Auf Basis des in Kapitel 2.5.3 beschriebenen Verfahrens zur Schalleistungsbestimmung mittels Mikrofonen im (Halb-)Freifeld werden Messungen im Akustikrollenprüfstand des IPEK durchgeführt. Die zu untersuchende Schallquelle wird dabei in der Mitte des Raumes auf dem Boden

aufgestellt. Als Anregungssignal dient wie zuvor weißes Rauschen bei fünf verschiedenen Verstärkerstufen. Zehn Mikrofone werden nach den in Abbildung 2.37 gezeigten Vorgaben in einer halbkugelförmigen Aufstellung mit einem Radius zum Mittelpunkt der jeweiligen Schallquelle von  $1,5\text{ m}$  positioniert. Zusätzlich wird in einem quaderförmigen Aufbau, mit ebenfalls zehn Mikrofonen in einer quaderförmigen Aufstellung mit einer Seitenlänge von jeweils  $3\text{ m}$  und einer Höhe von  $1,5\text{ m}$  gemessen. Abbildung 5.22 zeigt den Messaufbau für die halbkugelförmige Mikrofonanordnung am Beispiel des Dodekaeder-Lautsprechers.



Abbildung 5.22: Messaufbau im Akustikrollenprüfstand des IPEK nach DIN EN ISO 3744

Für jede Quelle und die jeweiligen Verstärkerstufen sowie Messaufbauten beträgt die Messdauer bei Anregung mit weißem Rauschen  $20\text{ s}$ . Es werden jeweils fünf Vergleichsmessungen durchgeführt. Die Berechnung der Schalleistung erfolgt anhand der Gl. 2.40 bis 2.43. Eine ausführliche Beschreibung weiterführender Messungen sind in Gohlke (2017)<sup>14</sup> erläutert.

---

<sup>14</sup> Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

### 5.3.3 Schalleistungsbestimmung mittels Mikrofonen im Diffusfeld

Des Weiteren werden anhand des in Kapitel 2.5.4 beschriebenen Verfahrens zur Schalleistungsbestimmung mittels Mikrofonen im Diffusfeld Messungen im Hallraum der HsKA durchgeführt. Die Dimensionen und Eigenschaften des Hallraums wurden bereits in Kapitel 2.4.2 beschrieben.

Aufgrund des geringen Raumvolumens muss vor der eigentlichen Messung zusätzlich eine Eignungsmessung entsprechend dem Vorgehen aus Kapitel 2.5.4 stattfinden. Die mit Hilfe von Gl. 2.49 berechneten Standardabweichungen unterschreiten dabei in allen Frequenzbereichen die Grenzwertvorgaben aus Tabelle 3. Damit ist der Hallraum der HsKA für die Schalleistungsbestimmung nach DIN EN ISO 3741 geeignet.

Entsprechend Gl. 2.31 bis 2.33 wird die Nachhallzeit des Hallraums bestimmt. Dazu wird folgender Messaufbau verwendet, welcher weiterhin für die Eignungsmessung und die eigentliche Messdurchführung beibehalten werden kann. Es werden insgesamt vierzehn Mikrofone in zwei verschiedenen Höhen von jeweils 1 m bzw. 2,5 m gleichmäßig im Raum verteilt aufgestellt. Für die Schallquelle werden vier Positionen auf dem Boden vordefiniert (siehe Abbildung 5.23). Die Schallquelle wird an der jeweiligen Position für 10 s angeregt und dann abrupt ausgeschaltet.

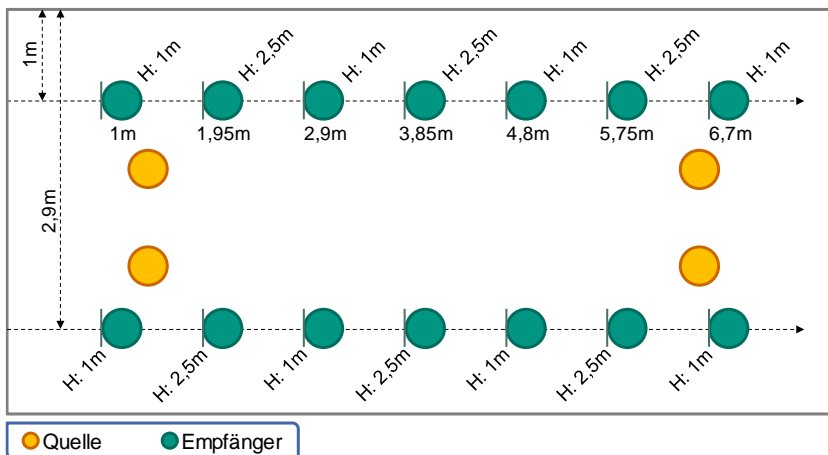


Abbildung 5.23: Schematischer Messaufbau nach DIN EN ISO 3741

Als Anregungssignal dient weißes Rauschen, welches der Schallquelle bei fünf verschiedenen Verstärkerstufen aufgeprägt wird. Es werden jeweils sechs Messungen durchgeführt. Mit den gemessenen Nachhallzeiten erfolgt die Berechnung der Schalleistung anhand der in Kapitel 2.5.4 gezeigten Gl. 2.44 bis 2.48. Weiterführende Messungen hierzu sowie die Eignungsmessung des Hallraums sind ebenfalls in Gohlke (2017)<sup>15</sup> ausführlich beschrieben.



Abbildung 5.24: Messaufbau im Hallraum der HsKA nach DIN EN ISO 3741

---

<sup>15</sup> Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

### 5.3.4 Vergleich mit neuer Methode

Die in Kapitel 5.3.1 bis 5.3.3 gezeigten Messungen nach genormten Verfahren sollen nun mit den Ergebnissen der Messungen nach der neu entwickelten Methode aus Kapitel 5.2 verglichen werden.

In einem ersten Schritt werden die Gesamtschalleistungspegel aus den Messungen mittels 1D-PP-Schallintensitätssonde auf Basis der DIN EN ISO 9614-1 mit denen aus der neuen Methode verglichen. Diese und die entsprechende Pegeldifferenz sind in nachfolgender Tabelle am Beispiel des Dodekaeder-Lautsprechers für alle fünf Verstärkerstufen aufgelistet. Die Beschränkung auf den Gesamtschalleistungspegel ergibt sich hierbei aus den eingeschränkten Auswertemöglichkeiten der verwendeten Messsoftware.

Tabelle 5: Vergleich der Gesamtschalleistungspegel aus Messungen nach DIN EN ISO 9614-1 und neuer Methode

	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3	Stufe 4	Stufe 5
$L_w$ (9614-1) [dB]	71,7	82,1	90,9	94,9	100,3
$L_w$ (neue Methode) [dB]	71,1	80,3	88,0	93,9	98,9
Differenz [dB]	0,6	1,8	2,9	1,0	1,4

Es ist zu erkennen, dass die berechneten Schalleistungspegel bei beiden Verfahren teilweise geringe, teilweise aber auch größere Abweichungen aufweisen. Die kleinste Abweichung tritt bei der Stufe 1 auf und beträgt  $0,6\text{ dB}$ , die größte Abweichung liegt bei Stufe 3 und beträgt  $2,9\text{ dB}$ . Richtet man sich nach den zuvor verwendeten, in der DIN 9614-1 genannten maximal zulässigen Abweichung der Gesamtschalleistungspegel zwischen zwei gleichen Messaufbauten für die Genauigkeitsklasse 2 von  $1,5\text{ dB}$ , werden diese hier bei Stufe 1, 4 und 5 eingehalten. Stufe 2 und 3 bewegen sich trotz der höheren Abweichungen dennoch im Rahmen der Genauigkeitsklasse 3. Die neu entwickelte Methode zur Schalleistungsbestimmung liefert somit hinsichtlich der Gesamtschalleistung gute Ergebnisse, verglichen mit dem Verfahren nach DIN EN ISO 9614-1.

In einem zweiten Schritt werden die Ergebnisse der Messungen nach dem Verfahren mittels Mikrofonen im (Halb-)Freifeld nach DIN EN ISO 3744 und die der Messungen nach dem Verfahren mittels Mikrofonen im Diffusfeld nach

DIN EN ISO 3741 mit denen der neuen Methode verglichen. Dabei wird durch die erweiterten Auswertemöglichkeiten eine detaillierte Analyse der jeweiligen Schalleistungsspektren mit einer Frequenzauflösung von  $\sim 12 \text{ Hz}$  durchgeführt. Die Schalleistungsspektren aus dem Verfahren nach DIN EN ISO 3744 und nach DIN EN ISO 3741 wurden hierbei aufgrund der geringen Abweichungen untereinander konsolidiert. Detaillierte Analysen hierzu können in Gohlke (2017)<sup>16</sup> nachgelesen werden.

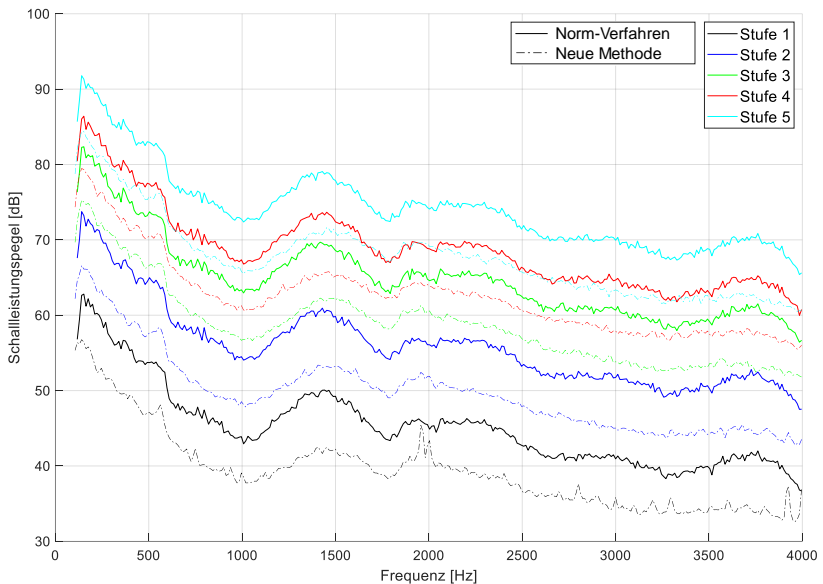


Abbildung 5.25: Vergleich der Schalleistungsspektren aus genormten Verfahren und neuer Methode (Behrendt et al., 2017)

In Abbildung 5.25 sind die konsolidierten Schalleistungsspektren aus den genormten Verfahren und die Schalleistungsspektren der neuen Methode für alle fünf Verstärkerstufen dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass die Pegel für alle Verstärkerstufen und sowohl für die genormten Verfahren als auch für die neue Methode nahezu gleich verlaufen. Jedoch sind bei allen fünf Verstärkerstufen deutliche Abweichungen zwischen genormten Verfahren und neuer Methode zu

<sup>16</sup> Abschlussarbeit (unveröffentlicht)



erkennen. Es scheint sich dabei aber um einen für alle Verstärkerstufen relativ gleichbleibenden, systemischen Pegelversatz zu handeln. In der nächsten Abbildung sind die Differenzen der Schalleistungspegel für alle Verstärkerstufen über der Frequenz aufgetragen.

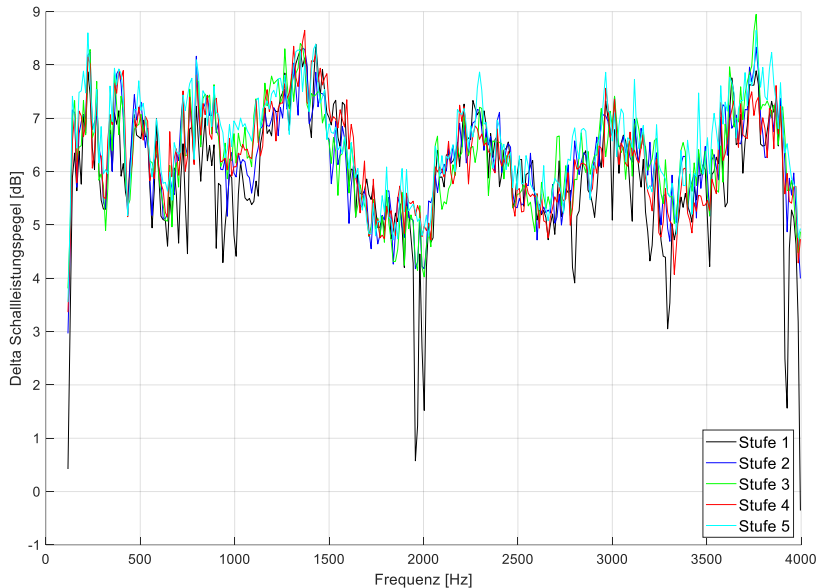


Abbildung 5.26: Pegeldifferenzen zwischen genormten Verfahren und neuer Methode (Behrendt et al., 2017)

Daraus wird deutlich, dass die Differenzen sich – wie bereits vermutet – über der Frequenz für alle Verstärkerstufen nahezu gleich verhalten. Der Versatz schwankt dabei um  $\sim 6$  dB und steigt mit der Verstärkerstufe leicht an.

Beim Vergleich der neuen Methode mit der Schalleistungsbestimmung anhand einer 1D-Schallintensitätssonde in Tabelle 5 ergeben sich Abweichungen, welche sich mit der Verstärkerstufe deutlich ändern. Beim Vergleich mit der Schalleistungsbestimmung mittels Mikrofonen im Halbfreifeld bzw. im Diffusfeld hingegen, ergibt sich ein relativ konstanter Versatz, welcher über alle Verstärkerstufen hinweg nur leicht ansteigt. Aufgrund der tieferegehenden Analyse der Schalleistungsspektren aus dem Verfahren nach DIN EN ISO 3741 sowie 3744 werden diese im Folgenden als Referenzspektren bzw. als Zielgröße festgelegt.

Gohlke (2017)<sup>17</sup> zeigt, dass der Versatz von  $\sim 6$  dB in nahezu gleichem Maße für alle drei in Kapitel 2.3.4 gezeigten Schallquellen auftritt. Aufgrund der Konsistenz der Ergebnisse und der in Kapitel 5.2.1 gezeigten Abweichung von 0,19 % (dies entspricht umgerechnet einer Abweichung der Schalleistung von 0,0083 dB) anhand eines theoretischen Beispiels, wird die Ursache für den Versatz in der Kette der verwendeten Messtechnik vermutet. Hierzu sollten zukünftig jedoch weitere Untersuchungen durchgeführt werden, z.B. mit Hilfe von alternativen Schallintensitätssonden mittels direkter Messung der Schallschnelle (in Kapitel 2.3.3 gezeigte PU-Sonden) und präziserer Positionserfassung mittels Infrarot-Sensorik. Es sei hier weiterhin auf Brezas & Wittstock (2015) verwiesen, welche sich mit der generellen Unsicherheit bei der Verwendung der Schalleistung, abhängig vom gewählten Verfahren zur Messung und Berechnung befassen. Somit könnte die Ursache des hier auftretenden Pegelversatzes der Schalleistung auch an den zugrundeliegenden Messgrößen – Schalldruck einerseits, Schallintensität andererseits – liegen. Darüber hinaus ist die Verwendung von Korrekturfaktoren bei der Umrechnung von akustischen Größen auch in vielen genormten Verfahren üblich. So wird bei der in Kapitel 2.2.1.4 gezeigten Umrechnung von Schallintensität zu Schalleistung ein allgemeingültiger Korrekturfaktor von 0,29 dB angewendet. Ebenso wird bei der in Kapitel 2.5.4 gezeigten Berechnung der Schalleistung nach dem Hallraumverfahren anhand der DIN EN ISO 3741 generell ein Korrekturfaktor von  $-6$  dB verwendet.

Zukünftig bedarf es hierzu dennoch weiterer Forschung mit dem Ziel einer Vereinheitlichung der vielfältigen Verfahren zur Schalleistungsbestimmung und der Definition einer allgemeingültigen Zielgröße.

### **5.3.5 Ableitung eines Korrekturfaktors**

Der gezeigte Versatz der Schalleistungsspektren zwischen den beiden genannten Verfahren und der neu entwickelten Methode wird in diesem Kapitel, durch die Ableitung eines Korrekturfaktors, kompensiert. Es sei an dieser Stelle jedoch angemerkt, dass der hier abgeleitete Korrekturfaktor nur zur alleinigen Schalleistungsbestimmung (vgl. Kapitel 6) und deren Anpassung an die Vorgehensweise nach DIN EN ISO 3744 bzw. 3741 nötig ist. Für die letztendliche Prognose des Außengeräuschs von Fahrzeugen (vgl. Kapitel 7) ist der

---

<sup>17</sup> Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Korrekturfaktor irrelevant, da hier die Schalleistung sowohl für die Quantifizierung der Subsysteme des Fahrzeugs als auch für die Quantifizierung der Quelle für die Transferpfadanalyse verwendet wird und der Versatz sich daher nahezu ausgleicht. Dieser Sachverhalt wird in Kapitel 7.3 im Detail nachgewiesen.

In der nachfolgenden Grafik ist der Versatz zwischen genormten Verfahren und neuer Methode für die Gesamtschalleistungspegel und für die Mittelung der Frequenzspektren jeweils für die gemittelte Schalleistung aller vermessenen Schallquellen bei den fünf Verstärkerstufen als Punkte dargestellt. Zu den Punkten wird jeweils eine Regressionslinie gebildet. Dabei ist zu sehen, dass beide Regressionslinien nur geringe Abweichungen untereinander aufweisen und lediglich bei der gemittelten Gesamtschalleistung von ca. 82 dB eine größere Abweichung zu der Regressionslinie auftritt, mit einer mittleren Abweichung von  $\sim 0,2$  dB ist diese jedoch vernachlässigbar. Für weitere Berechnungen werden daher beide Regressionslinien konsolidiert

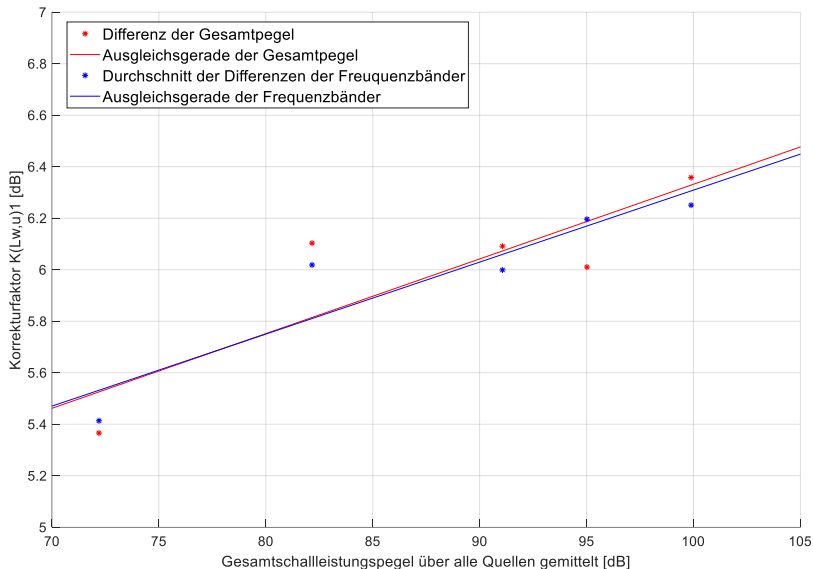


Abbildung 5.27: Regressionslinien der Pegeldifferenzen (Behrendt et al., 2017)

Anhand der konsolidierten Regressionslinie wird schließlich, über den linearen Zusammenhang, ein Korrekturfaktor abgeleitet. Dieser gleicht die oben gezeigten

Versätze zwischen genormten Verfahren und neuer Methode aus. Er entspricht folgender Formel:

$$C(L_{W,u})_1 = 0,0285 * L_{W,u} + 3,4726 \text{ dB} \quad 5.11$$

Wird dieser Korrekturfaktor auf die Schallleistungsspektren nach der neuen Methode angewendet und mit den genormten Verfahren verglichen, ist zu erkennen, dass die Pegelverläufe für die jeweilige Verstärkerstufe nur noch sehr geringe Abweichungen aufweisen. Lediglich für die niedrigste Verstärkerstufe treten vereinzelt höhere Abweichungen auf. Die Ursache dafür könnte, wie in Kapitel 5.2.2 bereits diskutiert, der generell zu geringe Signal-Rausch-Abstand der niedrigsten Stufe sein und dadurch bedingt ein möglicher Störeinfluss durch instationäre Geräusche.

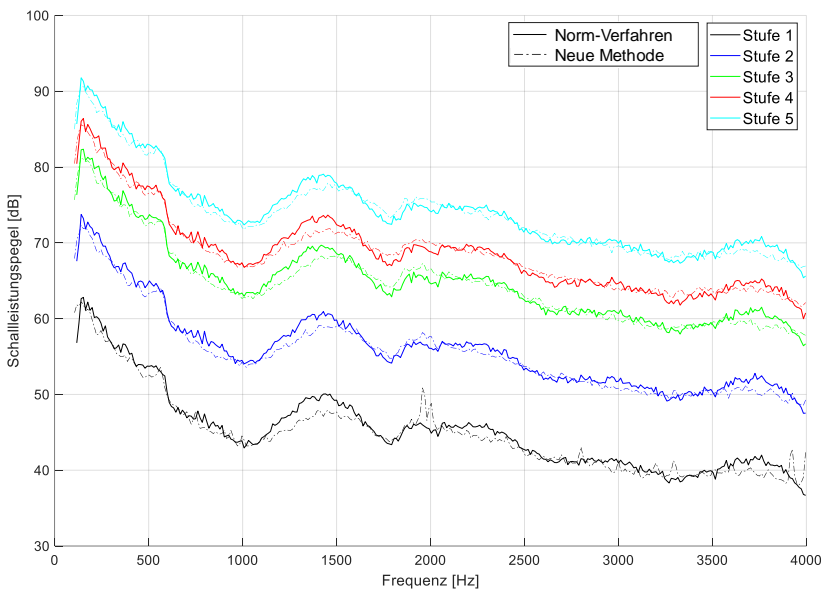


Abbildung 5.28: Vergleich der Schallleistungsspektren aus genormten Verfahren und korrigierter neuer Methode (Behrendt et al., 2017)

Somit kann der Korrekturfaktor für die Schalleistungsbestimmung mittels der neuen Methode angewendet werden, um deren Schalleistungsspektren an die Verfahren nach DIN EN ISO 3744 und 3741 anzupassen.

## 5.4 Abbildung dynamischer Zustände durch Interpolation stationärer Zustände

Aufgrund der kontinuierlichen Bewegung des Messinstruments bei der in Kapitel 5.2 beschriebenen Erfassung der Schallintensität und der daraus folgenden Berechnung der Schalleistung, müssen die Schallintensitätsmessungen bei stationären bzw. konstanten (Fahr-)Zuständen durchgeführt werden. Etablierte Fahrzyklen wie der „*Neue Europäische Fahrzyklus*“ (NEFZ) oder die „*Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure*“ (WLTP) beinhalten jedoch größtenteils dynamische Fahrzustände. In der DIN ISO 362-1 werden für die Vorbeifahrtmessung sowohl Konstantfahrten als auch Beschleunigungsmanöver gefordert. Somit gilt es weiterhin zu klären, inwiefern dynamische Zustände eines Fahrzeugs anhand von stationären Zuständen auf dem Rollenprüfstand interpoliert werden können.

