

Jan Christoph Heinrich Fischer

**Methoden für die Validierung
des Fahrzeuginnengeräusches
von Elektrofahrzeugen in Bezug auf
tonale Geräusche aufgrund torsionaler
Anregung durch den Elektromotor**

Methods for the Validation of Electric Vehicle
Interior Noise with Regard to Tonal Noise due to
Torsional Excitation by the Electric Drive

Band 106

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

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

Forschungsberichte

Jan Christoph Heinrich Fischer

**Methoden für die Validierung des
Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen in
Bezug auf tonale Geräusche aufgrund torsionaler
Anregung durch den Elektromotor**

Methods for the Validation of Electric Vehicle
Interior Noise with Regard to Tonal Noise due to
Torsional Excitation by the Electric Drive

Band 106

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

Copyright: IPEK ▪ Institut für Produktentwicklung, 2017
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft

Alle Rechte vorbehalten

Druck: Stolzenberger Druck und Werbung GmbH & Co. KG, Leimen
06224-7697915

ISSN 1615-8113

Methoden für die Validierung des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen in Bezug auf tonale Geräusche aufgrund torsionaler Anregung durch den Elektromotor

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
der KIT-Fakultät für Maschinenbau
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation

von

Dipl.-Wirtsch.-Ing. Jan Christoph Heinrich Fischer
aus Wiesbaden

Tag der mündlichen Prüfung: 31. Juli 2017

Hauptreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers

Korreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Weber

Vorwort der Herausgeber (Stand: Juli 2017)

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 Karlsruhe¹ 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

¹ Eh.: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)

Vorwort zu Band 106

In der modernen Fahrzeugantriebstechnik vollzieht sich derzeit ein großer Wandel. Durch die Anforderungen aus der Gesetzgebung bezüglich des CO₂-Ausstoßes und dem gesellschaftlichen Trend zur Verbesserung der, durch die Fahrzeuge verursachten Umweltbelastungen sowie der globalen Anforderung zur Reduzierung der Erderwärmung werden neue Antriebslösungen für die individuelle Mobilität der Zukunft unabdingbar. Trotz derzeitig großer Anlaufschwierigkeiten – insbesondere durch die zu geringen Batterie-Kapazitäten, aber auch die noch sehr hohen Batteriekosten – kommt dabei dem Elektroantrieb, sowohl als reiner Antrieb, oder auch noch mehr als Kombination zu einem Hybridantrieb, eine entscheidende Bedeutung zu. Diese, auf dem Elektromotor basierenden Antriebe, stellen neuartige Herausforderungen an die Beherrschung des NVH-Verhaltens der Fahrzeuge. Insbesondere durch die fehlende Maskierung durch den Verbrennungsmotor werden nun andere Geräuschphänomene für die Beurteilung des Geräuschkomforts zunehmend wichtiger. Dabei verschieben sich, zumindest zum Teil, das Anregungsspektrum und die erzeugten Geräuschcharakteristika. Beim elektromotorischen Betrieb, sowohl in Hybridfahrzeugen als auch in reinen E-Fahrzeugen, werden zunehmend hochfrequente Anregungen aus dem Elektromotor relevant für die Geräuschabstrahlung und -erzeugung im Antriebsstrang. Diese Geräuschphänomene haben eine hohe Kundenrelevanz, da sie als singuläre Ereignisse stark wahrgenommen werden. Die heute vorliegenden Validierungskonzepte müssen daher für die elektrisch angetriebenen Fahrzeuge neu angegangen werden, um hier die notwendigen Methoden zur Untersuchung bereitzustellen. Dabei kommt insbesondere einer ganzheitlichen Validierung eine große Bedeutung zu. Unter Validierung wird hier verstanden, die kundenrelevante Untersuchung der Erfüllung aller NVH-Anforderungen. Ein ganzheitliches neues Konzept, um diese Validierung durchzuführen, ist der vom Unterzeichner mit seiner Gruppe entwickelte IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz. Hierbei werden die Hardware- und Software-in-the-Loop-Konzepte aus der Elektronikentwicklung aufgenommen und zu ganzheitlichen Lösungen für mechatronische Validierungsaufgaben erweitert. Der IPEK-XiL-Ansatz geht insbesondere von einer Closed-Loop-Validierung aus, das heißt, sowohl das eigentlich zu untersuchende technische System – zum Beispiel ein Fahrzeug – als auch die Umwelt und das Umfeld beim Fahrzeug (der Verkehr und die Straßensituation), aber auch der Bediener beim Fahrzeug (der Fahrer) oder sogar die Mitfahrer werden in einem geschlossenen Validierungskonzept durch kombinierte physische und virtuelle Modellierung und Abbildung untersucht. Dieses Konzept, das in den vergangenen 15 Jahren zu einer hohen Reife entwickelt wurde, führt zu ganz neuen Möglichkeiten im Entwicklungsprozess, insbesondere auch in frühen Phasen der Produktentwicklung.