Zeller (2018) beschreibt die Extrapolation des Schalldruckpegels von Motor und Reifen auf Basis eines Bezugspegels und eines drehzahl- bzw. geschwindigkeits- und lastabhängigen Faktors. Für die Extrapolation des Motorgeräuschs ergibt sich dazu folgende Formel:

$$L_{Mot,appr} \approx L(n_0) + 10 \log\left(\frac{n}{n_0}\right)^k \quad 5.12$$

mit  $k \approx 3$  für Volllast.

Für die Extrapolation des Rollgeräuschs ergibt sich:

$$L_{R,appr} \approx L(v_0) + 10 \log\left(\frac{v}{v_0}\right)^k \quad 5.13$$

mit  $k \approx 2$ .



Abbildung 5.29: Messaufbau an einem Elektrofahrzeug auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK

Dazu sollen detaillierte Analysen am Beispiel eines Fahrzeugs mit Verbrennungskraftmaschine (im weiteren Verlauf als VKM-Fahrzeug bezeichnet) und eines rein elektrisch angetriebenen Fahrzeugs (im weiteren Verlauf als Elektrofahrzeug bezeichnet) auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK durchgeführt werden. Das jeweilige Fahrzeug wird einerseits in stationären Betriebszuständen bei Geschwindigkeiten von 10 bis 60  $km/h$ <sup>18</sup> (VKM-Fahrzeug) bzw. 10 bis 130  $km/h$  (Elektrofahrzeug) in Teilschritten von jeweils 10  $km/h$  unter entsprechendem Gegenmoment des Prüfstands und andererseits in dynamischen Betriebszuständen unter Vorgabe einer linearen Rampe des Prüfstands mit einer Steigung von jeweils  $0,5 \frac{m}{s^2}$ ,  $1 \frac{m}{s^2}$  und  $2 \frac{m}{s^2}$ <sup>19</sup> gefahren. Das Gaspedal wurde für jeden Versuch in der gleichen Position gehalten. In beiden Fällen werden die entsprechenden Schalldruckpegel an verschiedenen Positionen aufgezeichnet. Der Aufbau der Mikrofone richtet sich dabei nach den Vorgaben der DIN ISO 362-3 und ist in

---

<sup>18</sup> Die gewählte Endgeschwindigkeit der Rampe wurde bei dem VKM-Fahrzeug aufgrund von Wärmeentwicklung, vor allem bei niedrigen Rampensteigungen, auf 60  $km/h$  begrenzt.

<sup>19</sup> Die hier festgelegten Rampensteigungen ermöglichen eine ausreichend hohe Abtastung der Mikrofonsignale

folgender Abbildung schematisch dargestellt. Die Mikrofone an den Positionen 8 bis 16 befinden sich in einer Höhe von 1,2 m.

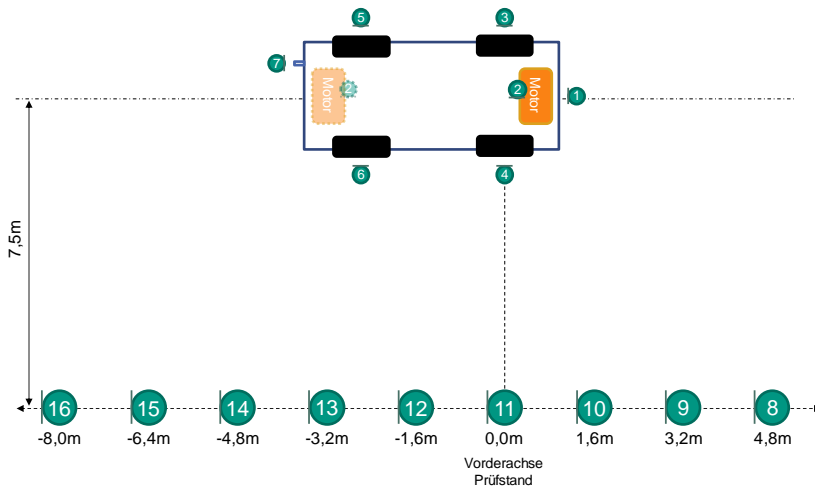


Abbildung 5.30: Schematischer Messaufbau an dem Elektrofahrzeug auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK

Hinsichtlich der Darstellung des Messaufbaus sei zur Anwendung am Elektrofahrzeug angemerkt, dass das Mikrofon an der Position 7 nicht berücksichtigt wird. Dies entspricht bei Messungen am VKM-Fahrzeug der Position der Abgasmündung. Parallel zu den Messungen des Schalldrucks werden die CAN-Botschaften<sup>20</sup> des Fahrzeugs aufgezeichnet. Anhand der oben genannten Mikrofonmessungen werden die Gesamtschalldruckpegel der stationären Zustände interpoliert und zusammen mit dem Gesamtschalldruckpegelverlauf der dynamischen Zustände über der Geschwindigkeit aufgetragen. Im folgenden Beispiel ist der Vergleich der Schalldruckpegel des Elektrofahrzeugs an Position 11 aus den stationären Zuständen mit denen einer linearen Rampenfahrt bei  $1 \frac{m}{s^2}$  abgebildet.

<sup>20</sup> Controller Area Network – Bussystem zur Übertragung der Fahrzeugdaten

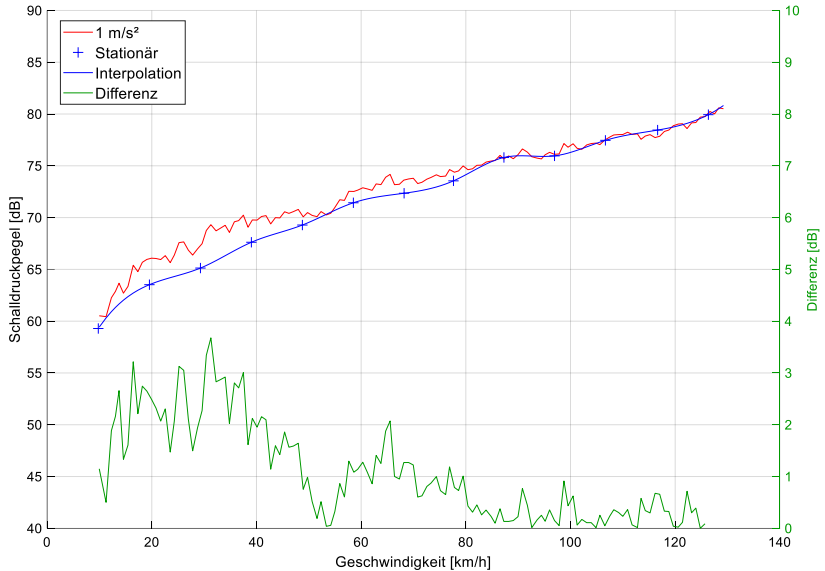


Abbildung 5.31: Verlauf der Schalldruckpegel über der Geschwindigkeit

Im niedrigen Geschwindigkeitsbereich sind hier größere Abweichungen zwischen den gemessenen und den interpolierten Schalldruckpegeln zu erkennen. Die maximale Pegeldifferenz beträgt hier  $3,68 \text{ dB}$  und liegt damit nur teilweise im Bereich der in Kapitel 2.5.2, Tabelle 1 genannten höchstzulässigen Abweichungen zwischen gemessenen und theoretischen Schalldruckpegeln. Ab der für die Vorbeifahrtmessung relevanten Geschwindigkeit von  $50 \text{ km/h}$  jedoch beträgt die maximale Pegeldifferenz nur noch  $2,07 \text{ dB}$  in einem Peak bei einer Geschwindigkeit von  $65 \text{ km/h}$  und fällt danach nahezu kontinuierlich ab. Damit liegen die Pegeldifferenzen hier innerhalb der höchstzulässigen Abweichungen aus Tabelle 1. Der arithmetische Mittelwert der Pegeldifferenz ab  $50 \text{ km/h}$  beträgt  $0,53 \text{ dB}$ . Der Gesamtschalldruckpegel kann daher für die Vorbeifahrtmessung, im Rahmen der DIN ISO 362 interpoliert werden.



Gade (2017)<sup>21</sup> befasst sich weiterhin mit der Interpolation einzelner Ordnungen<sup>22</sup> und zeigt, dass diese anhand stationärer Zustände sehr gut interpoliert und des Weiteren für eine Auralisierung<sup>23</sup> dynamischer Zustände angewendet werden können.

---

<sup>21</sup> Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

<sup>22</sup> Eine Ordnung beschreibt das Verhältnis aus Frequenz und Drehzahl einer rotierenden Maschine

<sup>23</sup> Mit Auralisierung ist im Kontext der Akustik das Hörbarmachen gemeint

## **6 Anwendung für die Schalleistungsbestimmung an komplexen Systemen**

Nach Phase III des Forschungsvorgehens aus Kapitel 4, der experimentellen Forschung in der Forscher gezielt Entwicklungsprozesse in einer kontrollierten Umgebung schaffen, wird in diesem Kapitel die neu entwickelte Methode zur Schalleistungsbestimmung anhand von Freiform-Schallintensitätsmessungen, welche im vorherigen Kapitel bereits an einfachen Messobjekten angewendet wurde, an komplexen Systemen eingesetzt. Für die Systeme werden dabei analog zu Kapitel 5.2 die jeweiligen Schalleistungen berechnet und anhand des Korrekturfaktors aus Kapitel 5.3.5 korrigiert. Die berechneten Schalleistungen der Systeme werden in Kapitel 7 für die Prognose des Außengeräuschs von Fahrzeugen weiterverwendet.

### **6.1 Anwendung auf Subsystemebene**

In einem ersten Schritt werden Schallintensitätsmessungen an einem Motorenprüfstand durchgeführt. In folgendem Bild ist der hierfür verwendete Motorenprüfstand des Instituts für Kolbenmaschinen (IFKM) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) gezeigt. Dabei ist zu erkennen, dass die Messdurchführung hier durch die Vielzahl an applizierter Messtechnik (Institut für Kolbenmaschinen, 2021) deutlich erschwert wird.

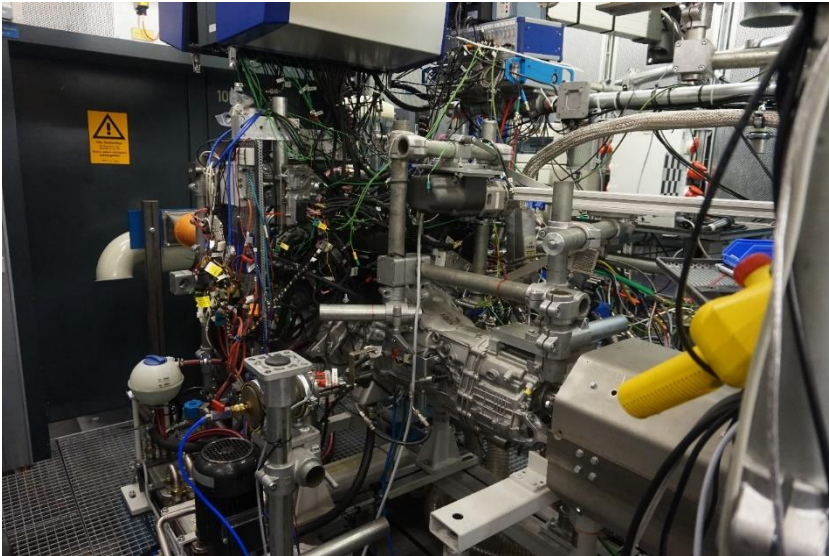


Abbildung 6.1: Motorenprüfstand am Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Der Prüfstand verfügt über keine akustisch isolierenden Maßnahmen. Weiterhin ist, im Gegensatz zu Prüfständen innerhalb eines reflexionsarmen Raums, die Lüftungstechnik sowie die Belastungsmaschine innerhalb des Prüfstands verbaut. Der Prüfling besteht aus einem Reihensechszylindermotor und einem nachgeschalteten Automatik-Getriebe, welche in baugleicher Form in einem in Kapitel 7 verwendeten Versuchsfahrzeug des IPEK verbaut sind, sowie einer prüfstandsseitigen Belastungsmaschine zur Regelung des Gegenmoments an der Abtriebswelle (vgl. Kapitel 2.4.3). Der Motor wird für die Versuche in verschiedenen Zuständen betrieben, welche mittels entsprechender Last durch die Belastungsmaschine einem Leerlauf sowie Konstantfahrten bei 30 und 50 *km/h* des Gesamtfahrzeugs auf dem Rollenprüfstand entsprechen.

Aufgrund der genannten, erschwerten Bedingungen bei der Messdurchführung konnte in diesem Fall nur an einer geringen Anzahl von Punkten mit der Schallintensitätssonde gemessen werden, wodurch sich der Einfluss von Störgrößen auf die Messung deutlich erhöht. In folgender Abbildung 6.2 ist die aus den Messpunkten anhand der neuen Methode erzeugte Hüllfläche dargestellt. Hier ist zu erkennen, dass der Flächeninhalt der Teilflächen im Verhältnis zur

Gesamtfläche deutlich größer und deren Gesamtanzahl deutlich geringer ist, als bei einer ausführlich vermessenen Schallquelle (vgl. Abbildung 5.11).

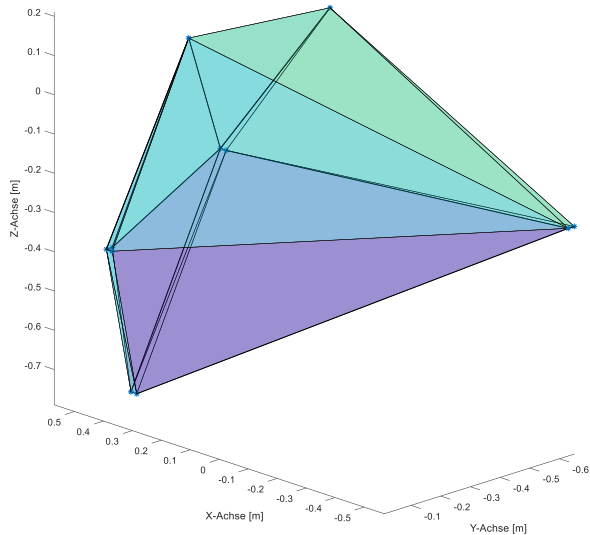


Abbildung 6.2: Hüllfläche um den Motorenprüfstand

Nachfolgend ist das anhand der neuen Methode berechnete und korrigierte Schalleistungsspektrum des Motors, betrieben im Leerlauf ( $\sim 760 \text{ U/min}$ ), dargestellt. Dieses wird in den folgenden Kapiteln für Vergleiche und weiterführende Berechnungen herangezogen.

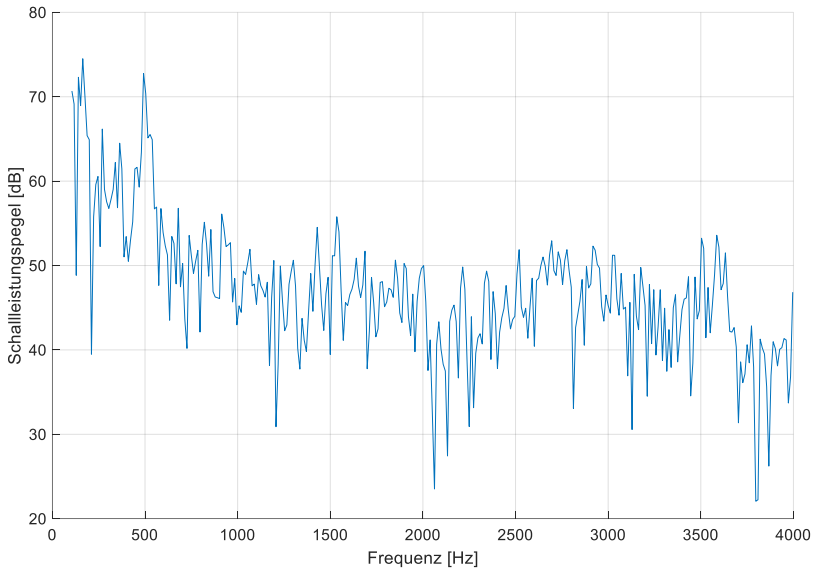


Abbildung 6.3: Schalleistungsspektrum des Reihensechszylindermotors am Motorenprüfstand im Leerlauf

Es ist zu erkennen, dass der Motor die höchsten Schalleistungspegel in einem niederen Frequenzbereich von  $\leq 500 \text{ Hz}$  emittiert. Dies entspricht der allgemeinen Beschreibung des Geräuschbilds eines Verbrennungsmotors, unter anderem durch Genuit (2010), welches bedingt durch die Anzahl an Zündungen pro Umdrehung und der dabei verursachten Gas- und Massenkräfte eher als tieffrequent aufgefasst wird.

Nachfolgend ist zudem das Schalleistungsspektrum des Reihensechszylindermotors bei  $\sim 1200 \text{ U/min}$  und einer Last von 12% dargestellt. Dies entspricht dem eingangs erwähnten Zustand des Gesamtfahrzeugs bei  $30 \text{ km/h}$ , geschaltet in dem Gang *Drive* (D).

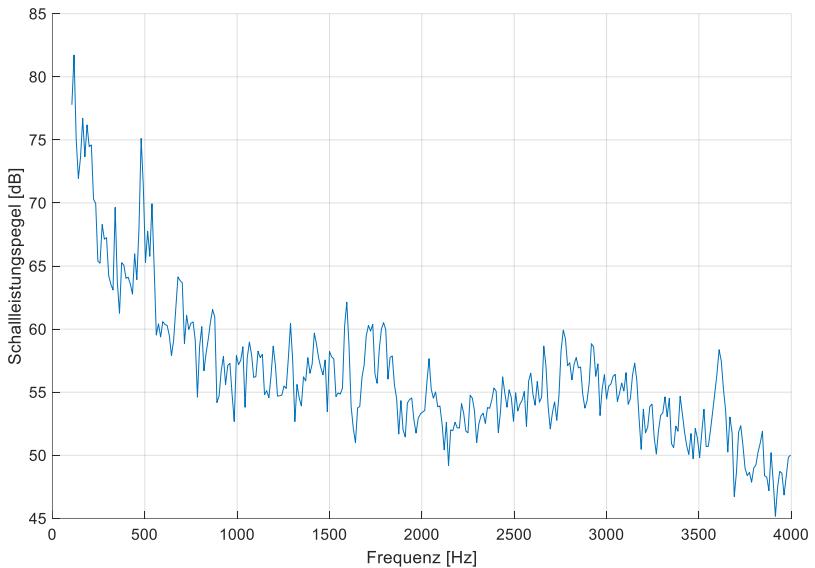


Abbildung 6.4: Schalleistungsspektrum des Reihensechszylindermotors am Motorenprüfstand bei 1200  $U/min$  und 12% Last

Dabei ist, wie zu erwarten, eine Erhöhung des Schalldruckpegels über den gesamten Frequenzbereich sowie eine Verschiebung einzelner Peaks hin zu einem etwas höheren Frequenzbereich zu erkennen.

## 6.2 Anwendung auf Gesamtfahrzeugebene

In einem zweiten Schritt werden Schallintensitätsmessungen an Fahrzeugen auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK (vgl. Kapitel 2.4.1) durchgeführt. Aufgrund der Größe der Messobjekte muss hierbei die in Kapitel 5.2.4 gezeigte Erweiterung der neuen Methode mit Hilfe von Stützpunkten zur Hüllflächenerzeugung angewendet werden.

Analog zu den Messungen am Motorenprüfstand des IFKM wird das entsprechende Fahrzeug – eine Limousine mit hybrider Antriebstopologie – ebenfalls im Leerlauf bei einer Motordrehzahl von  $\sim 760 U/min$  betrieben. Die Motorhaube wird geöffnet um eine möglichst freie Schallabstrahlung des Motors zu ermöglichen. Die Kotflügel und weitere Karosserieteile um den Motor behindern dabei jedoch die Schallausbreitung in unbekanntem Maße. Dies gilt es bei der Betrachtung der

Ergebnisse zu berücksichtigen. Nachfolgend sind die Schallintensitätsvektoren aus genannter Messung um den Motor dargestellt.

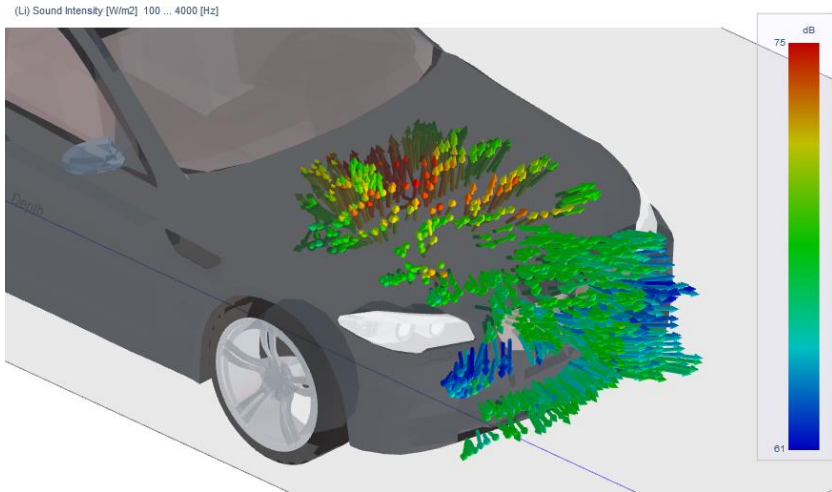


Abbildung 6.5: Schallintensitätsvektoren um den Motor am Gesamtfahrzeug im Leerlauf bei geöffneter Motorhaube

Das anhand der Messungen auf dem Akustikrollenprüfstand berechnete Schalleistungsspektrum ist in folgender Grafik als orangene Linie abgebildet. Dem gegenüber gestellt ist das Schalleistungsspektrum aus der Messung am Motorenprüfstand bei gleichem Zustand als blaue Linie.

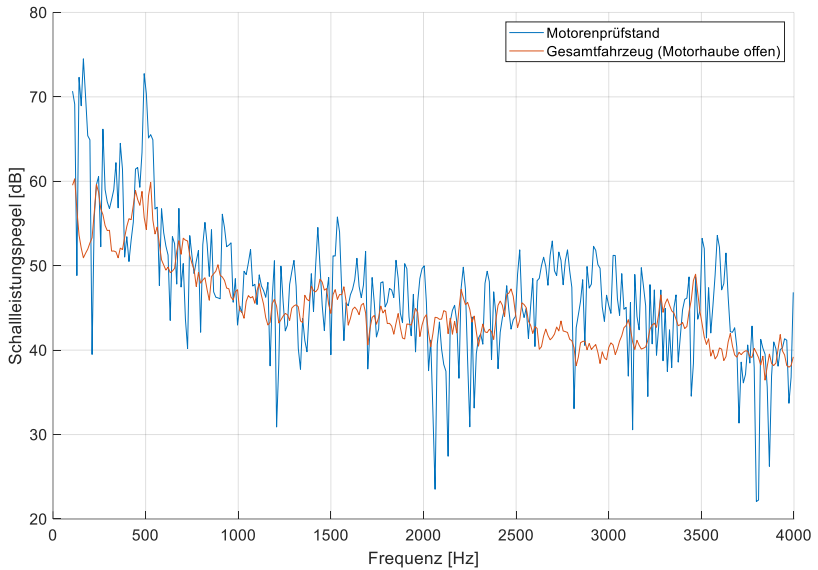


Abbildung 6.6: Schalleistungsspektrum des Reihensechszylindermotors im Leerlauf (Motorenprüfstand / Gesamtfahrzeug)

Es ist zu sehen, dass der Pegel aus den Messungen am Gesamtfahrzeug über der Frequenz deutlich gleichmäßiger verläuft. Der Pegelverlauf der Messung am Motorenprüfstand hingegen ist sehr schwankungsstark. Dies kann einerseits durch die deutlich geringe Anzahl an Messpunkten und andererseits durch mögliche Störeinflüsse aufgrund externer, instationärer Quellen (z.B. lastabhängige Belüftungs- und Ablufttechnik) bedingt sein. Der mittlere Verlauf beider Pegel ist jedoch sehr ähnlich.

Das Fahrzeug wird zusätzlich in einem reinen Rollenbetrieb gemessen. Das heißt der Motor wird abgeschaltet, das Getriebe auf *Neutral* (N) gestellt und das Fahrzeug durch den Rollenprüfstand bei einer konstanten Geschwindigkeit von sowohl 30 als auch 50 km/h angetrieben. In Abbildung 6.7 sind die Schallintensitätsvektoren aus der Messung am rechten Vorder- und Hinterreifen des Fahrzeugs zu sehen, in diesem Fall bei 30 km/h.



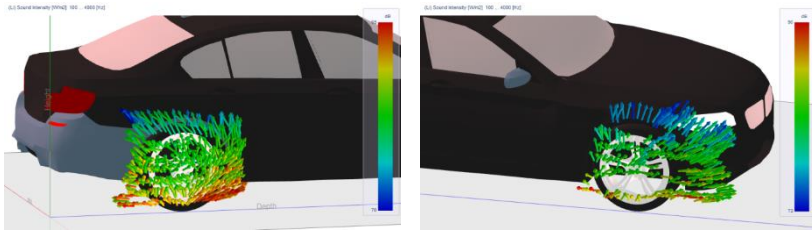


Abbildung 6.7: Schallintensitätsmessungen an Vorder- und Hinterreifen der Hybrid-Limousine

Die anhand der neuen Methode zur Schalleistungsbestimmung berechneten Hüllflächen um den Vorder- und Hinterreifen sind in Abbildung 6.8 zu sehen. Hier sind weiterhin die in Kapitel 5.2.4 beschriebenen Stützpunkte zur Anwendung der neuen Methode an großen Messobjekten in Form von orangenen Kreuzen zu erkennen.

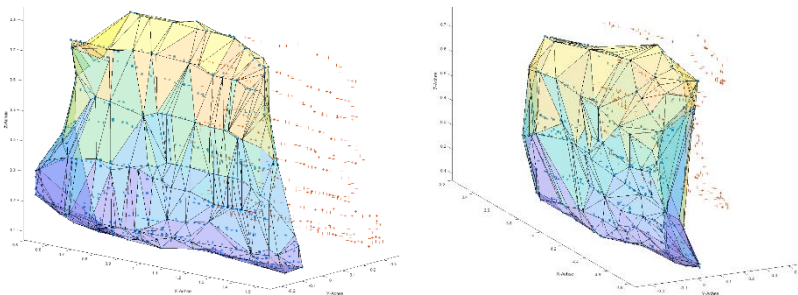


Abbildung 6.8: Hüllflächen aus den Messungen an Vorder- und Hinterreifen der Hybrid-Limousine

Es gilt hierbei die Annahme einer Vollreflexion der Karosserie, wodurch die per Hand abgefahrenere Hüllfläche in etwa einer Viertelkugel an der Außenflanke des jeweiligen Reifens entspricht. Da die Hüllfläche in diesem Fall den Reifen nicht vollständig umschließen kann, wird einerseits ein Teil der durch den Reifen emittierten Schalleistung nicht erfasst, andererseits tritt ein Übersprechen<sup>24</sup> durch

---

<sup>24</sup> Als Übersprechen bezeichnet man den meist ungewollten Einfluss von Schallquellen außerhalb der gewählten Systemgrenze auf das betrachtete System

die Reifen der gegenüberliegenden Seite auf. In der vorliegenden Arbeit wird diese Unsicherheit als vernachlässigbar angenommen. Dem zugrunde liegen die Untersuchungen von Robens (2013), nach denen ein Fahrzeug auf dem Akustikrollenprüfstand für die simulierte Vorbeifahrtmessung auf die wesentlichen Schallquellen Reifen und Motor reduziert werden kann und eine Messung auf nur einer Seite des Fahrzeugs – wessen Ergebnisse auf die gegenüberliegende Seite projiziert werden – zulässig ist. In nachfolgenden Arbeiten sollte dies jedoch auf separaten Reifenprüfständen weiter analysiert werden, wobei hier darauf geachtet werden muss, dass die Beschaffenheit und Geometrie der Prüfstandsrollen bei beiden Prüfständen vergleichbar bzw. nahezu identisch sind.

Das resultierende Schalleistungsspektrum von Vorder- und Hinterreifen ist in folgender Abbildung dargestellt.

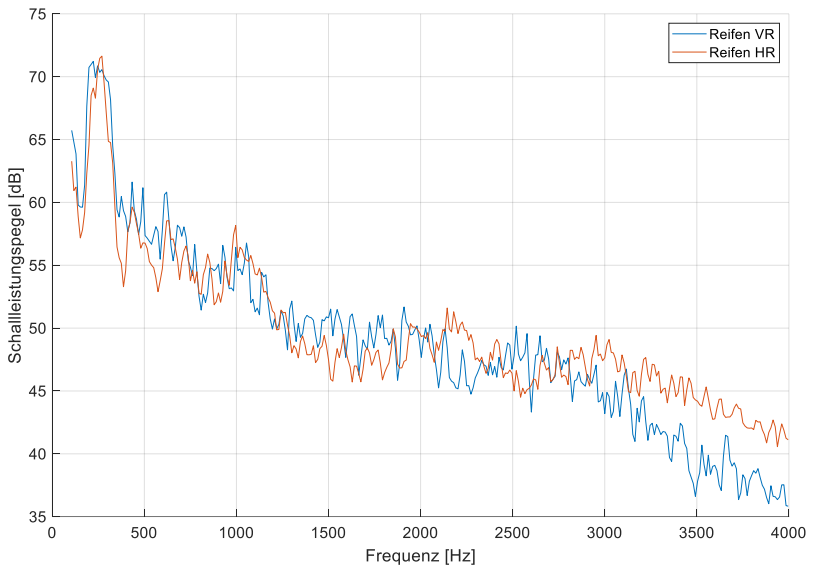


Abbildung 6.9: Schalleistungsspektrum des rechten Vorder- und Hinterreifens der Hybrid-Limousine bei 30 km/h

Dabei ist zu erkennen, dass sich die Schalleistungspiegel des Vorder- und Hinterreifens im Frequenzbereich  $\leq 2.000$  Hz sehr stark ähneln. Lediglich oberhalb von  $\sim 3.000$  Hz treten Abweichungen zwischen den beiden Pegeln auf.

Es zeigt sich also, dass mit der neuen Methode zur Schalleistungsbestimmung Messungen ohne Vorgaben fester Messflächen sowohl auf Motorenprüfständen, als auch auf Rollenprüfständen durchgeführt werden können und zu vergleichbaren Ergebnissen führen. Eine zu geringe Anzahl an Messpunkten, wie bei den in Abbildung 6.3 und Abbildung 6.4 gezeigten Messungen auf dem Motorenprüfstand führt im Vergleich zu Messungen mit hoher Anzahl an Messpunkten (s. Abbildung 6.6) jedoch zu einem sehr schwankungsstarken Schalleistungsspektrum. Messungen an Systemen mit ähnlich zu erwartender Geräuschcharakteristik, wie den in Abbildung 6.9 gezeigten Vorder- und Hinterreifen eines Hybrid-Fahrzeugs auf dem Akustikrollenprüfstand, zeigen ein sehr ähnliches Schalleistungsspektrum.

Im Folgenden soll ein weiterer Anwendungsfall gezeigt werden. Hierbei werden Schallintensitätsmessungen an den Reifen eines Kleinwagens auf dem Akustikrollenprüfstand im reinen Rollenbetrieb durchgeführt. Dazu wird der Kleinwagen, wie zuvor die Hybrid-Limousine, bei abgeschaltetem Motor und Getriebe auf *Neutral-Stellung* (N) bei einer konstanten Geschwindigkeit von sowohl 30 als auch 50  $km/h$  durch den Rollenprüfstand angetrieben. In folgender Abbildung sind die resultierenden Schallintensitätsvektoren aus der Messung an Vorder- und Hinterreifen bei 50  $km/h$  dargestellt.

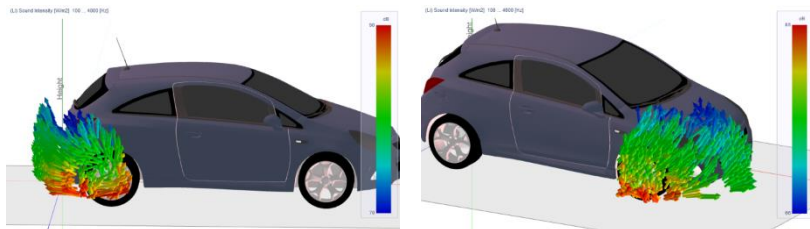


Abbildung 6.10: Schallintensitätsmessungen an Vorder- und Hinterreifen des Kleinwagens

Die berechneten Hüllflächen um den Vorder- und Hinterreifen sind in Abbildung 6.11 zu sehen.

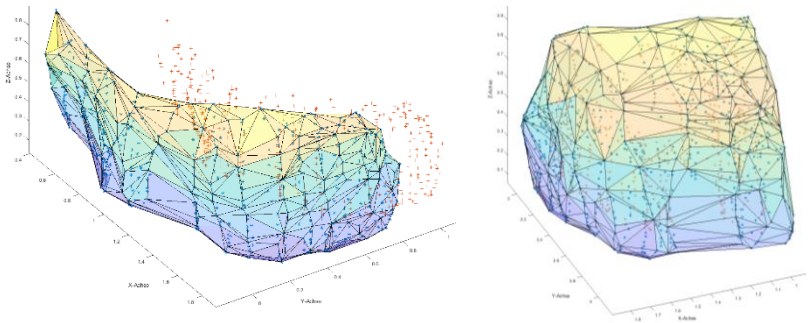


Abbildung 6.11: Hüllflächen aus den Messungen an Vorder- und Hinterreifen des Kleinwagens

Die jeweiligen Schalleistungspegel des Vorder- und Hinterreifens des Kleinwagens sind in nachfolgender Abbildung gezeigt. Hierbei gilt, wie auch bei der Hybrid-Limousine, dass ein Teil der durch den Reifen emittierten Schalleistung nicht erfasst werden kann und andererseits ein Übersprechen durch den gegenüberliegenden Reifen auftritt.

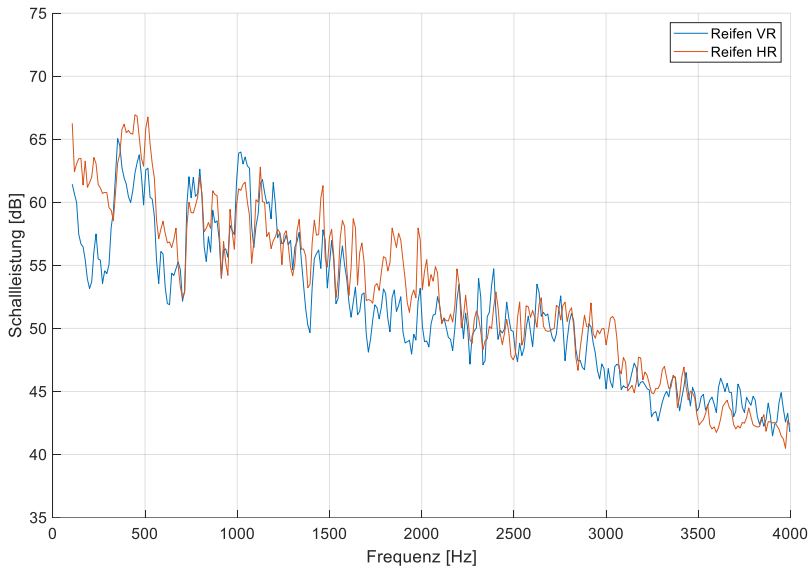


Abbildung 6.12: Schalleistungsspektrum des Vorder- und Hinterreifens des Kleinwagens bei 50 km/h

Verglichen mit den Pegelverläufen der Reifen der Hybrid-Limousine treten hier im Frequenzbereich unterhalb von 2.000 Hz deutlich größere Abweichungen zwischen Vorder- und Hinterreifen auf. Wobei in manchen Frequenzbereichen der Vorderreifen dominant ist, in anderen wiederum der Hinterreifen.

Eine detaillierte Analyse der Reifenakustik ist jedoch nicht Teil dieser Arbeit. Hierzu könnten in nachfolgenden Forschungsarbeiten die Einflüsse verschiedener Bereifungen, aber auch der Einfluss der Beschaffenheit der Prüfstandsrollen untersucht werden.

## 7 Prognose des Fahrzeugaußengeräuschs

In diesem Kapitel wird die neu entwickelte Methode zur Schalleistungsbestimmung aus Kapitel 5, angewendet auf einer generischen Schallquelle, sowie deren Anwendung an Subsystemen des Fahrzeugs auf Prüfständen aus Kapitel 6 zur Prognose des Fahrzeugaußengeräuschs genutzt. Dies entspricht somit der Phase IV des Forschungsvorgehens, der realen Umsetzung von innovativen Werkzeugen und Methoden. Mit Hilfe der in Kapitel 2.5.1 eingeführten Transferpfadanalyse soll dadurch ein Prozess zur Erweiterung der ECE-Homologation (vgl. Kapitel 2.5.2) geschaffen werden. Die Vorgehensweise orientiert sich dabei an dem in Kapitel 4 gezeigten Ablaufdiagramm (s. Abbildung 4.2).

Nach Pflüger et al. (2010) wird das Außengeräusch von Fahrzeugen nur durch den von den Subsystemen emittierten Primärluftschall beeinflusst. Für die Prognose der Fahrzeugaußenakustik wird daher im weiteren Verlauf nur der Primärluftschall der Subsysteme des Fahrzeugs betrachtet. Bei einer weiteren Verwendung zur Prognose des Fahrzeuginnengeräuschs müssen zusätzlich der körperschallinduzierte Sekundärluftschall sowie der haptisch auf den Fahrer einwirkende Körperschall berücksichtigt werden. Dieser Zusammenhang ist in folgender Abbildung dargestellt:

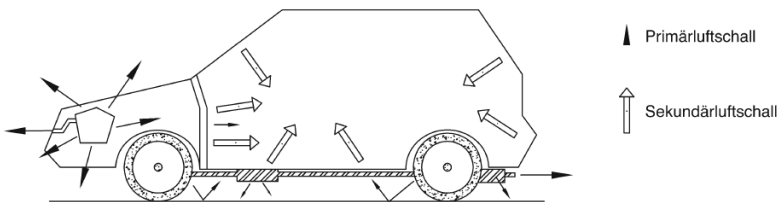


Abbildung 7.1: Luftschallausbreitung bei einem Fahrzeug (Pflüger et al., 2010)

Analog zu Robens (2013) verifizierter Annahme für die Messung des Außengeräuschs von Fahrzeugen u.a. aus Genuit (2010), dass sich „das Fahrzeug im akustischen Fernfeld wie eine Punktschallquelle verhält“, gilt hier die erweiterte Annahme, dass die betrachteten Schallquellen – die Subsysteme des Fahrzeugs – ebenfalls die Abstrahlcharakteristik einer Punktschallquelle auf einer reflektierenden

Ebene aufweisen. Dies ermöglicht eine Umrechnung der ermittelten Schalleistung in einen Schallfluss anhand der in Kapitel 2.2.1.3 eingeführten Gl. 2.7 und somit eine Anwendung für die Luftschall-Transferpfadanalyse. Diese erweiterte Annahme findet auch bei dem in Kapitel 2.5.2 vorgestellten „Coast-by Sound Power Level“ (CBSWL) Verfahren Anwendung und liegt weiterhin der ASQ (vgl. Kapitel 2.5.1) zugrunde, welche unter anderem durch Janssens et al. (2011) und Kim, Shin & Lee (2012) angewendet und verifiziert wurde.

## 7.1 Vorgehensweise anhand des IPEK-X-in-the-Loop Frameworks

Nachfolgend soll die Vorgehensweise zur Prognose des Fahrzeugaußengeräuschs anhand des in Kapitel 2.1.4 vorgestellten IPEK-X-in-the-Loop-Frameworks aufgezeigt werden.

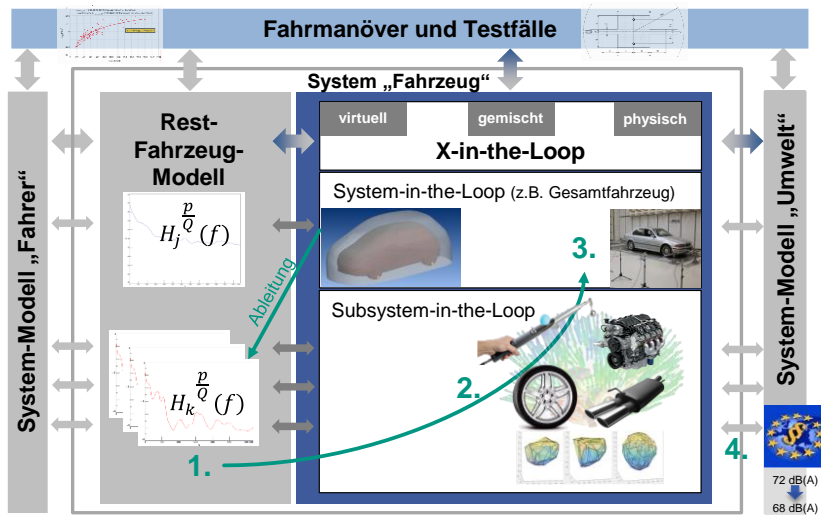


Abbildung 7.2: IPEK-X-in-the-Loop-Framework – adaptiert an die Prognose des Fahrzeugaußengeräuschs (Albers, Landes, et al., 2015)

Als Fahrmanöver dienen hier die in der DIN ISO 362-1/3 (vgl. Kapitel 2.5.2) definierten Konstantfahrten sowie die Abbildung von dynamischen Zuständen mittels Interpolation stationärer Zustände aus Kapitel 5.4.

Die akustische Quantifizierung der Subsysteme des Fahrzeugs findet auf der physischen Ebene, anhand der in Kapitel 5 eingeführten und in Kapitel 6 angewendeten Methode, statt. Eine akustische Quantifizierung von Bauteilen mittels numerischer Simulation ist zwar grundsätzlich möglich, jedoch sind die relevanten Subsysteme am Fahrzeug für eine Modellierung, aufgrund der verschiedenen Wirkmechanismen vor allem bei einer Verbrennungskraftmaschine sowie der Vielzahl an einzelnen Bauteilen und entsprechend hohen Anzahl an Schnittstellen, sehr komplex. Daher ist eine numerische Simulation hier oftmals nicht zielführend bzw. nicht genau genug.

Die Ableitung der Restfahrzeugmodelle für die Subsystem-in-the-Loop Ebene geschieht anhand virtueller oder physisch ermittelter Luftschall-Transferfunktionen. Für eine virtuelle Ermittlung können die in Kapitel 2.6 beschriebenen numerischen Simulationsverfahren angewendet werden, da hier nur eine reine Luftschall-Übertragung berücksichtigt werden muss. Die genaue Vorgehensweise hierzu wird in Kapitel 8 vorgestellt. Die physische Ermittlung wird im nachfolgenden Kapitel 7.2 auf Basis der in Kapitel 2.5.1 eingeführten experimentellen Transferpfadanalyse beschrieben.

Anhand der Restfahrzeugmodelle (1. Schritt) und der Quantifizierung auf Subsystem-Ebene (2. Schritt) wird schließlich der Außengeräuschpegel (3. Schritt) berechnet. Dieser steht mit dem System-Modell Umwelt in Wechselwirkung und kann mit den durch den Gesetzgeber vorgegebenen Grenzwerten abgeglichen werden (4. Schritt).

## **7.2 Luftschall-Transferpfadanalyse**

Wie erwähnt ist die Ableitung von Restfahrzeugmodellen im Kontext des IPEK-XiL ein essenzieller Bestandteil für die Übertragbarkeit von Subsystemebene auf Gesamtfahrzeugebene. Daher sollen in diesem Kapitel die zur Prognose des akustischen Einflusses von Subsystemen auf das Gesamtsystem nötigen Restfahrzeugmodelle ermittelt werden, welche in diesem Zusammenhang dem Übertragungsverhalten der Karosserie und weiterer schalldämmender und -dämpfender Materialien entsprechen. Die Durchführung orientiert sich hierbei an der in Kapitel 2.5.1 beschriebenen Transferpfadanalyse, erweitert um die Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung durch die neu entwickelte Methode zur Schalleleistungsbestimmung.



Dazu muss zuerst die für die TPA verwendete Schallquelle quantifiziert werden. Dies geschieht für den Dodekaeder-Lautsprecher anhand der in Kapitel 5 beschriebenen neuen Methode und für die Volumenschallquelle anhand der Reflexionsfaktormethode aus Kapitel 2.5.6. Hinsichtlich der Verstärkerstufe werden weiterhin die fünf zuvor gewählten Stufen verwendet. Als Anregungssignal dient hier weißes Rauschen. Die ermittelte Schalleistung des Dodekaeder-Lautsprechers muss zur Anwendung in der TPA noch, basierend auf den zu Beginn von Kapitel 7 beschriebenen Annahmen und mittels Gl. 2.7, in einen Schallfluss umgerechnet werden. Somit können sowohl Dodekaeder-Lautsprecher als auch Volumenschallquelle für eine direkte und reziproke Luftschall-Transferpfadanalyse an verschiedenen Fahrzeugen auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK verwendet werden. In Abbildung 7.3 ist der Messaufbau der reziproken Luftschall-TPA schematisch dargestellt. Dabei sind die grünen Positionen die Empfängerpositionen an dem betrachteten Subsystem des Fahrzeugs, mit denen das durch die Quelle emittierte Signal aufgezeichnet wird und die orangenen Positionen die jeweiligen Anregungspositionen mit der Schallquelle, welche den Messpunkten im Fernfeld des Fahrzeugs zur Durchführung der Vorbeifahrtmessung (vgl. Kapitel 2.5.2) entsprechen. Die jeweiligen Luftschall-Transferfunktionen errechnen sich anhand der in Kapitel 2.5.1.1 gezeigten Gl. 2.37.