Wie auf der Basis des IPEK-XiL-Ansatzes elektrisch angetriebene Antriebsstränge strukturiert von der Fahrzeugebene bis hinunter zu Komponenten untersucht werden können, ist eine wichtige Fragestellung, um für die heute aktuellen und zukünftigen Entwicklungsprozesse im Fahrzeugbau entsprechende Ansätze bereitzustellen. Dieser Aufgabe hat sich Herr Dr.-Ing. Jan Fischer in seiner Dissertation gestellt. Er entwickelt als Beitrag zur KaSPro - Karlsruher Schule der Produktentwicklung ein Konzept um das Fahrzeuginnengeräusch von Elektrofahrzeugen als Designraum und gleichzeitig Validierungsobjekt in die IPEK-XiL-Methodik zu integrieren und so einen methodisch begründeten Weg für die Entwicklung zukünftig E-Fahrzeuge aufzuzeigen. Die Arbeit leistet in ihrer Ganzheitlichkeit vom Fahrzeug im Verkehr bis hinunter zum Wirknetz der Komponenten einen wertvollen Beitrag um die Herausforderungen der Antriebssystem-Entwicklung erfolgreich angehen zu können.

August, 2017

Albert Albers

Kurzfassung

Der Fahrkomfort ist ein wichtiges Entscheidungskriterium für den Kauf von Fahrzeugen. Insbesondere für Fahrzeuge mit (teil-)elektrischem Antriebsstrang spielt die akustische Qualität aufgrund der fehlenden Maskierung durch den Verbrennungsmotor eine elementare Rolle. Die Herausforderung in Bezug auf das Fahrzeuginnengeräusch (teil-)elektrischer Fahrzeuge sind zum einen die fehlenden Methoden und Ressourcen und zum anderen das fehlende Erfahrungswissen in Bezug auf die Geräuschanregung und deren Übertragungsmechanismen um die gezielte Entwicklung und Validierung im Rahmen des Entwicklungsprozesses zu unterstützen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden anhand des Leitbeispiels „Torsionsheulen“ Methoden für die durchgängige Entwicklung und Validierung auf den Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang, Elektromotor und Komponente erforscht und die Ergebnisse dargestellt. Ausgehend von der Messung und Bewertung des Fahrzeuginnengeräusches auf dem Akustikrollenprüfstand werden die Systemebenen Antriebsstrang, Elektromotor und Rotor analysiert und in Bezug auf die tonale Überhöhung der 36ten Ordnung bei 3 kHz im Fahrzeuginnengeräusch bewertet. Auf einem anechoischen Antriebsstrangprüfstand werden mit einem Messsystem synchron akustische, mechanische und elektrische Größen gemessen und in Bezug zu der Überhöhung der 36ten Ordnung gesetzt. Es wird eine torsionale Anregung durch den Elektromotor als ursächlich für die Überhöhung der 36ten Ordnung identifiziert.