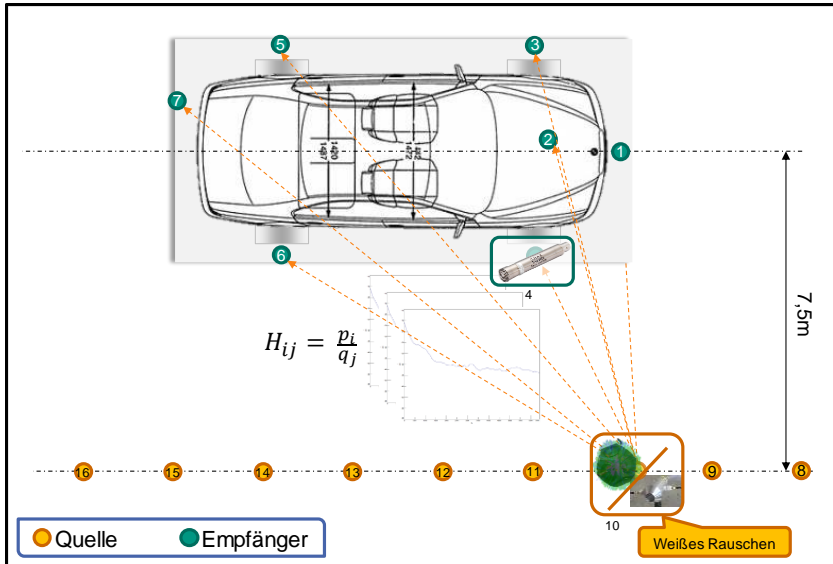


Abbildung 7.3: Messaufbau zur Durchführung der reziproken Luftschall-Transferpfadanalyse (Siegel et al., 2016)

Nachfolgend soll der Einfluss der Verstärkerstufe auf die Güte der resultierenden Transferfunktion untersucht werden. Am Beispiel der reziproken TPA an der in Kapitel 6 gezeigten Hybrid-Limousine mittels Volumenschallquelle sind in Abbildung 7.4 die resultierenden fünf Transferfunktionen zwischen Position 11 und Position 4 nach dem Messaufbau in Abbildung 7.3 der jeweiligen Verstärkerstufe über der Frequenz aufgetragen.

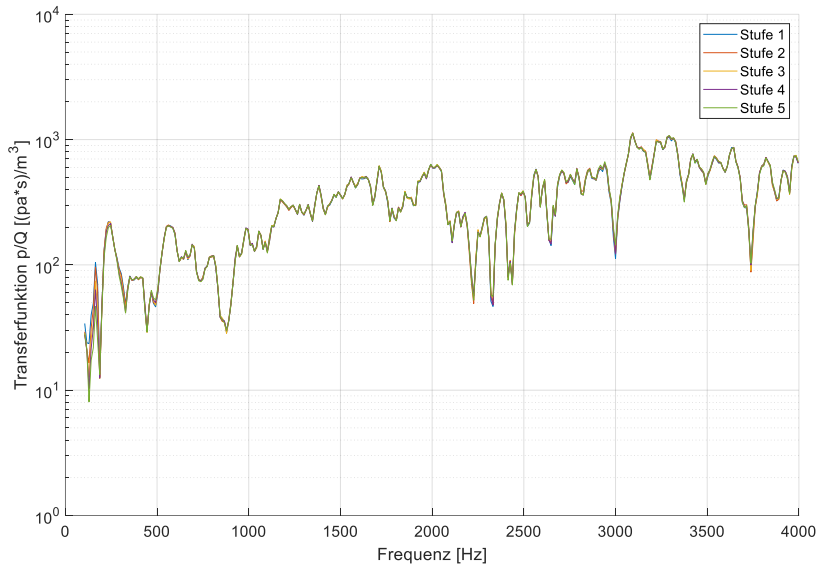


Abbildung 7.4: Transferfunktionen bei verschiedenen Verstärkerstufen

Es ist zu erkennen, dass die Wahl der Verstärkerstufe einen nur sehr geringen Einfluss auf die resultierende Übertragungsfunktion hat. Einzig im Frequenzbereich unterhalb von 200 Hz sind marginale Abweichungen erkennbar. Um in allen Anwendungsfällen einen ausreichenden Signal-Rausch-Abstand zu gewährleisten sollte jedoch immer die lautest mögliche Verstärkerstufe gewählt werden<sup>25</sup>. Im Falle der vorliegenden Arbeit entspricht dies der Verstärkerstufe 5.

Darüber hinaus soll die Anwendbarkeit des in Kapitel 2.5.1.3 dargelegten Reziprozitätsprinzips überprüft werden. Dazu wird weiterhin der zuvor beschriebene Messaufbau mittels Volumenschallquelle an der Hybrid-Limousine herangezogen. Für die direkte Bestimmung der Transferfunktionen werden hierbei die orangenen und grünen Positionen aus Abbildung 7.3 (Quellen- und Empfängerpositionen)

---

<sup>25</sup> Die lautestmögliche Verstärkerstufe ergibt sich dabei aus der maximalen Leistung des Verstärkers bzw. Lautsprechers, welche ohne Übersteuern wiedergegeben werden kann

vertauscht. Die beiden resultierenden Transferfunktionen sind in folgender Grafik am Beispiel der Position 4 und der Position 11 abgebildet.

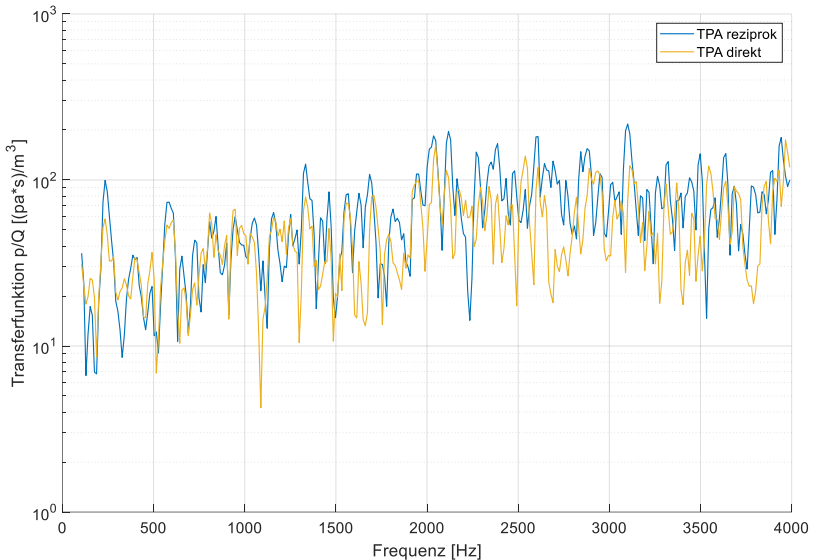


Abbildung 7.5: Vergleich zwischen direkter und reziproker Transferfunktion

Hierbei treten geringe Abweichungen zwischen reziproker und direkter Transferfunktion in einzelnen Frequenzbändern auf. Diese werden vor allem im höheren Frequenzbereich etwas deutlicher. Generell stimmen die beiden Transferfunktionen jedoch sehr gut miteinander überein.

Aufgrund der Vorteile einer reziproken Erfassung der Transferfunktionen hinsichtlich Messaufwand und der dargestellten geringen Abweichungen zwischen direkter und reziproker Erfassung wird sich in der nachfolgenden Anwendung an Fahrzeugen mit unterschiedlicher Antriebstopologie auf die reziproken Transferfunktionen beschränkt. Es sei weiterhin angemerkt, dass eine direkte TPA nur unter Verwendung der Volumenschallquelle durchführbar ist. Der Dodekaeder-Lautsprecher ist aufgrund seiner Größe an den Positionen 1 bis 7 aus Abbildung 7.3 nicht sinnvoll positionierbar.

Weitere Vergleiche der reziproken und direkten Transferfunktionen sowie Vergleiche zwischen Volumenschallquelle und Dodekaeder-Lautsprecher können in Zhao (2017)<sup>26</sup> nachgelesen werden.



Abbildung 7.6: Messaufbau der TPA an den Versuchsfahrzeugen auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK

---

<sup>26</sup> Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

In Abbildung 7.6 sind die beiden verwendeten Versuchsfahrzeuge und der entsprechende Messaufbau zur Durchführung der reziproken TPA am Akustikrollenprüfstand des IPEK abgebildet. Der jeweilige Messaufbau entspricht der Darstellung aus Abbildung 7.3.

Im Falle der Hybrid-Limousine sind die Transferfunktionen ausgehend von der Position des Motors (Position 2) und den Positionen der Reifen (Positionen 3 bis 6) die relevantesten. Mit Hilfe dieser soll die nachfolgende Berechnung des Schalldruckpegels im Fernfeld sowohl im Leerlauf als auch bei einer Geschwindigkeit von  $30 \text{ km/h}$  und entsprechender Motorlast ermöglicht werden. Die geglätteten Transferfunktionen ausgehend von Position 2 bis 6 hin zur Position 11 im Fernfeld sind in folgender Grafik dargestellt.

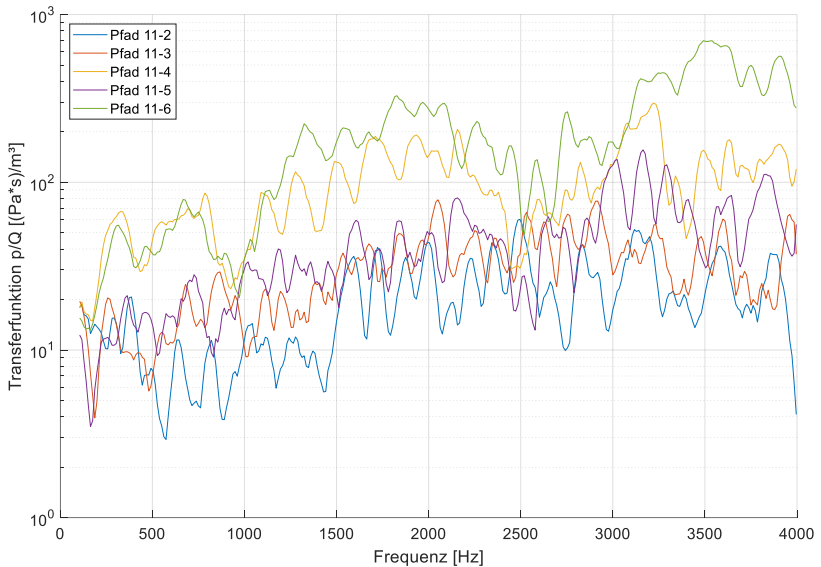


Abbildung 7.7: Transferfunktionen der Hybrid-Limousine

Hier ist die starke Dämpfung der Übertragung aus dem Motorraum (blau) zu erkennen. Zudem zeigen die Transferfunktionen ausgehend von der abgewandten Fahrzeugseite – Position 3 und 5 (orange und lila) – eine zu erwartende höhere Dämpfung über den gesamten Frequenzbereich im Vergleich zu denen ausgehend von der zugewandten Fahrzeugseite – Position 4 und 6 (gelb und grün).

Im Falle des Kleinwagens sind die Transferfunktionen ausgehend von den Positionen der Reifen (Positionen 3 bis 6) die relevantesten. Hierdurch soll die Berechnung des Schalldruckpegels im Fernfeld bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h im Rollenbetrieb des Prüfstands ermöglicht werden. Nachfolgend sind die Transferfunktionen ausgehend von Position 3 bis 6 hin zur Position 11 im Fernfeld abgebildet.

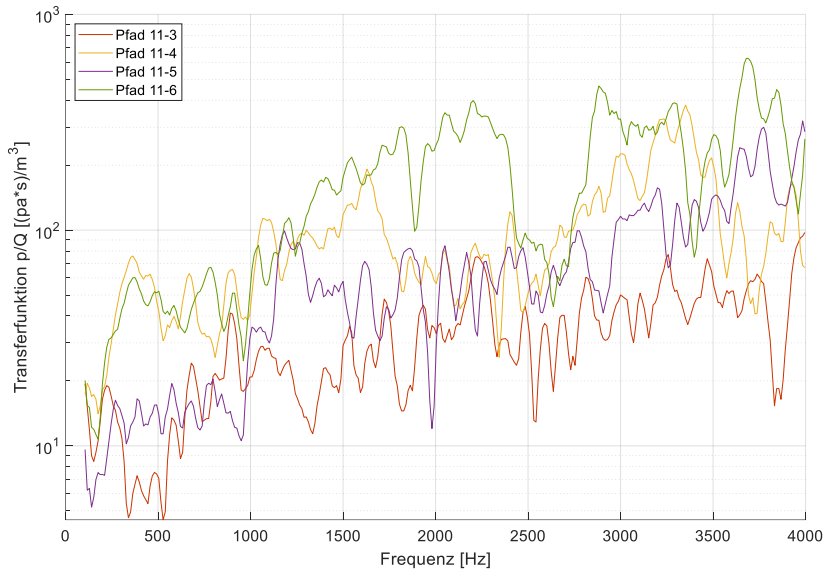


Abbildung 7.8: Transferfunktionen des Kleinwagens

Wie auch bei der Hybrid-Limousine der Fall, zeigen die Transferfunktionen ausgehend von der abgewandten Fahrzeugseite ebenfalls eine zu erwartende höhere Dämpfung im Vergleich zu denen ausgehend von der zugewandten Fahrzeugseite.

### 7.3 Berechnung des Schalldrucks im Fernfeld

Anhand der in Kapitel 6 bestimmten Schalleistungen an den Subsystemen der jeweils untersuchten Fahrzeuge und der im vorherigen Unterkapitel beschriebenen Luftschall-Transferfunktionen werden in diesem Abschnitt die daraus resultierenden Schalldrücke im Fernfeld berechnet und jeweils mit einer entsprechenden Messung

mittels Mikrofonen im Fernfeld verglichen. Dabei wird sich in den folgenden Analysen auf die Position 11 beschränkt, da hier im Mittel bei den Vorbeifahrtmessungen der höchste Schalldruckpegel gemessen wird und diese Position daher für den Maximalpegel zur ECE-Homologation nach Kapitel 2.5.2 am relevantesten ist.

Auf Grundlage der Ergebnisse aus Kapitel 6.1 und 6.2 ist nachfolgend der berechnete Schalldruckpegel mit Hilfe der Transferfunktionen von Position 2 bis 6 zu Position 11 aus Abbildung 7.7 dargestellt. Dieser ergibt sich aus der Schallintensitätsmessung bei einer Motordrehzahl von  $1200 \text{ U/min}$  und 12% Last am Motorenprüfstand und der Schallintensitätsmessung an den Reifen des Hybrid-Fahrzeugs auf dem Akustikrollenprüfstand bei den entsprechenden  $30 \text{ km/h}$  im Rollenbetrieb. Dabei werden die einzelnen Teilschalldrücke des Beitrags des jeweiligen Subsystems im Fernfeld berechnet und anschließend aufsummiert. Dies ist in folgender Gleichung ausformuliert:

$$L_{p\_Ges} = L_{p\_Motor} + L_{p\_Reifen} = q_{Motor} \cdot H_{Motor} + \sum_{i=1}^4 q_{Reifen,i} \cdot H_{Reifen,i} \quad 7.1$$



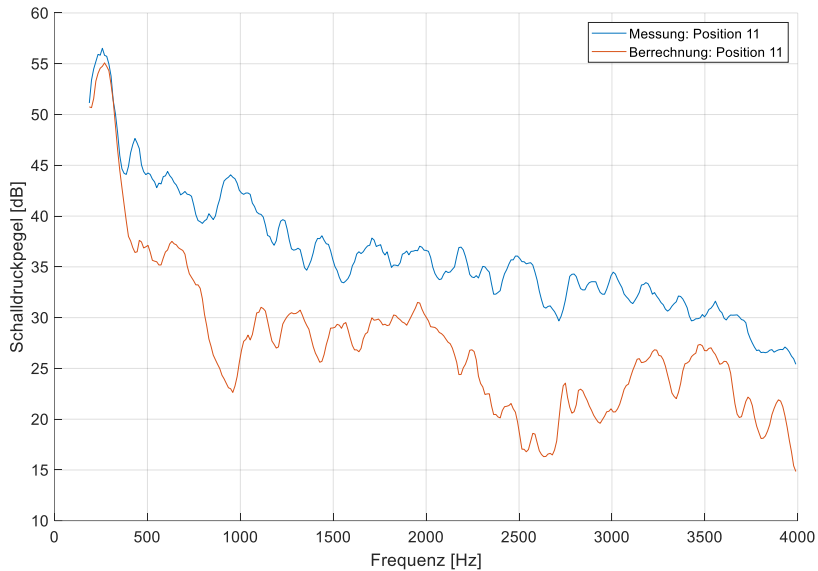


Abbildung 7.9: Schalldruckpegel des Hybrid-Fahrzeugs bei 30 km/h an der Position 11 (gemessen / berechnet)

Im Frequenzbereich unterhalb von 400 Hz stimmt der berechnete Schalldruckpegel mit dem am Gesamtfahrzeug gemessenen Pegel gut überein, jedoch nehmen die Abweichungen in den Frequenzbereichen darüber teilweise deutlich zu. Der Gesamtschalldruckpegel beträgt hierbei für die Messung 68,15 dB und für die Berechnung 67,6 dB. Da für die ECE-Homologation nur der Gesamtschalldruckpegel von Relevanz ist (vgl. Kapitel 2.5.2), ist das Ergebnis diesbezüglich zufriedenstellend. Für eine Anwendung hinsichtlich des in Kapitel 3.1 gezeigten Kunden- und Umweltaspekts unter Anwendung entsprechender psychoakustischer Größen bedarf es hingegen weiterer Optimierungen. Dabei sei angemerkt, dass hierzu auch die Messung unter vergleichbareren Bedingungen zählt. Im vorliegenden Fall mussten mehrere Einschränkungen hinsichtlich Anzahl möglicher Messpunkte und Störeinflüssen am Prüfstand berücksichtigt werden. Zusätzlich gilt es zu beachten, dass das Mündungsgeräusch der Abgasanlage im Rahmen dieser Arbeit nicht ohne ein hohes Übersprechen der Reifen bzw. nicht auf einem entsprechenden Prüfstand gemessen werden konnte. Nach den Annahmen und Ergebnissen von Robens (2013) sowie Putner & Lohmann (2011), dass dessen

Beitrag bei der simulierten Vorbeifahrtmessung im Fernfeld im Vergleich zu Motor und Reifen gering ausfällt, wurde dieses hier vernachlässigt.

Nachfolgend ist der Anwendungsfall an einem Kleinwagen gezeigt. Dabei werden anhand der Schallintensitätsmessungen an den Reifen des Fahrzeugs auf dem Akustikrollenprüfstand, im Rollenbetrieb bei  $50 \text{ km/h}$  und mit Hilfe der Transferfunktionen von Position 3 bis 6 zu Position 11 aus Abbildung 7.8 der resultierende Schalldruckpegel im Fernfeld berechnet. Wie zuvor gezeigt werden die Teilschalldrücke des Beitrags des jeweiligen Subsystems im Fernfeld entsprechend nachfolgender Gleichung aufsummiert:

$$L_{p\_Ges\_Rollenbetrieb} = \sum_{i=1}^4 q_{Reifen,i} \cdot H_{Reifen,i} \quad 7.2$$

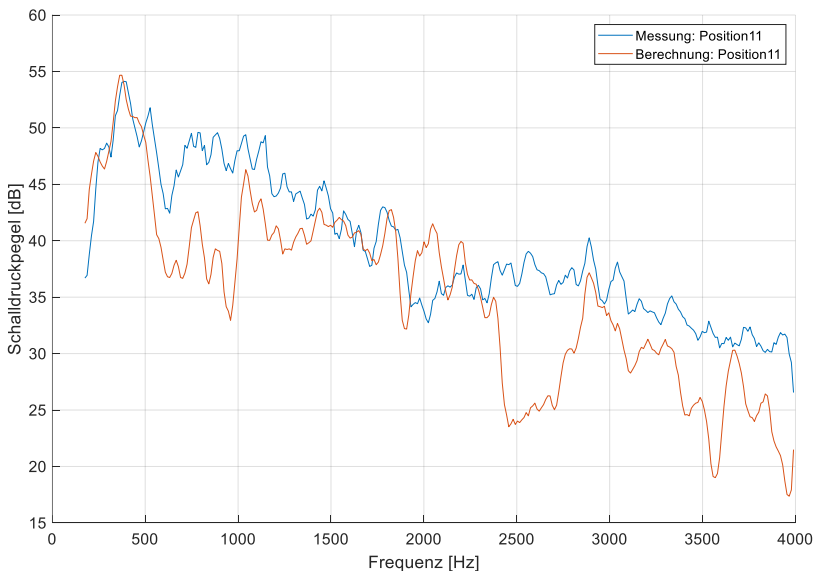


Abbildung 7.10: Schalldruckpegel des Kleinwagens bei  $50 \text{ km/h}$  an der Position 11 (gemessen / berechnet)

Der Pegelverlauf von gemessenem und berechnetem Schalldruckpegel weist dabei in mehreren Frequenzbereichen eine sehr gute Übereinstimmung auf. In den

Frequenzbereichen von 500 bis 1.000 Hz und von ca. 2.400 bis 2.800 Hz treten allerdings relativ hohe Abweichungen auf. Ob deren Ursache in den Schwankungen der Schalleistungspegel oder in dem Verlauf der entsprechenden Transferfunktionen liegt konnte abschließend nicht geklärt werden. Lediglich der starke Einbruch des berechneten Schalldruckpegels im Bereich von 2.400 bis 2.800 Hz scheint auf den analogen Einbruch in der Transferfunktion von Position 6 zu Position 11 (s. Abbildung 7.8) zurückzuführen zu sein.

Abschließend soll die Aussage aus Kapitel 5.3.5 überprüft werden, dass der auf das Schalleistungsspektrum angewendete Korrekturfaktor nahezu keinen Einfluss auf das berechnete Schalldruckspektrum im Fernfeld hat. Grundlage hierfür ist, dass einerseits die Schalleistung der Schallquelle zur Durchführung der TPA um einen Versatz korrigiert wird und damit ebenfalls die resultierende Transferfunktion, andererseits wird die Schalleistung des vermessenen Subsystems, welche wiederum mit der Transferfunktion verrechnet wird, um einen nahezu gleichen Versatz korrigiert. Anhand der Umformung von Gl. 2.35 kann dieser Sachverhalt mathematisch erklärt werden:

$$L_{A,Korr} = L_{H,Korr} + L_{E,Korr} \quad 7.3$$

$$L_{A,Korr} = (L_H - C_H) + (L_E + C_E) \quad 7.4$$

Das negative Vorzeichen des Korrekturfaktors  $C_H$  ergibt sich hierbei wohlgermerkt aus der Logarithmierung der Transferfunktion  $H_{Korr} = \frac{p}{q_{Korr}}$ . Unter Berücksichtigung des kleinen Korrekturbereichs des Korrekturfaktors von ca. 6 dB gilt  $C_H \approx C_E$ . Somit ist

$$L_{A,Korr} \approx L_A \quad 7.5$$

Im Folgenden sei dies an einem Anwendungsbeispiel illustriert. In Abbildung 7.11 ist der berechnete Schalldruckpegel der Hybrid-Limousine im Rollenbetrieb bei 30 km/h mit und ohne angewendeten Korrekturfaktor abgebildet.

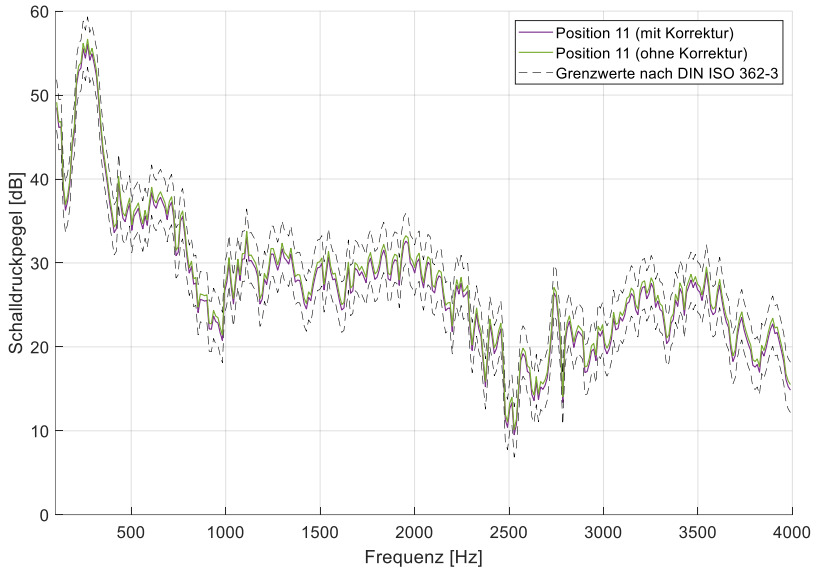


Abbildung 7.11: Berechneter Schalldruckpegel der Hybrid-Limousine im Rollenbetrieb an Position 11 (korrigiert / unkorrigiert)

Dabei ist bereits zu sehen, dass die Differenzen zwischen beiden Pegeln sehr gering ausfallen. Bei einem Vergleich mit den in Tabelle 1 aufgelisteten höchstzulässigen Abweichungen zwischen gemessenen und theoretischen Schalldruckpegeln<sup>27</sup> aus der DIN ISO 362-3 wird deutlich, dass die hier gezeigten Abweichungen von  $\sim 0,65 \text{ dB}$  über den gesamten Frequenzbereich den strengsten Grenzwert von  $\pm 3 \text{ dB}$  weit unterschreiten. Für alle restlichen Positionen im Fernfeld (Position 8 bis 16) ergibt sich eine maximale Abweichung von  $0,67 \text{ dB}$  und damit ebenfalls eine deutliche Unterschreitung der Grenzwerte.

<sup>27</sup> Es sei angemerkt, dass der dort beschriebene Fall der Berechnung von Schalldruckpegeln unter Annahme des Abstandsgesetzes von deutlich geringerer Komplexität ist (mathematisch und messtechnisch) als die hier gezeigten Anwendungsfälle

## 7.4 Umsetzung in einem Anwenderwerkzeug

Die in den vorangegangenen Kapiteln gezeigten Messdurchführungen und Berechnungen werden in Form eines Anwenderwerkzeugs umgesetzt, welches für die in der vorliegenden Arbeit gezeigten Ergebnisse bereits Verwendung fand. Dadurch soll nachfolgenden Arbeiten ein erleichterter Umgang mit den generierten Messdaten und entsprechende, weiterführende Untersuchungen ermöglicht werden. Der Aufbau des Werkzeugs orientiert sich dabei an dem in Kapitel 4 beschriebenen Ablaufdiagramm zur Prognose des Fahrzeugaußengeräuschs (s. Abbildung 4.2) und wird im Folgenden erläutert. Eine detaillierte Ansicht der einzelnen Fenster des Werkzeugs befindet sich im Anhang der Arbeit.

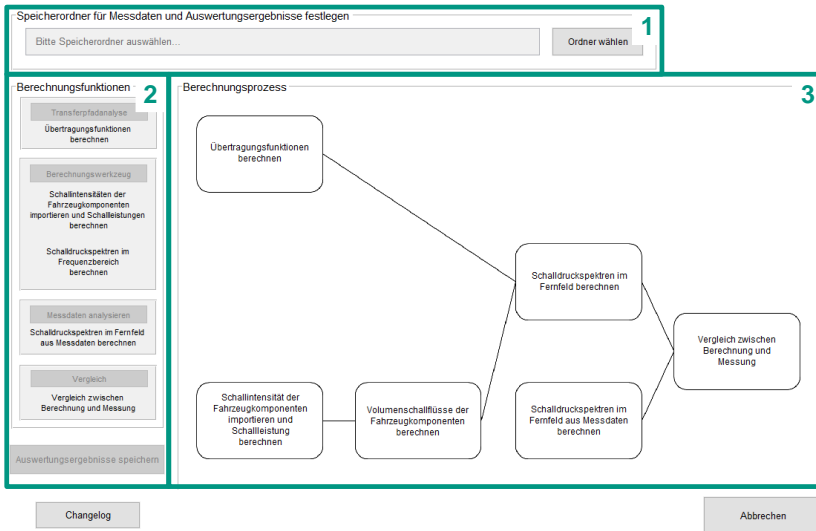
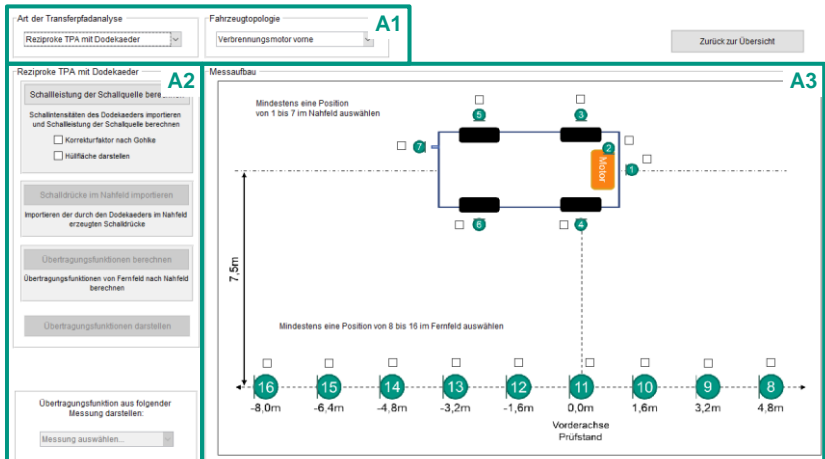


Abbildung 7.12: Hauptfenster des Anwenderwerkzeugs

Im Bereich 1 des Hauptfensters wird zuerst der Speicherort der Messdaten und Ergebnisse festgelegt. Der Bereich 2 zeigt die innerhalb des Werkzeugs durchzuführenden Hauptschritte, welche der Reihe nach freigeschaltet werden. Der gesamte Berechnungsprozess ist im Bereich 3 nochmals schematisch dargestellt. Im ersten Schritt werden die Übertragungsfunktionen aus den Messdaten der Transferpfadanalyse berechnet. Nachfolgend ist die Detailansicht des Reiters *Transferpfadanalyse* dargestellt.

Abbildung 7.13: Reiter A *Transferpfadanalyse*

Hier wird im Bereich A1 die Art der Transferpfadanalyse (direkt/reziprok), die verwendete Schallquelle sowie die Topologie des Fahrzeugs gewählt. Im Bereich A2 werden die zur Berechnung der Transferfunktionen notwendigen Schritte durchgeführt. Dabei wird zuerst die Schallleistung der verwendeten Schallquelle berechnet (hier kann zusätzlich der in Kapitel 5.3.5 eingeführte Korrekturfaktor appliziert werden), daraufhin werden die im Nahfeld gemessenen Schalldrücke importiert und daraus schließlich die Übertragungsfunktionen berechnet sowie ggf. dargestellt. Die jeweiligen Positionen, welche für die Transferpfadanalyse in Betracht gezogen werden sollen, werden im Bereich A3 markiert.

Der nächste Reiter dient der Berechnung des Schalldrucks im Fernfeld anhand der zuvor dargestellten Transferpfadanalyse und ist in folgender Abbildung dargestellt.

# Prognose des Fahrzeugaußengeräuschs

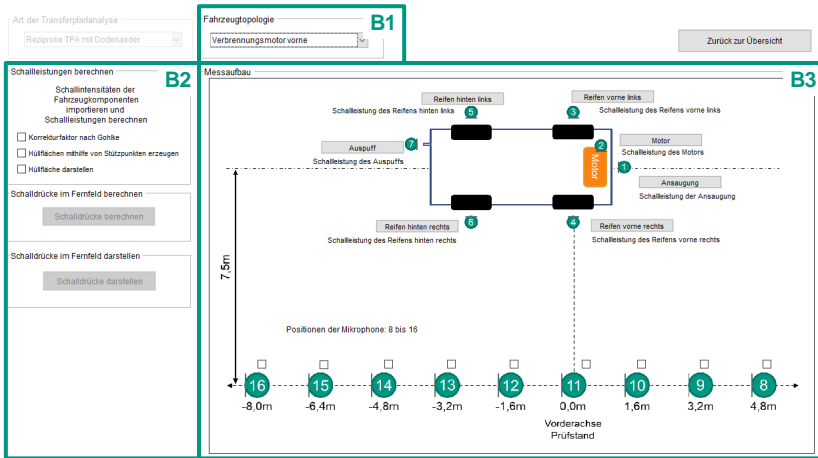


Abbildung 7.14: Reiter B *Schalldruckberechnung*

In diesem Reiter kann im Bereich B1 weiterhin die Fahrzeugtopologie angepasst werden. Bevor die Schalldrücke im Fernfeld im Bereich B2 (ggf. mit Korrekturfaktor) berechnet werden können, müssen im Bereich B3 die Schalleistungen der einzelnen Subsysteme des Fahrzeugs berechnet werden. Dies geschieht durch Import der entsprechenden Schallintensitäts-Messdaten (z.B. der in Kapitel 6 beschriebenen Messungen) automatisiert mittels der in Kapitel 5 vorgestellten neuen Methode. Die zu berechnenden Positionen im Fernfeld (8 bis 16) werden ebenfalls im Bereich B3 ausgewählt.

Darauf folgt die Berechnung der Schalldruckspektren der Vergleichsmessungen an einem Gesamtfahrzeug mittels Mikrofonen im nächsten Reiter.

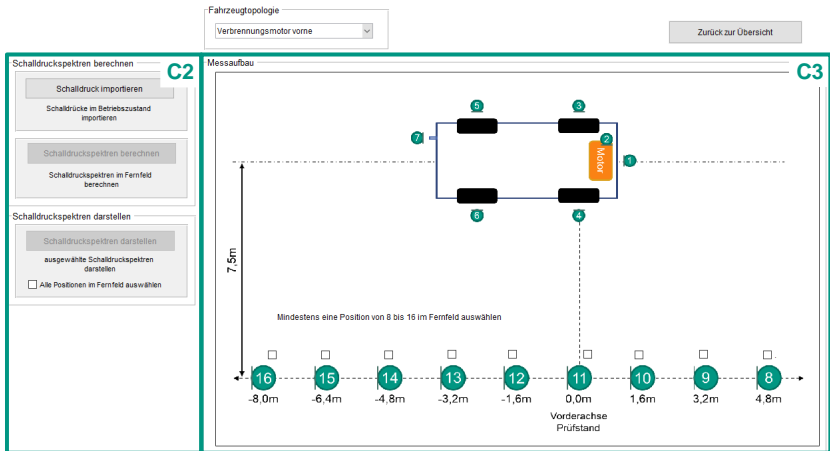


Abbildung 7.15: Reiter C Vergleichsmessdaten-Analyse

Im Bereich C2 werden die Messdaten der Mikrofone im Fernfeld importiert. Die entsprechenden Schalldruckspektren werden darauffolgend berechnet. Der Bereich C3 dient der Auswahl der Position der darzustellenden Schalldruckspektren.

Im letzten Reiter werden schließlich die berechneten Schalldrücke im Fernfeld, anhand der Schalleistungen der Subsysteme mittels Schallintensitätsmessungen aus Reiter A und den berechneten Übertragungsfunktionen aus Reiter B, mit den an einem Gesamtfahrzeug gemessenen Schalldrücken im Fernfeld aus Reiter C verglichen.



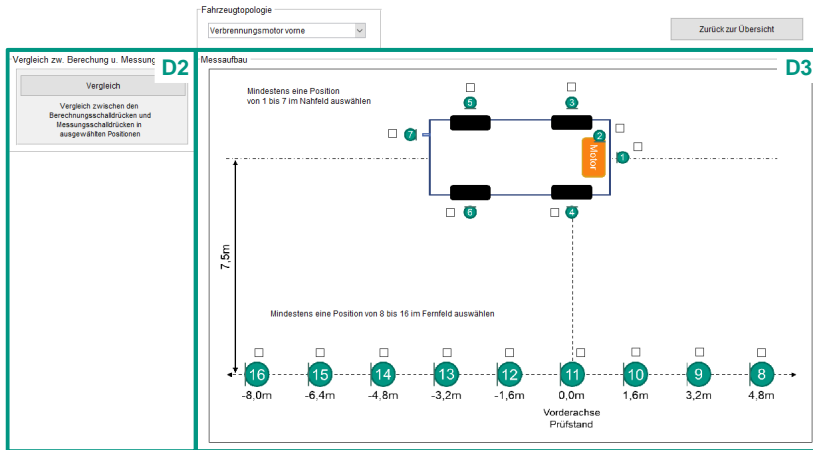


Abbildung 7.16: Reiter D *Vergleich Berechnung und Messung*

Dabei werden im Bereich D3 die gewünschten Positionen ausgewählt und im Bereich D2 die entsprechenden Schalldruckspektren im Vergleich geöffnet. Ein beispielhaftes Ergebnis sind die in Kapitel 7.3 gezeigten Vergleiche der Schalldruckspektren in Abbildung 7.9 und Abbildung 7.10.

Weitere Detailansichten und Vergrößerungen der Reiter des Anwenderwerkzeugs sind im Anhang dieser Arbeit abgebildet.

## 8 Numerische Simulation der Luftschalltransferfunktionen

Die in Kapitel 7 gezeigte Prognose des Fahrzeugaußengeräuschs hat einen entscheidenden Nachteil. Zur Berechnung der Schalldrücke im akustischen Fernfeld, entsprechend den Positionen der DIN ISO 362-3 sind in dem gezeigten Fall weiterhin physische Fahrzeugkarosserien nötig um deren Übertragungscharakteristika von den einzelnen Schallquellen hin zum Fernfeld zu bestimmen.

Um dieses Problem zu beseitigen und mit der neuen Methode schließlich eine Prognose des Fahrzeugaußengeräuschs auch zukünftiger Entwicklungsgenerationen im Kontext der PGE zu ermöglichen, wird in diesem Kapitel eine Erweiterung jener Methode mit den Möglichkeiten einer numerischen Simulation gezeigt. Im Sinne von Cantamessa (2003) sowie Marxen (2014) und Marxen & Albers (2012) bedeutet dies, dass in der Phase IV, der Implementierung von innovativen Tools und Methoden, eine weitere neue Erkenntnis zu einer Revision in Phase II führt.

Dabei gilt es jedoch zu beachten, dass im Rahmen dieser Forschungsarbeit keine detaillierten Untersuchungen der Dämpfungseigenschaften einzelner Karosserieteile durchgeführt werden konnten, da dies aufgrund der hohen Komplexität selbst kleinster Bauteile messtechnisch nicht umsetzbar ist. Stattdessen gilt in den weiteren Ausführungen die vereinfachte Annahme der Vollreflexion des Prüfstandsbodens und der Fahrzeugkarosserie. In weiteren Forschungsarbeiten könnten hierzu in Kooperation mit verschiedenen Fahrzeugherstellern ausführlichere Untersuchungen durchgeführt werden.

Auf Basis eines CAD-Modells eines Forschungsfahrzeugs des IPEK (in vorherigen Kapiteln gezeigter Kleinwagen) wird ein Oberflächen-Mesh der Karosserie erzeugt. Wie im Kapitel zuvor wird das Nahfeld der Karosserie mittels finiten Elementen (FE\_Luft) und das Fernfeld mittels einem Adaptive Perfectly Matched Layer (Free Field Technologies SA, 2016) mit den Eigenschaften von Luft (APML\_Luft)

modelliert. Der Boden und die Fahrzeugkarosserie werden vollreflektierend ausgeführt.

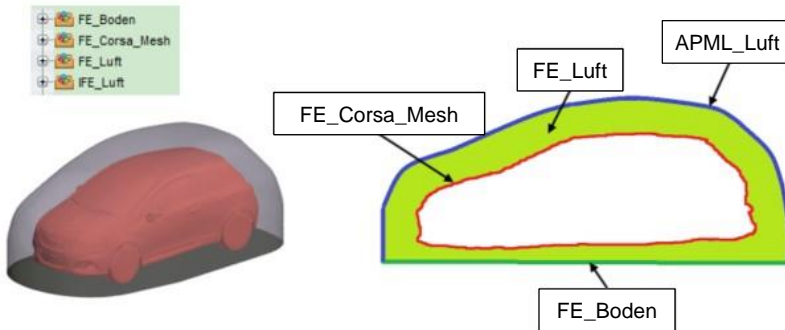


Abbildung 8.1: Modellierung der Karosserie und deren Umgebung (Pang, 2017)<sup>28</sup>

In dem gezeigten Beispiel werden die vier Reifen des Fahrzeugs als dominante Schallquellen definiert. Das Fahrmanöver ist dabei ein konstantes Rollen des Fahrzeugs bei einer Geschwindigkeit von  $30 \text{ km/h}$  und abgeschaltetem Verbrennungsmotor. Die Schallflussspektren als Eingangsgröße für die Simulation der Transferfunktionen ergeben sich aus Schallintensitätsmessungen an besagtem Forschungsfahrzeug auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK, welche anhand der in Kapitel 5 gezeigten Methode berechnet werden. Die gemessenen Schallintensitätsvektoren sind in der folgenden Abbildung dargestellt. Da aufgrund von messtechnischen und räumlichen Einschränkungen nur auf einer Seite des Fahrzeugs gemessen werden kann, werden die Schallflüsse der jeweils linken und rechten Reifen als identisch angenommen.

---

<sup>28</sup> Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

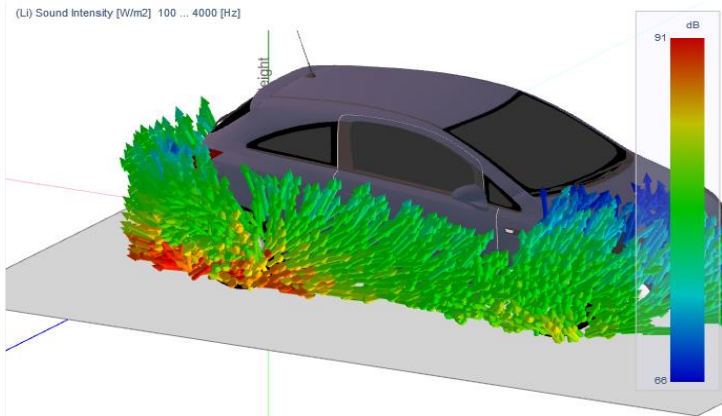


Abbildung 8.2: Schallintensitätsmessungen an dem Kleinwagen

Durch die Modellierung der Eigenschaften der Karosserie und deren Umgebung sowie die Festlegung der vier Schallquellen als Punktschallquellen im Reifen-Fahrbahn-Kontaktpunkt anhand deren Schallflüsse, kann die resultierende Schalldruckverteilung um das Fahrzeug mittels sogenannter Field Maps<sup>29</sup> dargestellt werden. In der folgenden Abbildung ist diese Verteilung auf zwei definierten Ebenen (der Boden und dessen orthogonale, durch die Hinterachse verlaufende Ebene) zu erkennen.

<sup>29</sup> Diese dienen der farblichen Darstellung des Pegelverlaufs über eine oder mehrere definierte Ebene(n)

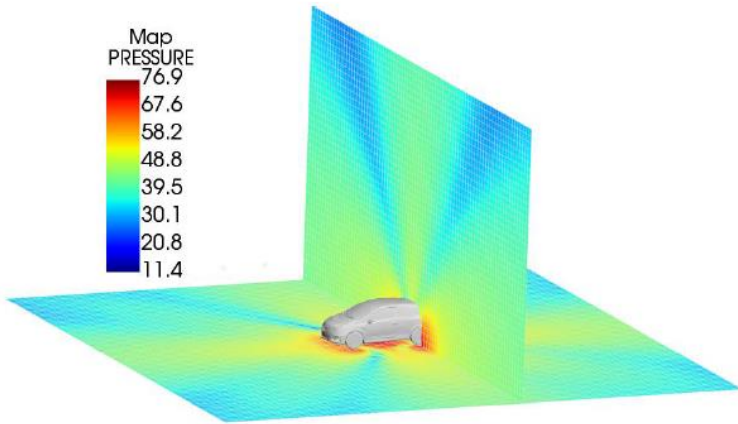


Abbildung 8.3: Field Map der simulierten Schallausbreitung um das Fahrzeug (Pang, 2017)<sup>30</sup>

Anhand dieser Schallausbreitung kann schließlich der jeweilige Gesamtschalldruckpegel an den Empfängerpositionen berechnet werden. In Abbildung 8.4 ist dies nochmals grafisch mit Hilfe der jeweiligen Transferpfade hin zu den Empfängerpositionen verdeutlicht.