In einem nächsten Schritt wird das dynamische Drehmoment des Elektromotors auf einem Komponentenprüfstand analysiert und die Überhöhung der 36ten Ordnung in Beziehung zu dem Fahrzeuginnengeräusch gesetzt. Aufbauend auf der Analyse des dynamischen Drehmoments wird eine experimentelle Modalanalyse des Rotors des Elektromotors durchgeführt. Die identifizierte erste Torsionseigenfrequenz liegt bei 3 kHz und deckt sich mit der Frequenzlage der Überhöhung des dynamischen Drehmoments.

Aufbauend auf der Analyse des Gesamtfahrzeugs, des Antriebsstrangs und des Elektromotors werden Methoden zur kaskadierten Ableitung ordnungsbasierter Grenzwerte vorgestellt. Für die kaskadierte Ableitung von ordnungsbasierten Grenzwerten auf Basis einer objektivierten Bewertung der tonalen Anteile des Fahrzeuginnengeräusches werden Transferpfadanalysen mit dem Ziel einer durchgängigen Verknüpfung der Analyseebenen durchgeführt.

Für die Verknüpfung der Gesamtfahrzeugebene und der Antriebsstrangebene wird eine reziproke Analyse der Luftschallübertragungsfunktion bis 6 kHz durchgeführt und statistisch abgesichert.

Für eine tiefergehende Analyse der Anregung durch den Elektromotor sowie eine Identifikation und Variation der Einflussfaktoren wird ein FE-Modell des Rotors aufgebaut und mit der experimentellen Modalanalyse abgeglichen. Das verifizierte FE-Modell des Rotors kann für eine gestalterische Optimierung der Torsionseigenfrequenz genutzt werden. Des Weiteren wird ein Mehrköpersimulationsmodell des Rotors aufgebaut und mit einer ordnungsbasierten Anregung durch den Elektromotor verknüpft. Die Anregung berücksichtigt dabei die Schrägung des Stators und kann für eine Optimierung dieser genutzt werden. Die Parametrierung des Mehrköpersimulationsmodells erfolgte dabei mit Hilfe eines hybriden Ansatzes aus dem FE-Modell und den Ergebnissen der experimentellen Modalanalyse. Das Modell ermöglicht die zeitbasierte Simulation der Torsionsschwingungen und die Möglichkeit, diese hinsichtlich einer Variation der Schrägung, Eigenfrequenz und Dämpfung auszuwerten.

In einem nächsten Schritt können die ordnungsbasierten Zeitdaten mit Hilfe der eingangs bestimmten Transferpfade für eine virtuelle Variation des Fahrzeuginnengeräusches in Bezug auf die torsionale Anregung durch den Elektromotor genutzt werden. Die Auralisierung des Fahrzeuginnengeräusches ermöglicht dabei die direkte Validierung der simulativ erarbeiteten Varianten.

Die Entwicklung von Methoden für die durchgängige Analyse von Anregungsmechanismen und Übertragungspfaden auf den Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang, Elektromotor und Komponente ermöglicht eine zielführende Eingrenzung der akustischen Überhöhung und die Identifikation von Einflussgrößen sowie die virtuelle Validierung von Varianten mit Bezug auf das Fahrzeuginnengeräusch.²

Die Methoden werden in den Kontext des IPEK XiL-Frameworks eingeordnet und die entwickelte Validierungsumgebung für das Phänomen Torsionsheulen in Elektrofahrzeugen wird beschrieben.

² Die Zusammenfassung der Arbeit wurde in ähnlicher Form auf dem E-MOTIVE 8. Expertenforum Elektrische Fahrzeugantriebe in Schweinfurt (Behrendt et al. (2016)) präsentiert.

Abstract

Driving comfort is an important factor for the customers buying decisions of vehicles. Especially for battery electric vehicles (BEV) the acoustic quality is an elementary distinguishing factor, since the masking of an internal combustion engine (ICE) is no longer present. The challenges regarding the vehicle interior noise are for one the lack of methods and resources, as well as the lack of knowledge regarding the excitation and transfer path in order to support the development and validation throughout the development process.

At the example of “torsional whining”, in this contribution, methods for the continuous development and validation on the layers vehicle, powertrain, electric drive and component are researched and exemplary results are presented.