---

<sup>30</sup> Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

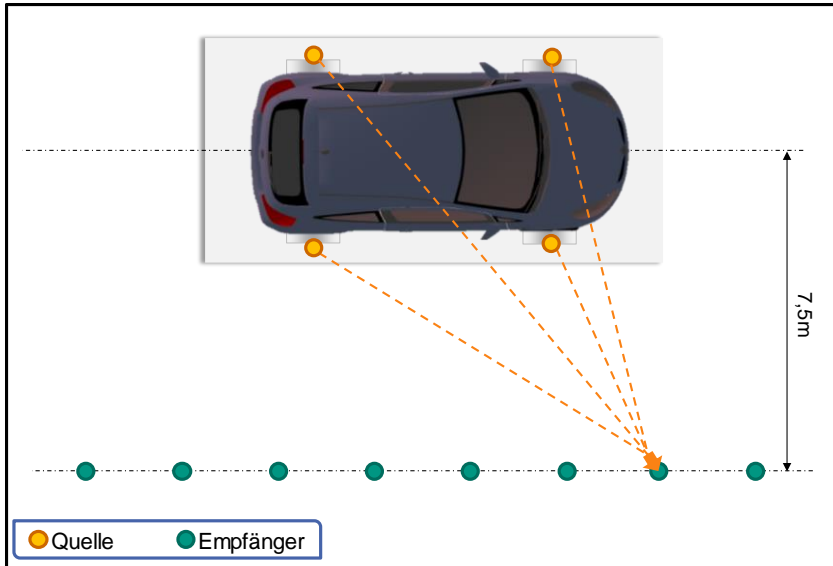


Abbildung 8.4: Transferpfade von Reifen zu Empfängerpositionen – adaptiert an gezeigten Anwendungsfall (Behrendt, Landes & Albers, 2015)

Analog zur experimentellen Berechnung des Schalldrucks im Fernfeld aus Kapitel 7.3 werden die in diesem Fall simulativ ermittelten Schalldruckpegel im Fernfeld mit den Schalldruckpegeln aus Mikrofonmessungen an den beschriebenen Empfängerpositionen bei Durchführung der gleichen Fahrmanöver verglichen. In Abbildung 8.5 sind zu diesem Zweck die jeweiligen Frequenzspektren der simulierten und der gemessenen Schalldruckpegel aufgetragen.

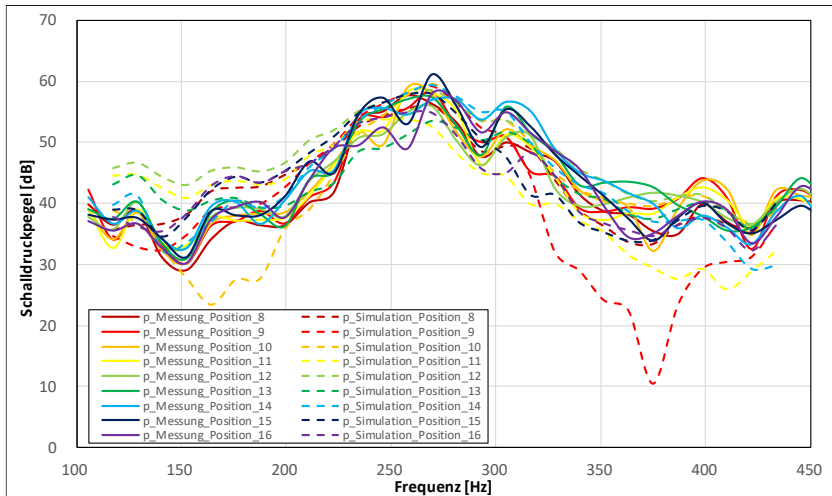


Abbildung 8.5: Vergleich der simulierten und gemessenen Schalldruckspektren (Pang, 2017)<sup>31</sup>

Hier ist zu erkennen, dass die simulierten Schalldruckpegel (gestrichelte Linien) größtenteils nur geringe Abweichungen zu den tatsächlich gemessenen Schalldruckpegeln (durchgezogene Linien) aufweisen. Selbst Überhöhungen in einzelnen Frequenzbereichen werden durch die Simulation gut abgebildet. Vor allem der Bereich um ca. 270 Hz stimmt sehr gut überein. Da hier die höchsten Schalldruckpegel auftreten, ist dieser Bereich besonders wichtig für den zu prognostizierenden A-bewerteten Gesamtschalldruckpegel zur ECE-Homologation. Lediglich Position 9 und Position 10 weichen teilweise deutlicher ab. Ein Grund dafür könnte in der Beschaffenheit der Raumecken des Akustikrollenprüfstands des IPEK liegen, da hier Belüftungsschächte angebracht sind, durch die die Freifeldbedingungen lokal beeinträchtigt sein können. Ausführliche Untersuchungen an zusätzlichen Fahrzeugen werden weiterhin durch Pang (2017)<sup>32</sup> beschrieben.

Generell bleibt festzuhalten, dass eine Simulation der akustischen Eigenschaften der Fahrzeugkarosserie und somit eine Prognose des Außengeräuschs von

<sup>31</sup> Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

<sup>32</sup> Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Fahrzeugen auf Basis von Schallintensitätsmessungen an deren Subsystemen grundsätzlich möglich ist. Dadurch werden Prognosen ohne das nötige Vorhandensein einer physischen Karosserie und damit in deutlich früheren Phasen der PGE ermöglicht.

Durch detaillierte Kenntnisse der Dämpfungs- bzw. Reflexionseigenschaften der jeweiligen Karosserie – im Gegensatz zu den hier vereinfachend getroffenen Annahmen der Vollreflexion – können weiterhin deutlich präzisere Schalldruckpegel vorhergesagt werden.

Bezogen auf das Außengeräusch von Fahrzeugen, ist die hier vorgestellte Vorgehensweise im Kontext der räumlich verteilten Entwicklung und Validierung (Albers, Dietmayer, et al., 2017) verlustfrei anwendbar und ermöglicht dadurch einen beschleunigten Entwicklungsprozess. Hier wäre es denkbar, dass die Subsysteme des Fahrzeugs an entsprechenden Prüfständen an Standort A anhand von Schallintensitätsmessungen quantifiziert werden und die Transfereigenschaften der jeweils neu entwickelten Karosserie an Standort B messtechnisch erfasst oder simuliert werden.





## 9 Einbindung der Methoden in den Produktentstehungsprozess

Wie in Kapitel 2.1.3 angesprochen, finden Zielwertüberprüfungen in der Akustikentwicklung häufig nur in späten Phasen der Produktentwicklung statt, wodurch nachfolgende Änderungen mit hohen Kosten verbunden sind. In diesem Kapitel soll mit Hilfe der zuvor vorgestellten Methoden eine Anwendung für den Produktentstehungsprozess abgeleitet und dargelegt werden. Anhand dieser soll die Akustikentwicklung in die Methoden der PGE – Produktgenerationsentwicklung eingebunden werden. Nach dem Forschungsvorgehen aus Kapitel 4 ist dies der abschließende Schritt der Phase IV, der Implementierung von innovativen Methoden und Tools.

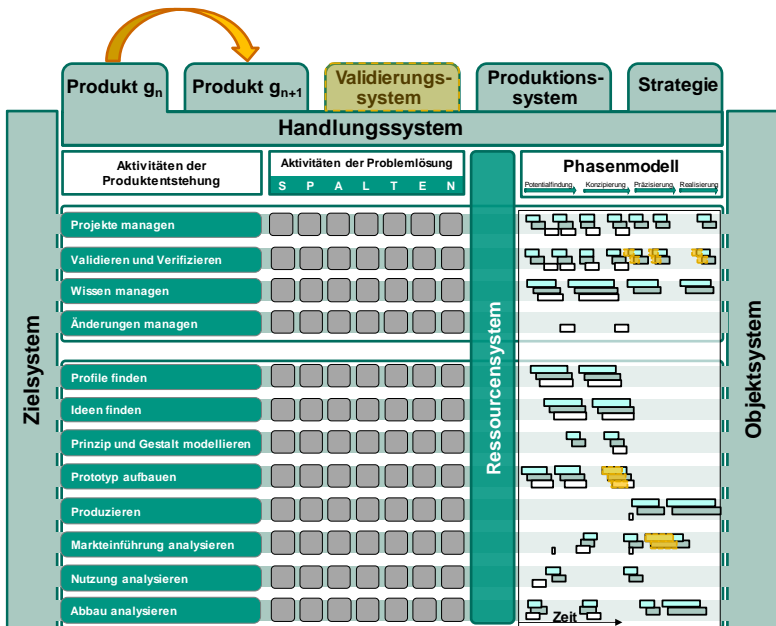


Abbildung 9.1: Nutzen der neuen Methoden am Beispiel des iPem (Albers, Reiss, et al., 2016)

Mit Hilfe des integrierten Produktentstehungsmodells (iPeM) (vgl. Kapitel 2.1.2) zeigt sich der Nutzen der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Methoden. Die Aktivität *Validieren und Verifizieren* kann hinsichtlich der akustischen Eigenschaften des Produkts, in den Phasen Präzisierung und Realisierung, deutlich früher und durch die gesteigerte Effizienz in einem deutlich kürzeren Zeitraum stattfinden. Hierbei ermöglicht die in Kapitel 5 gezeigte Methode durch die einfachere und schnellere Messdurchführung sowie die automatisierte Auswertung eine erhebliche Zeit- und dadurch Kostenersparnis. Weiterhin kann die Aktivität *Prototyp aufbauen* mit Hilfe der in Kapitel 8 vorgestellten Methoden zur numerischen Simulation verkürzt werden. Statt des Aufbaus eines physischen Prototyps können anhand der gezeigten Vorgehensweise virtuelle Modelle zur Prognose des Außengeräuschs in der Fahrzeugentwicklung eingesetzt werden. Zudem lässt sich die Aktivität *Markteinführung analysieren* durch die in Kapitel 7 gezeigten Möglichkeiten zur Prognose der Außenakustik effizienter gestalten und frühzeitiger durchführen. Anstatt der klassischen Vorgehensweise, jede Fahrzeugvariante in einer späten Phase des Entwicklungsprozesses physisch aufzubauen und auf Akustikrollenprüfständen oder auf Messstrecken im Freien zu vermessen und zu bewerten, können hier effizientere Messungen auf Komponentenebene kombiniert mit akustischen Transferfunktionen für eine Prognose der Qualität des Außengeräuschs genutzt und damit die Positionierung am Markt analysiert werden.

Die Ebene des Validierungssystems wird durch die neue Methode im Sinne des in Kapitel 5.2 beschriebenen möglichen Verzichts auf teure, akustisch isolierte Messumgebungen durch die Nutzung der vektoriellen Schallenergiegröße Schallintensität beeinflusst. Hier werden die beschriebenen Vorgehensweisen und verwendeten Messtechniken verankert.

Zusätzlich lassen sich, bezogen auf die PGE – Produktgenerationsentwicklung deutlich mehr Übernahmen zur nächsten Produktgeneration durchführen. Dies sei nachfolgend an zwei Beispielen verdeutlicht.

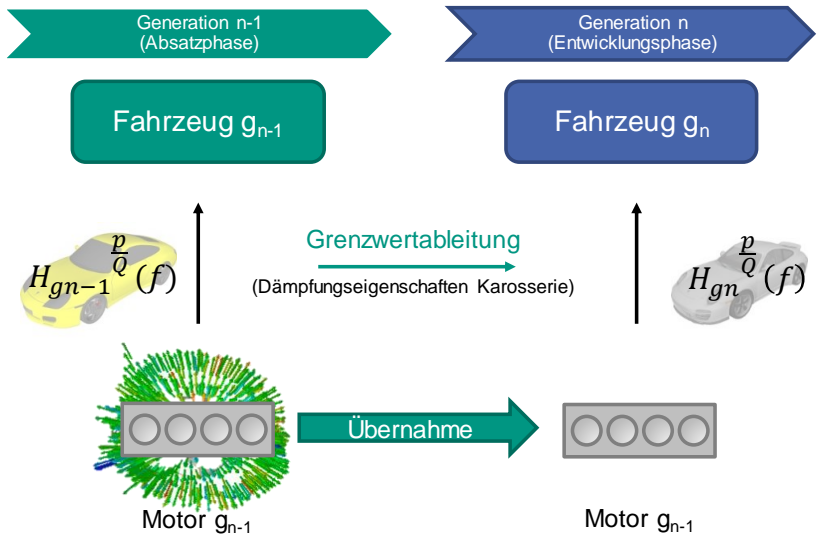


Abbildung 9.2: Erstes Anwendungsbeispiel der neuen Methoden im Kontext der PGE

Das erste Beispiel zeigt die Entwicklung einer neuen Produktgeneration ( $g_n$ ). Hier soll im Rahmen der heute gängigen Baukastenentwicklung der Motor der vorangegangenen Produktgeneration ( $g_{n-1}$ ) in der neuen Generation verbaut werden. Hinsichtlich der Fahrzeugaußenakustik und der in Kapitel 7 dargelegten Berücksichtigung des reinen Luftschalls seien hier etwaige Montageeinflüsse zu vernachlässigen. Der Motor sei bereits in der Entwicklungsphase der Produktgeneration ( $g_{n-1}$ ) akustisch quantifiziert. Hierfür eignet sich die in der vorliegenden Arbeit gezeigte Methode zur Bestimmung der Schalleistung mittels Freiform-Schallintensitätsmessungen (siehe Kapitel 5). Daher können dessen akustische Eigenschaften als Übernahmevariation (ÜV) in die Generation ( $g_n$ ) eingebunden werden. Bezogen auf die akustischen Eigenschaften der Karosserie können hingegen Zielwerte, z.B. hinsichtlich der in Kapitel 2.5.2 gezeigten EU-Verordnung, aus der Generation ( $g_{n-1}$ ) abgeleitet werden. Diese können einerseits bei der Durchführung einer Luftschall-Transferpfadanalyse (vgl. Kapitel 7.2) oder andererseits bei der numerischen Simulation der Karosserieeigenschaften (vgl. Kapitel 8) berücksichtigt werden.

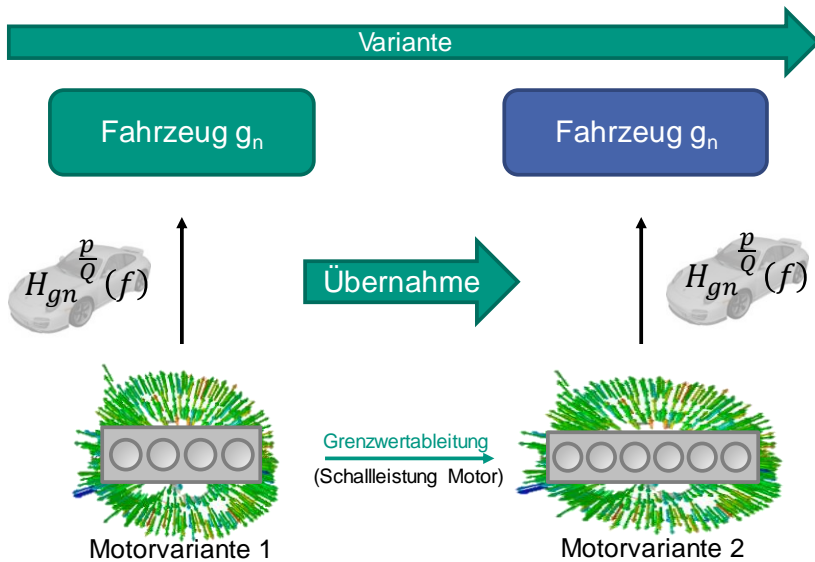


Abbildung 9.3: Zweites Anwendungsbeispiel der neuen Methoden im Kontext der PGE

Das zweite Beispiel zeigt die Entwicklung einer Variante der neuen Produktgeneration ( $g_n$ ). Diese soll eine geänderte Motorvariante aufweisen – ob Prinzp- (PV) oder Gestaltvariation (GV) oder eine Kombination der beiden sei dabei nicht näher betrachtet. Wie im Beispiel zuvor seien etwaige Montageeinflüsse aufgrund der reinen Luftschallbetrachtung zu vernachlässigen. Da die Karosserie keine Änderungen erfährt, kann diese als Übernahmevariation (ÜV) angenommen werden. Anhand der Quantifizierung der Motorvariante 1 und der Übertragung deren Einflusses auf das Gesamtsystem können hier Grenzwerte für die Schalleistung der Motorvariante 2 abgeleitet und anhand der neuen Methode effizient überprüft werden.

Somit bleibt festzuhalten, dass anhand der neuen Methoden unter anderem Material-, Entwicklungs- und Produktionskosten für nachfolgende Produktgenerationen abgeschätzt werden können und so die wirtschaftliche Ausrichtung des Unternehmens unterstützt werden kann.

## 10 Zusammenfassung und Ausblick

Abschließend folgt eine Zusammenfassung der Ergebnisse dieser Arbeit sowie ein Ausblick auf potenzielle Anknüpfungspunkte für nachfolgende Forschungsarbeiten.

### 10.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurden neu entwickelte Methoden zur effizienten und frühzeitigen Prognose des akustischen Einflusses von Subsystemen auf das Außengeräusch von Fahrzeugen vorgestellt.

Anhand der Analyse des aktuellen Stands der Forschung konnten Lücken in Bezug auf Methoden zur Unterstützung des Fahrzeugentwicklungsprozesses hinsichtlich Akustik in früheren Phasen identifiziert werden. Dazu wurden diverse Messverfahren zur Quantifizierung von Schallquellen sowie zur Ermittlung des Außengeräuschs von Fahrzeugen auf eine mögliche Eignung zur frühzeitigen Prognose untersucht.

Daraufhin wurde eine neue Methode zur effizienten akustischen Quantifizierung, unabhängig von der Messumgebung und von stationären Störgeräuschen entwickelt. Deren Güte wurde vorerst an einfachen Messobjekten wie einem omnidirektional abstrahlenden Dodekaeder-Lautsprecher sowie an Lautsprechern mit direktonaler Abstrahlcharakteristik bestimmt und mit Vergleichsmessungen und entsprechenden Toleranzen aus aktuellen Normen abgeglichen. Anschließend wurde die Methode auf komplexere Systeme und in komplexeren Messumgebungen angewendet. Dadurch konnten Subsysteme verwendeter Versuchsfahrzeuge effizient akustisch quantifiziert werden.

Weiterhin wurde für die in der Fahrzeugaußenakustik relevanten Betriebszustände gezeigt, dass das akustische Verhalten während dynamischen Zuständen des Fahrzeugs anhand von Messungen bei stationären Zuständen interpoliert werden kann.

Auf Grundlage der zentralen Hypothese dieser Arbeit, dass durch eine effiziente akustische Quantifizierung der Subsysteme deren Einflüsse auf die Außenakustik von Fahrzeugen hinsichtlich der ECE-Homologation prognostiziert werden können,

wurden anschließend die Transfereigenschaften der betrachteten Fahrzeuge bestimmt. Anhand dieser wurde der entsprechende Schalldruck im akustischen Fernfeld berechnet, wodurch eine Vorhersage der Einhaltung der Grenzwerte hinsichtlich des von Fahrzeugen abgestrahlten Geräuschs getroffen werden kann.

Zusätzlich wurden Methoden aufgezeigt, welche eine numerische Simulation der Transfereigenschaften und damit eine noch effizientere Vorhersage des abgestrahlten Geräuschs im Fernfeld ermöglichen.

Abschließend wurde ein Referenzprozess für die Prognose des akustischen Einflusses von Subsystemen auf die Außenakustik von Fahrzeugen im Rahmen der PGE – Produktgenerationsentwicklung aufgezeigt. Dieser soll Entwicklern ermöglichen, Kosten für nachfolgende Produktgenerationen abschätzen und somit einsparen zu können.

Darüber hinaus ist die entwickelte Methode, wie in Kapitel 5.2 gezeigt, auch auf andere Systeme, jenseits des Beispiels der Subsysteme eines Fahrzeugs aus Kapitel 6, übertragbar. Es gilt lediglich die Einschränkung der Intensitätsmesstechnik auf einen – für das menschliche Gehör äußerst relevanten – Frequenzbereich von 100 bis 4.000 Hz.

## 10.2 Ausblick

Im Rahmen einer internationalen Standardisierung wäre es zielführend, ein Referenzverfahren zur Bestimmung der Schalleistung zu definieren. Die Ergebnisse aus Kapitel 5 sowie die Arbeiten von Brezas & Wittstock (2015) zeigen, dass die ermittelte Schalleistung je nach verwendetem Verfahren teilweise deutliche Abweichungen aufweist. Durch die Einigung auf ein Referenzverfahren könnte der in Kapitel 5.3 beschriebene Korrekturfaktor weiter optimiert, oder gegebenenfalls ganz auf diesen verzichtet werden.

Aufgrund der Ausführung des Akustikrollenprüfstands (ARP) des IPEK als 4x2-Rollenprüfstand, wodurch jeweils nur die Achsen separat betrieben werden können, trat bei der Anwendung der neuen Methode auf Gesamtfahrzeugebene (s. Kapitel 6.2) ein Übersprechen durch die gegenüberliegenden Reifen auf. Da es nach den Untersuchungen von Robens (2013) zulässig ist, die simulierte Vorbeifahrtmessung auf nur einer Seite des Fahrzeugs durchzuführen und deren Ergebnisse auf die gegenüberliegende Seite zu projizieren, wurde das Übersprechen in der vorliegenden Arbeit vernachlässigt. In weiteren Arbeiten sollte

---

dies im Detail untersucht werden. Hier wäre eine Analyse auf einem 4x4-Rollenprüfstand denkbar, bei welchem jede der 4 Rollen einzeln angesteuert werden kann.<sup>33</sup>

Des Weiteren sollte der Einfluss der Beschaffenheit der Prüfstandsrollen auf das Reifengeräusch weiter untersucht werden. Aktuell existieren viele verschiedene Ausführungen von Prüfstandsrollen. Im Bereich der Fahrzeugakustik finden Scheitelrollenprüfstände die häufigste Anwendung. Jedoch gibt es auch die Variante der Flachbahnprüfstände, oder bei reinen Reifenprüfständen auch die Variante der Reifen-Innentrommelprüfstände. Dadurch könnte eine Vergleichbarkeit von Akustikmessungen auf verschiedenen Prüfständen gewährleistet werden.

Da die DIN ISO 362-1 eine Durchführung der Vorbeifahrtmessungen im Freien fordert, sollte in weiteren Forschungsarbeiten das Geräuschverhalten auf Prüfständen im Vergleich zu dem auf Messstrecken im Freien genauer untersucht werden. Messungen auf Prüfständen haben den großen Vorteil, dass diese zumeist unter kontrollierten Bedingungen stattfinden. Daher sollte – analog zu den Untersuchungen bezüglich der Rollenbeschaffenheit – analysiert werden, inwieweit eine Übertragbarkeit der Ergebnisse vom Prüfstand auf die Messstrecke im Freien gegeben ist. Ggf. müssen hierfür weitere Faktoren zur Umgebungsgeräuschkorrektur über den gesamten Frequenzbereich, oder für einzelne Teilbereiche eingeführt werden. Die entsprechenden Koeffizienten müssten dabei für den jeweiligen Prüfstand und die jeweilige Strecke im Freien bestimmt werden.

Zudem sollte der Einfluss von Strömungsgeräuschen, welcher auf Prüfständen bislang meist vernachlässigt wird, weiter untersucht werden. Deren Einfluss auf das Außengeräusch von Fahrzeugen wird bei Geschwindigkeiten größer als 100 km/h dominant (Zeller, 2018). Für die ECE-Homologation nach dem Verfahren der DIN ISO 362-1 ist dieser Geschwindigkeitsbereich zwar weniger relevant und wurde daher in der vorliegenden Arbeit vernachlässigt, er ist aber dennoch für eine ganzheitliche Betrachtung des Außengeräuschs bei allen Geschwindigkeiten von Bedeutung.

---

<sup>33</sup> Voraussetzung hierfür wäre ein Fahrzeug, bei dem einzelne Räder getrennt bewegt werden können – z.B. an der nicht-angetriebenen Achse



Die in Kapitel 8 gezeigten numerischen Simulationen der Transfereigenschaften basieren bisher auf der vereinfachenden Annahme einer Vollreflexion der Karosserie. Anhand von Materialdaten sowie umfangreichen Messungen der Dämpfungseigenschaften einzelner Karosserieteile könnte die Güte des Simulationsmodells und dadurch die der entstehenden Transferfunktionen deutlich verbessert werden.

# Literaturverzeichnis

- Albers, A. (2010). Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences. *Proceedings of the TMCE* (o.S.). Ancona, Italien.
- Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S. & Matros, K. (2016). Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. In U. Lindemann (Hrsg.), *Handbuch Produktentwicklung* (1. Auflage, S. 541–569). München: Carl Hanser Verlag.
- Albers, A., Behrendt, M., Landes, D., Hettel, R. & Fischer, J. (2016). Got the Power? – A New Method for a Quick Determination of the Sound Power Using Free-Form Measuring Surfaces. *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings* (S. 5955–5961). Hamburg.
- Albers, A., Behrendt, M., Landes, D., Weber, C., Husung, S. & Siegel, A. (2016). Acoustic Source Localization on Vehicles on a Roller Test Bench for a Virtual Traffic Simulation. *Proceedings of the ISMA2016 International Conference on Noise and Vibration Engineering* (S. 3143–3149). Leuven, Belgien.
- Albers, A., Behrendt, M. & Schroeter, J. (2013). X-in-the-Loop: A Framework for Supporting Central Engineering Activities and Contracting Complexity in Product Engineering Processes. *Proceedings of the 19th International Conference on Engineering Design (ICED13)* (S. 391–400). Seoul, Südkorea.
- Albers, A. & Braun, A. (2011). A Generalized Framework to Compass and to Support Complex Product Engineering Processes. *International Journal of Product Development*, 15(1/2/3), S. 6–25.
- Albers, A., Burkardt, N., Meboldt, M. & Saak, M. (2005). SPALTEN problem solving methodology in the product development. *Proceedings of the 15th International Conference on Engineering Design (ICED05)* (o.S.). Melbourne, Australien.
- Albers, A., Bursac, N. & Rapp, S. (2017). PGE – Produktgenerationsentwicklung am Beispiel des Zweimassenschwungrads. *Forschung im Ingenieurwesen*, 81(1), S. 13–31.

- Albers, A., Bursac, N. & Wintergerst, E. (2015). Produktgenerationsentwicklung – Bedeutung und Herausforderungen aus einer entwicklungsmethodischen Perspektive. *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung* (o.S.). Stuttgart.
- Albers, A., Dietmayer, K., Bargende, M., Behrendt, M., Yan, S., Buchholz, M., Zaiser, S., Rößler, A. & Bernthaler, T. (2017). XiL-BW-e – Laboratory Network Baden-Württemberg for Electric Mobility. *EVS30 Symposium* (o.S.). Stuttgart.
- Albers, A. & Düser, T. (2010). Implementation of a Vehicle-in-the-Loop Development and Validation Platform. *Proceedings of the FISITA 2010 World Automotive Congress* (S. 1–10). Budapest, Ungarn.
- Albers, A., Ebel, B. & Lohmeyer, Q. (2012). Systems of Objectives in Complex Product Development. *Proceedings of the TMCE* (o.S.). Karlsruhe.
- Albers, A., Fischer, J., Klingler, S. & Behrendt, M. (2014). Durchgängige Validierung und Verifizierung am Beispiel der akustischen Eigenschaften eines Elektrofahrzeugs. *Grazer Symposium Virtuelles Fahrzeug* (o.S.). Graz, Österreich.
- Albers, A., Haug, F., Heitger, N., Arslan, M., Rapp, S. & Bursac, N. (2016). Produktgenerationsentwicklung – Praxisbedarf und Fallbeispiel in der automobilen Produktentwicklung. *12. Symposium für Vorausschau und Technologieplanung (SVT)* (o.S.). Berlin.
- Albers, A., Landes, D., Behrendt, M., Weber, C., Siegel, A. & Husung, S. (2015). Determination of Acoustic Contributions of Car Components to the Far Field Using Transfer Functions. *15. Internationales Stuttgarter Symposium* (S. 1323–1334). Stuttgart.
- Albers, A., Lohmeyer, Q. & Ebel, B. (2011). Dimensions of Objectives in Interdisciplinary Product Development Projects. *Proceedings of the 18th International Conference on Engineering Design (ICED11)* (S. 256–265). Kopenhagen, Dänemark.
- Albers, A. & Meboldt, M. (2007). IPEMM – Integrated Product Development Process Management Model, Based on Systems Engineering and Systematic Problem Solving. *Proceedings of the 16th International Conference on Engineering Design (ICED07)* (S. 611–612). Paris, Frankreich.

- Albers, A., Rapp, S., Birk, C. & Bursac, N. (2017). Die Frühe Phase der PGE – Produktgenerationsentwicklung. *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung* (o.S.). Stuttgart.
- Albers, A., Rapp, S., Spadinger, M., Richter, T., Birk, C., Marthaler, F., Heimicke, J., Kurtz, V. & Wessels, H. (2019). The Reference System in the Model of PGE: Proposing a Generalized Description of Reference Products and their Interrelations. *Proceedings of the 22nd International Conference on Engineering Design (ICED19)* (S. 1693–1702). Delft, Niederlande.
- Albers, A., Reiss, N., Bursac, N. & Richter, T. (2016). iPeM – integrated Product engineering Model in Context of Product Generation Engineering. *26th CIRP Design Conference* (S. 100–105). Stockholm, Schweden.
- Albers, A., Saak, M., Burkardt, N. & Schweinberger, D. (2002). Gezielte Problemlösung bei der Produktentwicklung mit Hilfe der SPALTEN-Methode. *47. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium* (S. 83–84). Ilmenau: Technische Universität Ilmenau.
- Allemang, R. J. (1999). *Vibrations: Experimental Modal Analysis* (7. Auflage). Cincinnati, USA: University of Cincinnati.
- Arendt, I. & Kurtz, P. (2015). Investigations for determining the sound power level by applying different measurement setups according to ISO 3744. *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings* (o.S.). San Francisco, USA.
- Augenbaum, J. M. & Peskin, C. S. (1985). On the Construction of the Voronoi Mesh on a Sphere. *Journal of Computational Physics*, 59(2), S. 177–192.
- Aurenhammer, F. (1991). Voronoi Diagrams - A Survey of a Fundamental Geometric Data Structure. *ACM Computing Surveys*, 23(3), S. 345–405.
- Aurenhammer, F., Klein, R. & Lee, D.-T. (2013). *Voronoi Diagrams and Delaunay Triangulations*. Singapur: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd.
- Becker, C. & Wunderlich, M. (2021). Referenzliste Akustikbüro Becker & Partner. Zugriff am 11.8.2021. Verfügbar unter: <http://www.abp-akustik.de/PDF/ReferenzlisteABP.pdf>

- Behrendt, M., Landes, D. & Albers, A. (2015). Implementation of sound intensity measurements into indoor pass-by noise testing. *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings* (o.S.). San Francisco, USA.
- Behrendt, M., Landes, D. & Albers, A. (2017). Verification of a New Sound Power Measuring Method and Application to Vehicle Component Testing. *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings* (S. 1162–1170). Hong Kong, China.
- Behrendt, M., Robens, G. & Albers, A. (2013). Method for Scaling the Indoor Pass-by Noise Testing on a Roller Test Bench in a Small Anechoic Chamber. *Journal of Basic and Applied Physics*, 2(5), S. 29–35.
- Borgeest, K. (2016). *Messtechnik und Prüfstände für Verbrennungsmotoren* (1. Auflage). Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag.
- Brandstät, P. (2007). Freifeldräume für die simulierte Vorbeifahrt. *Tagung Fahrzeugaußengeräusche - Haus der Technik e.V* (o.S.). Essen.
- Brandstät, P., Krämer, M. & Ickinger, A. (2015). Simulierte Prüfstandsmessung der Vorbeifahrtpegel im Vergleich zur Prüfstrecke. 5. *Tagung Fahrzeugakustik - Haus der Technik e.V.* (o.S.). Essen.
- Braun, A. (2013). Modellbasierte Unterstützung der Produktentwicklung - Potentiale der Modellierung von Produktentstehungsprozessen am Beispiel des integrierten Produktentstehungsmodells (iPeM). Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Band 72). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Brezas, S. & Wittstock, V. (2015). Study on the dissemination of unit Watt in airborne sound. *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings* (o.S.). San Francisco, USA.
- Bursac, N. (2016). Model Based Systems Engineering zur Unterstützung der Baukastenentwicklung im Kontext der Frühen Phase der Produktgenerationsentwicklung. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Band 93). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.

- Butz, T. (2011). *Fouriertransformation für Fußgänger* (7. Auflage). Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.
- Campillo-Davo, N., Peral-Orts, R., Velasco-Sanchez, E. & Campello-Vicente, H. (2013). An experimental procedure to obtain sound power level of tyre/road noise under Coast-By conditions. *Applied Acoustics*, 74(5), S. 718–727.
- Cantamessa, M. (2003). An Empirical Perspective upon Design Research. *Journal of Engineering Design*, 14(1), S. 1–15.
- Cooley, J. W. & Tukey, J. W. (1965). An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series. *American Mathematical Society, Mathematics of Computation*, 19(1), S. 297–301.
- Cremer, L., Heckl, M., Möser, M. & Kropp, W. (2010). *Körperschall - Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen* (3. Auflage). Berlin: Springer Verlag.
- Deubzer, F. & Lindemann, U. (2009). Networked Product Modelling - Use and interaction of product models and methods during analysis and synthesis. *Proceedings of the 17th International Conference on Engineering Design (ICED09)* (S. 371–380). Stanford, USA.
- Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (2006). DEGA-Empfehlung 101 - Akustische Wellen und Felder. Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V.
- Die Welt. (2021). Modell-Jubiläum: Der E34 war Teil von BMWs Aufbruch in die Moderne - Bilder & Fotos - WELT. Zugriff am 11.8.2021. Verfügbar unter: <https://www.welt.de/motor/gallery115379469/Der-E34-war-Teil-von-BMWs-Aufbruch-in-die-Moderne.html>
- DIN 1343. (1997). Referenzzustand, Normzustand, Normvolumen - Begriffe und Werte. Beuth Verlag GmbH.
- DIN 45630. (1971). Grundlagen der Schallmessung - Physikalische und subjektive Größen von Schall. Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN ISO 354. (2003). Akustik – Messung der Schallabsorption in Hallräumen. Beuth Verlag GmbH.

- DIN EN ISO 3741. (2011). Akustik – Bestimmung der Schalleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen – Hallraumverfahren der Genauigkeitsklasse 1. Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN ISO 3744. (2011). Akustik – Bestimmung der Schalleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen – Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 2 für ein im Wesentlichen freies Schallfeld über einer reflektierenden Ebene. Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN ISO 3745. (2012). Akustik – Bestimmung der Schalleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen – Verfahren der Genauigkeitsklasse 1 für reflexionsarme Räume und Halbräume. Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN ISO 9614-1. (2009). Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessungen – Teil 1: Messungen an diskreten Punkten. Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN ISO 9614-2. (1996). Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessungen – Teil 2: Messungen mit kontinuierlicher Abtastung. Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN ISO 9614-3. (2009). Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessungen – Teil 3: Scanning-Verfahren der Genauigkeitsklasse 1. Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN ISO 11688-1. (2009). Akustik – Richtlinien für die Konstruktion lärmarmen Maschinen und Geräte – Teil 1: Planung. Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN ISO 11819-1. (2002). Akustik – Messung des Einflusses von Straßenoberflächen auf Verkehrsgeräusche Teil 1: Statistisches Vorbeifahrtverfahren. Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN ISO 11819-2. (2017). Akustik – Messung des Einflusses von Straßenoberflächen auf Verkehrsgeräusche - Teil 2: Nahfeldmessverfahren. Beuth Verlag GmbH.
- DIN ISO 226. (2006). Akustik – Normalkurven gleicher Lautstärkepegel. Beuth Verlag GmbH.

- DIN ISO 362-1. (2009). Messverfahren für das von beschleunigten Straßenfahrzeugen abgestrahlte Geräusch – Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 – Teil 1: Fahrzeuge der Klassen M und N. Beuth Verlag GmbH.
- DIN ISO 362-3. (2018). Messverfahren für das von beschleunigten Straßenfahrzeugen abgestrahlte Geräusch – Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 – Teil 3: Indoor-Prüfung der Klassen M und N. Beuth Verlag GmbH.
- DIN ISO 10844. (2012). Akustik – Anforderungen an Prüfstrecken zur Messung der Geräuschemission von Straßenfahrzeugen und deren Reifen. Beuth Verlag GmbH.
- Eckert, C., Alink, T. & Albers, A. (2010). Issue Driven Analysis of an Existing Product at Different Levels of Abstraction. *International DESIGN Conference* (S. 673–682). Dubrovnik, Kroatien.
- Edelsbrunner, H. & Mücke, E. P. (1994). Three-Dimensional Alpha Shapes. *ACM Transactions on Graphics Journal*, 13(1), S. 43–72.
- Ehrlenspiel, K. (2009). *Integrierte Produktentwicklung - Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit* (4. Auflage). München: Carl Hanser Verlag.
- Fahy, F. J. (2003). Some Applications of the Reciprocity Principle in Experimental Vibroacoustics. *Acoustical Physics*, 49(2), S. 217–229.
- Fernández Comesaña, D., Peksels, B. O. & de Bree, H.-E. (2014). Expanding the Sound Power Measurement Criteria for Sound Intensity P-U Probes. *ICSV21 - 21st International Congress on Sound and Vibration* (o.S.). Peking, China.
- Fischer, J. (2017). Methoden für die Validierung des Fahrzeuginnenrausches von Elektrofahrzeugen in Bezug auf tonale Geräusche aufgrund torsionaler Anregung durch den Elektromotor. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Band 106). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Free Field Technologies SA. (2016). Actran 17 User's Guide - Vol. 1. MSC Software Belgium SA. Mont-Saint-Guibert, Belgien.



- Fuchs, H. V. (2007). *Schallabsorber und Schalldämpfer - Innovative akustische Konzepte und Bauteile mit praktischen Anwendungen in konkreten Beispielen* (2. Auflage). Berlin: Springer Verlag.
- Gabi, M. (2006). Skript zur Vorlesung Technische Akustik. Fachgebiet Strömungsmaschinen. Universität Karlsruhe.
- Genuit, K. (2010). *Sound-Engineering im Automobilbereich* (1. Auflage). Berlin: Springer Verlag.
- Grabowski, H. & Geiger, K. (1997). *Neue Wege zur Produktentwicklung* (1. Auflage). Stuttgart: Raabe Verlag.
- G.R.A.S. Sound & Vibration A/S. (2021). G.R.A.S. 40AE - 1/2" Prepolarized Free-Field Microphone. Zugriff am 11.8.2021. Verfügbar unter: [http://www.gras.dk/products/measurement-microphone-cartridge/prepolarized-cartridges-0-volt/product/ss\\_export/pdf2?product\\_id=150](http://www.gras.dk/products/measurement-microphone-cartridge/prepolarized-cartridges-0-volt/product/ss_export/pdf2?product_id=150)
- Henn, H., Sinamari, Gh. R. & Fallen, M. (2008). *Ingenieurakustik - Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele* (4. Auflage). Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.
- Hochschule Karlsruhe – Technik und Wirtschaft (HsKA). (2018). Akustik und Schwingungstechnik. Zugriff am 5.8.2018. Verfügbar unter: <https://www.hs-karlsruhe.de/akustik/>
- Institut für Kolbenmaschinen. (2021). KIT - IFKM: Prüffeld und Messtechnik. Zugriff am 11.8.2021. Verfügbar unter: <http://www.ifkm.kit.edu/282.php>
- IPEK. (2021a). IPEK Informationsbroschüre Akustikrollenprüfstand mit Vehicle-in-the-Loop Technologie (ARP). Zugriff am 11.8.2021. Verfügbar unter: [https://www.ipek.kit.edu/downloads/180703\\_Flyer\\_ARP\\_De.pdf](https://www.ipek.kit.edu/downloads/180703_Flyer_ARP_De.pdf)
- IPEK. (2021b). IPEK Informationsbroschüre Trockenreibprüfstand (TRP). Zugriff am 11.8.2021. Verfügbar unter: [https://www.ipek.kit.edu/downloads/190428\\_TRP\\_Flyer\\_DE.pdf](https://www.ipek.kit.edu/downloads/190428_TRP_Flyer_DE.pdf)
- ISO 13325. (2003). Reifen – Verfahren zur Messung des Reifen/Fahrbahn-Geräuschs beim Rollen. International Organization for Standardization.

- Jacobsen, F. & Juhl, P. (2011). Radiation of Sound. Acoustic Technology (Technical University of Denmark. Lyngby, Dänemark), Physics Department (University of Southern Denmark. Odense, Dänemark).
- Janssens, K. (2010). In-room & exterior pass-by noise. LMS, A Siemens Business. Leuven, Belgien.
- Janssens, K., Aarnoutse, P., Gajdatsy, P., Britte, L., Deblauwe, F. & Van der Auweraer, H. (2011). Time-Domain Source Contribution Analysis Method for In-Room Pass-By Noise. *SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition* (o.S.). Grand Rapids, USA.
- Janssens, K., De Weer, D., Bianciardi, F. & Søndergaard, T. (2013). LMS SoundBrush: a new source identification technology for stationary noise sources. LMS, A Siemens Business. Leuven, Belgien.
- Karrenberg, U. (2012). *Signale – Prozesse – Systeme* (6. Auflage). Berlin: Springer Verlag.
- Kim, B. H., Shin, T. J. & Lee, S. K. (2012). Sound Source Identification Based on Acoustic Source Quantification by Measuring the Particle Velocity Directly. *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress* (o.S.). Peking, China
- Klein, B. (2015). *FEM - Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau* (10. Auflage). Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag.
- Kloepfer, M., Griefahn, B., Kaniowski, A., Klepper, G., Lingner, S., Steinebach, G., Weyer, H. & Wysk, P. (2006). *Leben mit Lärm? - Risikobeurteilung und Regulation des Umgebungslärms im Verkehrsbereich*. Berlin: Springer Verlag.
- Kolbe, T. H., König, G. & Nagel, C. (2011). *Advances in 3D Geo-Information Sciences* (1. Auflage). Berlin: Springer Verlag.
- Kollmann, F. G., Schösser, T. F. & Angert, R. (2006). *Praktische Maschinenakustik* (1. Auflage). Berlin: Springer Verlag.
- Lerch, R., Sessler, G. & Wolf, D. (2009). *Technische Akustik - Grundlagen und Anwendungen* (1. Auflage). Berlin: Springer Verlag.

- Lindemann, U. (2009). *Methodische Entwicklung technischer Produkte – Methoden flexibel und situationsgerecht anwenden*. Berlin: Springer Verlag.
- Lodico, D. M., Rochat, J. L., Donovan, P. & Rasmussen, R. O. (2012). Overview and application of the Statistical Isolated Pass-By Method (SIP) for determining the influence of road surfaces on vehicle noise (AASHTO TP-98). *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings* (o.S.). New York City, USA.
- Lohmeyer, Q. (2013). Menschzentrierte Modellierung von Produktentstehungssystemen unter besonderer Berücksichtigung der Synthese und Analyse dynamischer Zielsysteme. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Band 59). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Lohrmann, M. (2011). Beitragsanalyse am Beispiel der simulierten Vorbeifahrt mit Hilfe der TPA. 6. *Symposium Motor- und Aggregateakustik* (S. 71–83). Magdeburg.
- Marxen, L. (2014). A Framework for Design Support Development based on the integrated Product Engineering Model iPeM. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Band 74). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Marxen, L. & Albers, A. (2012). Supporting Validation in the Development of Design Methods. *International DESIGN Conference* (S. 1009–1018). Dubrovnik, Kroatien.
- MathWorks. (2021). Boundary of a set of points in 2-D or 3-D. Zugriff am 11.8.2021. Verfügbar unter:  
<https://de.mathworks.com/help/matlab/ref/boundary.html>
- Meboldt, M. (2009). Mentale und formale Modellbildung in der Produktentstehung – als Beitrag zum integrierten Produktentstehungs-Modell (iPeM). Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Band 29). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Meyer, M. (2014). *Signalverarbeitung - Analoge und digitale Signale, Systeme und Filter* (7. Auflage). Berlin: Springer Vieweg Verlag.

- Microflown Technologies. (2021a). THE MICROFLOWN E-BOOK - The Microflown. Zugriff am 11.8.2021. Verfügbar unter:  
[https://www.microflown.com/assets/uploads/Publications/ebook\\_3\\_microflown.pdf](https://www.microflown.com/assets/uploads/Publications/ebook_3_microflown.pdf)
- Microflown Technologies. (2021b). Product Leaflet SCAN & PAINT 3D. Zugriff am 11.8.2021. Verfügbar unter:  
[https://www.microflown.com/assets/uploads/Product-Leaflets/Product-Leaflet\\_ScanPaint-3D.pdf](https://www.microflown.com/assets/uploads/Product-Leaflets/Product-Leaflet_ScanPaint-3D.pdf)
- Möser, M. (2009). *Technische Akustik* (8. Auflage). Berlin: Springer Verlag.
- Möser, M. (2010). *Messtechnik der Akustik* (1. Auflage). Berlin: Springer Verlag.
- Müller, G. & Möser, M. (2004). *Taschenbuch der Technischen Akustik* (3. Auflage). Berlin: Springer Verlag.
- Müller, G. & Möser, M. (2017). *Numerische Methoden der Technischen Akustik* (1. Auflage). Berlin: Springer Vieweg Verlag.
- Na, H.-S., Lee, C.-N. & Cheong, O. (2002). Voronoi Diagrams on the Sphere. *Computational Geometry*, 23(2), S. 183–194.
- Norsonic-Tippkemper GmbH. (2021). Produktdetails Schalleistungsmesssystem Schalleistungshemisphäre 67HA/HB. Zugriff am 11.8.2021. Verfügbar unter:  
[https://www.norsonic.de/schalleistungsmesssysteme-detailseite/67HA\\_HB.html](https://www.norsonic.de/schalleistungsmesssysteme-detailseite/67HA_HB.html)
- Pahl, G. & Beitz, W. (2013). *Konstruktionslehre*. (J. Feldhusen & K.-H. Grote, Hrsg.). Berlin: Springer Vieweg Verlag.
- Pflüger, M., Brandl, F., Bernhard, U. & Feitzelmayer, K. (2010). *Fahrzeugakustik* (1. Auflage). Wien, Österreich: Springer Verlag.
- Picard, C., Patrat, J. C., Duran, A., Na, H. S. & Rebillat, J. C. (1997). A Method to Correct the 3D Active and Reactive Sound Intensity Vectors Using a Rotating ID Probe in an Unsteady Acoustic Field. *Fifth International Congress on Sound and Vibration* (o.S.). Adelaide, Australien.