Starting with the measurement and evaluation of the vehicle interior noise on the acoustic roller test bench of IPEK, the layers powertrain, electric drive and component are analyzed regarding the tonal noise of the 36th order at 3 kHz inside the vehicle. An anechoic powertrain test bench is used to synchronously analyze acoustic, mechanic and electric quantities with one measurement system regarding the elevation of the 36th order. A torsional excitation by the electric drive is identified to be the cause of the elevation of the 36th order. In the next step the dynamic torque of the electric drive is analyzed on a component test bench and the elevation of the 36th order dynamic torque is correlated with the vehicle interior noise. Based on the analysis of the dynamic torque an experimental modal analysis of the rotor of the electric drive is performed. The first torsional mode of the rotor is at 3 kHz thus correlating with the elevation of the 36th order dynamic torque.

Following the analysis of the vehicle, powertrain and electric motor, methods for a cascaded derivation of order based limit values are presented. In order to derive limit values based on the objectified evaluation of the vehicle interior noise, transfer path analyses with the target of continuously connecting the layers of validation are performed. For the connection of the complete vehicle layer with the powertrain layer, an airborne noise transfer path analysis including a statistical evaluation of the results is realized.

In order to profoundly analyze as well as to identify influencing factors of the excitation by the electric drive, a FE-model of the rotor is created and compared to the results of the experimental modal analysis. The validated model can be used to constructively optimize the rotor regarding the torsional eigen frequency.

Furthermore a multibody model of the rotor is build and connected with an order based excitation of the electric drive, considering the skewing of the latter, thus enabling its optimization. The parameters of the multibody model are derived from the FE-model and the experimental modal analysis using a hybrid approach. The multibody model can be used to generate time data of the torsional vibration, hence enabling the optimization of skewing, damping and eigen frequency.

In a next step the order based time data and the aforementioned transfer path can be used to generate a virtual variation of the vehicle interior noise with regard to the 36th order tonal component. The auralization of the vehicle interior noise thus enables a direct validation of simulative design changes.

The development of methods for the holistic analysis of excitation mechanisms and transfer path on the layers vehicle, powertrain, electric drive and component enables the focused investigation of the tonal noise and the identification of relevant influencing factors. The design of the influencing factors can be validated throughout the development process auralizing the vehicle interior noise.

The methods are described in context of the IPEK XiL-Frameworks and the developed validation environment for torsional whining in electric vehicles is presented.

Danksagung

Mein besonders herzlicher Dank gilt meinem Doktorvater Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers, Leiter des Instituts für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie, für die wissenschaftliche Betreuung meiner Arbeit sowie das große Interesse und die Begleitung meiner Forschung. Der regelmäßige Austausch und die Förderung meiner Arbeit ermöglichten meine sowohl wissenschaftliche, als auch persönliche Weiterentwicklung am Institut.

Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Weber danke ich herzlich für die Übernahme des Korreferates sowie das entgegengebrachte Interesse an meiner Arbeit.

Auch danken möchte ich Herrn Dr.-Ing. Matthias Behrendt, Oberingenieur und Leiter der Forschungsabteilung 1 am Institut für Produktentwicklung, für sein ausgeprägtes Interesse an meiner Arbeit, die wissenschaftliche Unterstützung meiner Forschung sowie das Schaffen von Freiräumen und Möglichkeiten im oftmals betriebsamen Institutsalltag.

Dem Land Baden-Württemberg und der Daimler AG möchte ich für die Möglichkeit danken, meine Forschung im Rahmen des Promotionskollegs edrive vorantreiben zu können. Die Verknüpfung von wissenschaftlicher Nähe und Austausch im universitären Institutsbetrieb mit den Möglichkeiten und praxisrelevanten Fragestellungen eines industriellen Großunternehmens haben meine Arbeit geprägt. An dieser Stelle möchte ich auch Herrn Dr.-Ing. Dirk Lieske für das Vertrauen in meine Arbeit und die inhaltliche und organisatorische Unterstützung meiner Forschung ganz herzlich danken.