- Press, W. H., Teukolsky, S. A., Vetterling, W. T. & Flannery, B. P. (2002). *Numerical Recipes in C - The Art of Scientific Computing* (2. Auflage). Cambridge, England: Cambridge University Press.
- Putner, J. & Lohrmann, M. (2011). Beitragsanalyse des Fahrzeugaußengeräuschs bei der simulierten Vorbeifahrt unter Verwendung von Betriebsmessungen. 37. *Deutsche Jahrestagung für Akustik - DAGA* (S. 131–132). Düsseldorf.
- Rasmussen, R. O. & Sohaneey, R. C. (2012). Tire-Pavement and Environmental Traffic Noise Research Study. Colorado Department of Transportation, Report No. CDOT-2012-5. Colorado, USA.
- Reinhart, G., Lindemann, U. & Heinzl, J. (1996). *Qualitätsmanagement - Ein Kurs für Studium und Praxis* (1. Auflage). Berlin: Springer Verlag.
- Robens, G. (2013). Ein Handlungssystem zur Skalierung der simulierten Vorbeifahrt mittels Mikrofonarray für eine effiziente Validierung in kleinen Halbfreifeldräumen im Fahrzeugentwicklungsprozess. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Band 61). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Robinson, D. W. & Dadson, R. S. (1956). A Re-Determination of the Equal-Loudness Relations for Pure Tones. *British Journal of Applied Physics*, 7(5), S. 166–181.
- Rochat, J. L., Lodico, D. M., Donavan, P. & Rasmussen, R. O. (2012). Overview and application of the Continuous-Flow Traffic Time-Integrated Method (CTIM) for determining the influence of road surfaces on traffic noise. *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings* (o.S.). New York City, USA.
- Ropohl, G. (1975). *Systemtechnik - Grundlagen und Anwendung* (1. Auflage). München: Carl Hanser Verlag.
- Ropohl, G. (2009). *Allgemeine Technologie - Eine Systemtheorie der Technik* (3. Auflage). Karlsruhe: Universitätsverlag Karlsruhe.

- Schille, F. (2018). Methode zur generationsübergreifenden NVH-Optimierung des Wiederstartkomforts von Hybridfahrzeugen durch eine manöverbasierte Validierung auf dem Akustikrollenprüfstand. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Band 123). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Siegel, A., Husung, S., Weber, C., Mahboob, A., Albers, A., Landes, D. & Behrendt, M. (2016). Virtual Acoustic Model for the Simulation of Passing Vehicle Noise. *ASME 2016 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference* (o.S.). Charlotte, USA.
- Siegel, A., Weber, C., Albers, A., Landes, D. & Behrendt, M. (2017). Simulation of Acoustic Product Properties in Virtual Environments Based on Artificial Neural Networks (ANN). *Proceedings of the 21st International Conference on Engineering Design (ICED17)* (S. 573–582). Vancouver, Canada.
- Spica, T. (2009). Introduction to Sound Power Testing. Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S. Virum, Dänemark.
- Stratenschulte Messtechnik. (2021a). Lautsprechersystem für die Bau- und Raumakustik. Zugriff am 11.8.2021. Verfügbar unter: [http://www.stratenschulte-messtechnik.de/media/files/produkt\\_seiten/bauakustik/datenblatt\\_lautsprecher\\_syst.pdf](http://www.stratenschulte-messtechnik.de/media/files/produkt_seiten/bauakustik/datenblatt_lautsprecher_syst.pdf)
- Stratenschulte Messtechnik. (2021b). Leichter Dodekaeder für die Raum- und Bauakustik. Zugriff am 11.8.2021. Verfügbar unter: <http://messtechnik-stratenschulte.de/produkte/dodekaeder-fuer-die-raum-und-bauakustik.html>
- Teichmann, M. & Capps, M. (1998). Surface Reconstruction with Anisotropic Density-Scaled Alpha Shapes. *IEEE Visualization Proceedings* (S. 67–72). Durham, USA.
- Verordnung (EU) Nr. 540/2014. (2014). Verordnung (EU) Nr. 540/2014 des europäischen Parlaments und des Rates vom 16. April 2014 über den Geräuschpegel von Kraftfahrzeugen und von Austauschschalldämpferanlagen sowie zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG und zur Aufhebung der Richtlinie 70/157/EWG. Amtsblatt der Europäischen Union.

- Weber, C. (2014). Modelling Products and Product Development Based on Characteristics and Properties. In A. Chakrabarti & L. Blessing (Hrsg.), *An Anthology of Theories and Models of Design* (S. 327–352). London, England: Springer Verlag.
- Weber, J. (2009). *Automotive Development Processes* (1. Auflage). Berlin: Springer Verlag.
- Weinzierl, S. (2008). *Handbuch der Audiotechnik* (1. Auflage). Berlin: Springer Verlag.
- Werner, M. (2012). *Digitale Signalverarbeitung mit MATLAB®* (5. Auflage). Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.
- Ying, S., Xu, G., Li, C. & Mao, Z. (2015). Point Cluster Analysis Using a 3D Voronoi Diagram with Applications in Point Cloud Segmentation. *ISPRS International Journal of Geo-Information*, 4(1), S. 1480–1499.
- Yntema, D. (2008). *An integrated three-dimensional sound-intensity probe*. Ph.D. Thesis. Enschede, Niederlande: University of Twente.
- Zeller, P. (2018). *Handbuch Fahrzeugakustik* (3. Auflage). Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.

**Studentische Abschlussarbeiten, die im Kontext dieser Dissertation am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) vom Autor co-betreut wurden:**

Bader, P. (2018). *Analyse und Anwendung von Prozessmodellen zur Einbindung von Akustikoptimierungen in den Produktentstehungsprozess*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Elbisser, M. (2016). *Entwicklung eines Hüllflächenmessverfahrens zur Schalleistungsbestimmung*. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Gade, S. (2017). *Auralisierung von Beschleunigungen aus stationären Betriebszuständen*. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Gohlke, T. (2017). *Anwendung verschiedener Messverfahren zur Verifizierung einer neuen Schalleistungsberechnungsmethode*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Pang, Z. (2017). *Methode zur Simulation von Luftschall-Transferfunktionen für die Anwendung bei der Vorbeifahrtmessung*. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Zhao, G. (2017). *Werkzeug für die Transferpfadanalyse auf Basis der Schalleistung*. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

**Des Weiteren wird auf nachfolgende studentische Arbeiten referenziert, die nicht durch den Autor dieser Arbeit co-betreut wurden:**

Von Rosenberg, L. (2015). *Luftschalltransferpfadanalyse mittels einer Volumenschallquelle am Beispiel eines Elektrofahrzeugs*. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

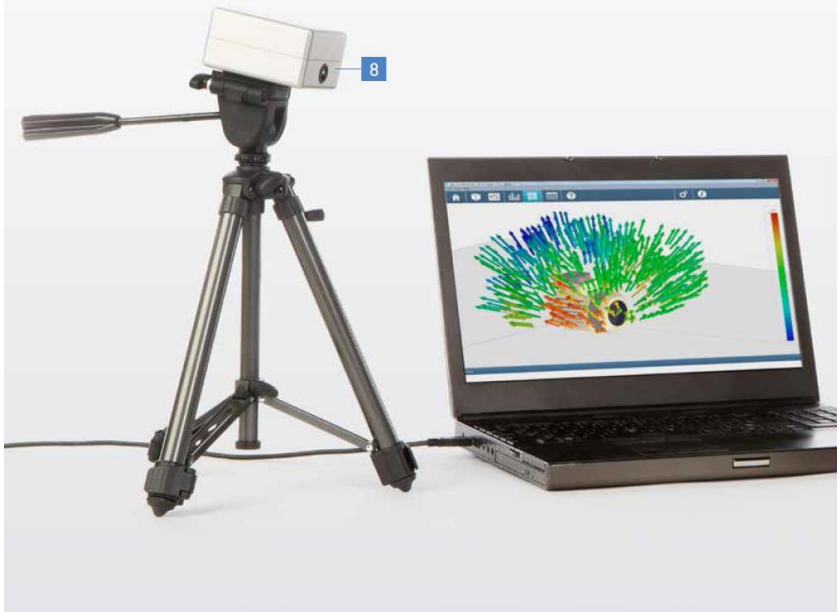




# Anhang

## LMS SoundBrush Plug and play acoustic troubleshooting

LMS SoundBrush brings unmatched user comfort and efficiency to acoustic troubleshooting and allows you to fully focus on your core task – solving the acoustic problem. The core of this compact solution is the SoundBrush probe combined with either a G.R.A.S. Sound & Vibration sound pressure microphone or a 3D intensity sensor. Simply click the antenna with the acoustic sensor onto the probe, plug the USB probe and the tracking camera into your PC and start measuring.



### 1 Click-on and measure antenna

The system automatically recognizes the antenna type, no calibration needed.

### 2 Illuminated sphere

Automatically set to a color that has the highest contrast with the environment, it allows the tracking camera to determine the position of the probe.

### 3 On board electronics

Integrated front-end. Integrated sensors for orientation detection.

### 4 Probe-controlled measurement

Push buttons allow full control of the measurement process. LEDs provide online feedback on hardware status, measurement levels and position tracking.

### 5 Camera shows what you measure

Images of the spot the probe is pointed at are stored with measurement data, so that results can be documented and interpreted.

### 6 Plug and play

A single USB cable connects the probe with your PC.

## No settings or adjustments

The SoundBrush probe is the heart of the SoundBrush system, containing the data-acquisition unit. Automatic position detection gets you started in no time. The probe contains a sphere that is illuminated with a color so its position can be determined by the tracking camera, while an inertial platform provides a 3D orientation of the probe.

## Full measurement control

As long as the camera can track the sphere, you can move the probe around the test object in any orientation or position. The system will always detect the position of the acoustical sensors as well as the direction of the intensity vector.



## 7 Ergonomics

The slim, compact design of the probe supports measurements in locations that are otherwise hard to reach.

## 8 Tracking camera

Accurate detection of X, Y and Z position of the probe through the illuminated sphere. With tripod for rugged and stable mounting.

## 9 Reference

Automatically positions the test object and probe into the software environment. Holds the probe when not in use.



## ½-inch Prepolarized, Free-field Microphone Type 40AE

### Product Data and Specifications

#### Typical applications

- Precision acoustic measurements
- Type 0 and 1 SPL measurements
- Free-field measurements
- Use with G.R.A.S. CCP<sup>1</sup> preamplifiers

The G.R.A.S. Microphone Type 40AE is a ½-inch precision condenser microphone for general purpose measurements in open acoustic fields. It is a prepolarized free-field microphone with a large dynamic range and a wide frequency response.

As a free-field microphone, the Type 40AE is for measuring the sound pressure which existed before it was placed in the sound field pointing towards the sound source.

The disturbing effects of its presence in the sound field are minimal at low frequencies (large wavelengths compared with microphone size). At higher frequencies, the effects of reflections and diffractions generally lead to an increase in the measured sound pressure levels.

Fig. 3 shows what these are in a free-field for various angles of incidence. The Type 40AE compensates for this to provide a flat frequency response at an angle of 0° incidence in a free-field (see Fig. 2).

### Specifications

Frequency response:		Microphone thermal noise:	15 dBA re. 20 µPa
3.15 Hz - 20 kHz	±2.0 dB	Capacitance:	14.1 pF
5 Hz - 10 kHz	±1.0 dB	Effective front volume:	Nominal at 250 Hz: 50 mm <sup>3</sup>
Nominal sensitivity:	50 mV/Pa	Temperature range:	-40 °C to +150 °C
Polarization voltage:	0 V		...continued overleaf
Upper limit (3 % distortion):	146 dB re. 20 µPa		

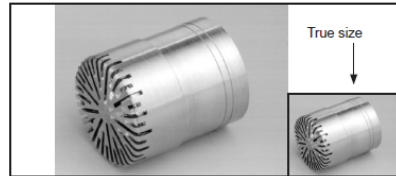


Fig. 1 ½-inch Prepolarized Free-field Microphone Type 40AE

G.R.A.S. CCP<sup>1</sup> preamplifiers are also available for use with the Type 40AE, these are:

- ½-inch Preamplifier Type 26CA
- ¼-inch Preamplifier Type 26CB with adaptor RA0003
- (see separate data sheets)

All G.R.A.S. microphones comply with the specifications of IEC 61094: *Measurement Microphones, Part 4: Specifications for working standard microphones.*

Non-corrosive, stainless materials are used in manufacturing these microphones to enable them to withstand rough handling and corrosive environments.

All G.R.A.S. microphones are guaranteed for 5 years and are individually checked and calibrated before leaving the factory. An individual calibration chart is supplied with each microphone.

<sup>1</sup> Constant Current Power

G.R.A.S.  
Sound & Vibration

Skovlytoften 33  
2840 Holte, Denmark  
Tel +45 45 66 40 46 Fax +45 45 66 40 47  
e-mail: gras@gras.dk www.gras.dk

½-inch Prepolarized, Free-field Microphone Type 40AE

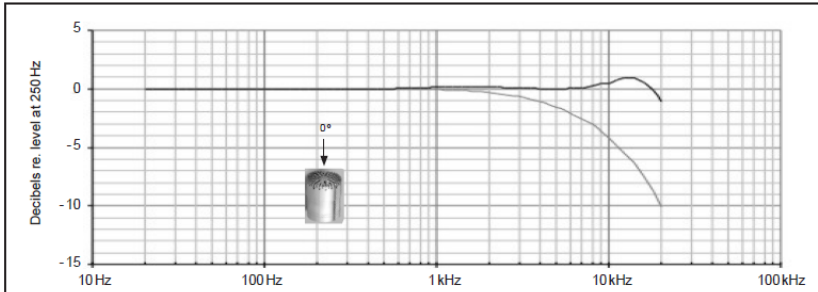


Fig. 2 Typical frequency response of Type 40AE. Upper curve shows free-field response for 0°, lower curve shows pressure response

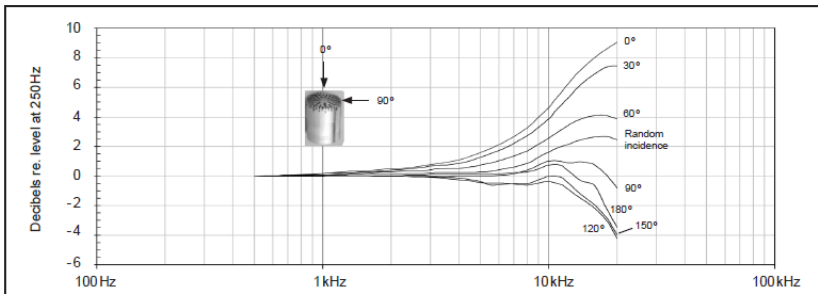


Fig. 3 Free-field corrections for various angles of incidence

Specifications (continued)

Temperature coefficient (250 Hz):	-0.01 dB/°C	Dimensions (with protection grid):	Length: ..... 16.2 mm
Static-pressure coefficient:	-0.014 dB/kPa		Diameter: ..... 13.2 mm
Humidity range:	0 - 100% (non-condensing)	(without protection grid):	Length: ..... 15.3 mm
Influence of humidity (250 Hz):	<0.1 dB (0 - 100%RH)		Diameter: ..... 12.7 mm
Influence of axial vibration, 1 m/s <sup>2</sup> :	62 dB re. 20 µPa	Diameter (diaphragm ring):	12.1 mm
Venting:	Rear vented	Threads:	Protection Grid: ..... 12.7 mm - 60 UNS
IEC 61094-4 designation:	WS2F		Preamplifier Mounting: ..... 11.7 mm - 60 UNS
		Weight:	6.5 g

G.R.A.S. Sound & Vibration reserves the right to change specifications and accessories without notice

G.R.A.S.  
Sound & Vibration

Skovlytoften 33  
2840 Holte, Denmark  
Tel +45 45 66 40 46 Fax +45 45 66 40 47  
e-mail: gras@gras.dk www.gras.dk

### Technische Daten Dodekaeder

Nennbelastbarkeit	ca. 600 Watt
Impedanz	ca. 10 Ohm, andre Impedanzen auf Wunsch möglich (bei der Bestellung bitte angeben)
Schalleistung	ca. 120 dB bei breitbandiger Anregung (20Hz - 20kHz)
Frequenzbereich	80Hz - 6,3kHz
Abstrahlung	nahezu kugelförmig (Normkonform)
Lautsprechersystem	Dodekaeder mit 12 Lautsprechern, Impedanz der Einzelsysteme 8 Ohm
Abmessungen	Durchmesser ca. 400 mm
Anschluß	4-pol. Speakerbuchse (Neutrik) Kontakte 1+ und 1- belegt

### Technische Daten Halbdodekaeder

Nennbelastbarkeit	ca. 300 Watt
Impedanz	ca. 6 Ohm, andre Impedanzen auf Wunsch möglich (bei der Bestellung bitte angeben)
Schalleistung	ca. 120 dB bei breitbandiger Anregung (20Hz - 20kHz)
Frequenzbereich	80Hz - 6,3kHz
Abstrahlung	nahezu kugelförmig
Lautsprechersystem	Halbdodekaeder mit 6 Lautsprechern, Impedanz der Einzelsysteme 8 Ohm
Abmessungen	Durchmesser ca. 400 mm, Höhe ca. 250 mm
Anschluß	4-pol. Speakerbuchse (Neutrik) Kontakte 1+ und 1- belegt



Dodekaeder



Halbdodekaeder

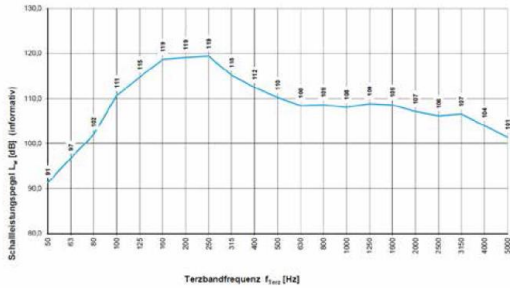
[www.stratenschulte-messtechnik.de](http://www.stratenschulte-messtechnik.de)

Technische Daten Dodekaeder Typ D 6-800\_40N

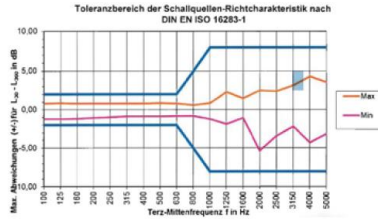
Schalleistung 126 dB mit Verstärker PA1000 (Art.Nr. 2001)  
 Gewicht ca. 9,5 kg  
 Impedanz ca. 6 Ohm, andere Impedanzen auf Wunsch möglich (bei der Bestellung bitte angeben)  
 Frequenzbereich optimale Leistung im bauakustischem Frequenzbereich  
 Abstrahlung nahezu kugelförmig (Normkonform)  
 Lautsprechersystem Dodekaeder mit 12 Lautsprechern  
 Abmessungen Durchmesser ca. 380 mm  
 Anschluß 4-pol. Speakonbuchse Kontakte 1+ und 1- belegt



Dodekaeder Typ D 6-800\_48



Schalleistungsspektrum D6-800-40N



Richtcharakteristik D 6-800\_40N

## Anwendungen

- Bauakustik
- Raumakustik

## Eigenschaften/ Technische Daten

- Eingang: BNC
- Eingangsspannung: 1V rms
- Leistung: 1000 Watt / 4 Ohm
- Lautsprecheranschluss: Neutrik 4pin
- Frequenzbereich Rauschgenerator (weiß): 10Hz-20kHz (PA 1000)
- Frequenzbereich Rauschgenerator (rosa): 20Hz-20kHz (PA 1000)
- Hochpassfilter: 80 Hz
- Tiefpassfilter: 8kHz
- Frequenz Fernbedienung: 430 MHz (PA 1000)
- Reichweite Fernbedienung: ca. 1000 Meter bei freier Sicht
- Betriebstemperatur: 0°C bis +50°C
- Spannungsversorgung: 220 V~, 6,3 A max
- Gewicht: 4 kg
- Abmessungen: (170mm × 85mm × 340 mm)



Leistungverstärker PA 1000



Leistungverstärker PA 1001



**TPA\_Analyse**

X

—

Zurück zur Übersicht

**Art der Transferpfadanalyse**

Reziproke TPA mit Dodekaeder

**Reziproke TPA mit Dodekaeder**

Schallleistung der Schallquelle berechnen

Schallintensitäten des Dodekaeders importieren und Schallleistung der Schallquelle berechnen

Korrekturfaktor nach Gehörte

Hüllfläche darstellen

Schallströme im Nahfeld importieren

Importieren der durch den Dodekaeders im Nahfeld erzeugten Schallströme

Übertragungsfunktionen berechnen

Übertragungsfunktionen von Fernfeld nach Nahfeld berechnen

Übertragungsfunktionen darstellen

**Fahrzeugtopologie**

Verbrennungsmotor vorne

**Messaufbau**

Mindestens eine Position von 1 bis 7 im Nahfeld auswählen

Mindestens eine Position von 8 bis 16 im Fernfeld auswählen

Vorderachse Prüfstand

Übertragungsfunktion aus folgender Messung darstellen:

Messung auswählen...

**Schalldruckberechnung**

Art der Transferpfadanalyse

Schalleistungen berechnen  
 Schallintensitäten der Fahrzeugkomponenten identifizieren und Schalleistungen berechnen  
 Korrekturfaktor nach Gohle  
 Hülfswerte mithilfe von Stützpunkten erzeugen  
 Hülfswerte darstellen

Schalldrücke im Fernfeld berechnen

Schalldrücke im Fernfeld darstellen

Zurück zur Übersicht

Fahrzeugtopologie

Messaufbau

7,5m

Positionen der Mikrophone 8 bis 16

16	-8,0m	15	-6,4m	14	-4,8m	13	-3,2m	12	-1,6m	11	0,0m	10	1,6m	9	3,2m	8	4,8m
----	-------	----	-------	----	-------	----	-------	----	-------	----	------	----	------	---	------	---	------

Vorderachse Prüfstand

Messungsdaten\_Analyse

Fahrzeugtopologie

Verbrennungsmotor vorne

Zurück zur Übersicht

X

Schalldruckspektren berechnen

Schalldruck importieren  
Schalldrücke im Betriebszustand importieren

Schalldruckspektren berechnen

Schalldruckspektren im Fernfeld berechnen

Schalldruckspektren darstellen

Schalldruckspektren darstellen  
ausgewählte Schalldruckspektren darstellen

Alle Positionen im Fernfeld auswählen

Messaufbau

7,5m

Mindestens eine Position von 8 bis 16 im Fernfeld auswählen

Vorderachse  
Prüfstand

16	15	14	13	12	11	10	9	8
-8,0m	-6,4m	-4,8m	-3,2m	-1,6m	0,0m	1,6m	3,2m	4,8m

VergleichBerechnungUrdMessung

Fahrzeugtopologie

Verbrennungsmotor vorne

Zurück zur Übersicht

Vergleich zw. Berechnung u. Messung

Vergleich

Vergleich zwischen den Berechnungsschalldrücken und Messungsschalldrücken in ausgewählten Positionen