Bei den Mitarbeitern des Instituts und insbesondere meiner Forschungsgruppe NVH / Driveability möchte ich mich für die sehr angenehme Arbeitsatmosphäre und angeregte wissenschaftliche Diskussion bedanken. Ich werde mich auch deswegen immer positiv an meine Zeit am Institut erinnern und freue mich viele interessante Menschen kennengelernt zu haben. An dieser Stelle sei auch den zahlreichen Abschlussarbeitern und wissenschaftlichen Hilfskräften, die mich in meiner Forschung tatkräftig unterstützt haben, ganz herzlich gedankt.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meiner Familie und meiner langjährigen Lebensgefährtin Dorothee für die fortwährende Unterstützung und das Verständnis für Höhen und Tiefen während meiner Arbeit danken. Ihr wart mein persönlicher Rückhalt auf dem diese Arbeit aufbaut.

Karlsruhe, den 19. Mai 2017

Jan Fischer

„Es ist nicht das Wissen, sondern das Lernen, nicht das Besitzen, sondern das Erwerben, nicht das Dasein, sondern das Hinkommen, was den größten Genuß gewährt.“

Carl Friedrich Gauß (1777 - 1855)

Inhalt

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | Einleitung | 1 |
| 2 | Grundlagen und Stand der Forschung | 6 |
| 2.1 | Grundlagen der Produktentstehung | 6 |
| 2.1.1 | Das erweiterte ZHO-Modell..... | 7 |
| 2.1.2 | Der IPEK X-in-the-Loop Ansatz..... | 9 |
| 2.1.3 | PGE - Produktgenerationsentwicklung..... | 13 |
| 2.2 | Grundlagen der Akustik..... | 14 |
| 2.2.1 | Grundbegriffe und Definitionen der Akustik..... | 14 |
| 2.2.2 | Schwingungen dynamischer Systeme | 17 |
| 2.2.3 | Geräuscherzeugung in Maschinen und die maschinenakustische Grundgleichung | 19 |
| 2.2.4 | Messtechnische Erfassung vibroakustischer Größen | 21 |
| 2.2.5 | Signalanalyse..... | 25 |
| 2.2.5.1 | Schnelle Fourier Transformation (FFT) | 26 |
| 2.2.5.2 | Spektrogramm und drehzahlbasierte Analysen | 31 |
| 2.2.5.3 | Übertragungsfunktionen | 32 |
| 2.2.5.4 | Filter | 35 |
| 2.3 | Ausgewählte messtechnische Methoden in der Akustikentwicklung | 36 |
| 2.3.1 | Laservibrometrie | 36 |
| 2.3.2 | Transferpfadanalyse | 37 |
| 2.3.3 | Experimentelle Modalanalyse | 39 |
| 2.4 | Ausgewählte numerische Methoden zur Simulation dynamischer Systeme | 41 |
| 2.4.1 | Zustandsraumdarstellung dynamischer Systeme..... | 41 |
| 2.4.2 | Finite-Elemente-Methode und Numerische Modalanalyse..... | 42 |
| 2.5 | Grundlagen der Psychoakustik und Bewertung von Fahrzeuginnengeräuschen | 43 |
| 2.5.1 | Grundlagen der Psychoakustik | 44 |
| 2.5.2 | Objektivierte Bewertung von tonalen Fahrzeuginnengeräuschen | 49 |
| 2.6 | Anregungsmechanismen permanentmagneterregter Synchronmaschinen | 60 |
| 2.6.1 | Übersicht und Klassierung | 60 |
| 2.6.2 | Einflussfaktoren torsionaler Anregung | 62 |
| 2.7 | Ansätze zur Validierung des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen..... | 63 |
| 2.8 | Zwischenfazit zum Stand der Forschung | 64 |
| 3 | Motivation und Zielsetzung | 67 |

| | | |
|----------|--|-----------|
| 4 | Forschungsansatz..... | 70 |
| 5 | Methoden zur Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen | 73 |
| 5.1 | Grundlagen | 74 |
| 5.1.1 | Fahrmanöver und Testfälle | 74 |
| 5.1.2 | Erfassung der Drehzahl in (elektrischen) Antriebssystemen..... | 76 |
| 5.1.3 | Auswertung Resolversignale..... | 77 |
| 5.2 | Analyse des Fahrzeuginnengeräusches | 85 |
| 5.2.1 | Beschreibung des Prüflings | 86 |
| 5.2.2 | Messaufbau..... | 86 |
| 5.2.3 | Einflussfaktoren..... | 89 |
| 5.2.4 | Ergebnisse | 91 |
| 5.2.5 | Zwischenfazit | 100 |
| 5.3 | Analyse des Antriebsstrangs..... | 101 |
| 5.3.1 | Beschreibung des Prüflings | 101 |
| 5.3.2 | Messaufbau..... | 101 |
| 5.3.3 | Einflussfaktoren..... | 105 |
| 5.3.4 | Ergebnisse | 108 |
| 5.3.4.1 | Vibroakustische Analyse | 108 |
| 5.3.4.2 | Analyse der Drehungleichförmigkeit..... | 119 |
| 5.3.4.3 | Laserscanningvibrometrie und Einpackversuch | 123 |
| 5.3.4.4 | Auswertung von Strom und Spannungsmessung..... | 128 |
| 5.3.5 | Zwischenfazit | 131 |
| 5.4 | Analyse des dynamischen Drehmoments des Elektromotors | 133 |
| 5.4.1 | Beschreibung des Prüflings | 134 |
| 5.4.2 | Messaufbau..... | 134 |
| 5.4.3 | Einflussfaktoren..... | 136 |
| 5.4.4 | Ergebnisse | 137 |
| 5.4.5 | Zwischenfazit | 144 |
| 5.5 | Experimentelle Modalanalyse des Rotors der PMSM | 146 |
| 5.5.1 | Beschreibung des Prüflings | 146 |
| 5.5.2 | Messaufbau..... | 146 |
| 5.5.3 | Einflussfaktoren..... | 148 |
| 5.5.4 | Ergebnisse | 150 |
| 5.5.5 | Zwischenfazit | 153 |
| 5.6 | Zwischenfazit zur Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme..... | 153 |

| | |
|---|------------|
| 6 Methoden zur Ableitung von Grenzwerten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen..... | 155 |
| 6.1 Die kaskadierte Ableitung von Grenzwerten für die Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang und Elektromotor | 156 |
| 6.2 Transferpfadanalyse der Luftschallübertragung vom Motorraum in die Fahrgastzelle | 166 |
| 6.2.1 Beschreibung des Prüflings | 166 |
| 6.2.2 Messaufbau..... | 166 |
| 6.2.3 Volumenschallquelle und Berechnung des Volumenflusses | 167 |
| 6.2.3.1 Volumenschallquelle..... | 167 |
| 6.2.3.2 1-Mikrofon-Methode | 169 |
| 6.2.3.3 Reflexionsfaktormethode..... | 170 |
| 6.2.3.4 Vergleich der Verfahren zur Bestimmung des Volumenflusses..... | 172 |
| 6.2.4 Einflussfaktoren..... | 174 |
| 6.2.5 Ergebnisse | 176 |
| 6.2.6 Zwischenfazit | 180 |
| 6.3 Akustische Abstrahlung des Getriebes aufgrund torsionaler Anregung ... | 181 |
| 6.3.1 Beschreibung des Prüflings | 181 |
| 6.3.2 Messaufbau..... | 182 |
| 6.3.3 Einflussfaktoren..... | 186 |
| 6.3.4 Ergebnisse | 188 |
| 6.3.5 Zwischenfazit | 192 |
| 6.4 Zwischenfazit zur Ableitung von Grenzwerten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen | 193 |
| 7 Methoden zur virtuellen Validierung der Designaktivitäten auf Komponentenebene in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen..... | 195 |
| 7.1 Numerische Modalanalyse des Rotors der PMSM..... | 196 |
| 7.1.1 Beschreibung des Prüflings | 197 |
| 7.1.2 Modellaufbau..... | 197 |
| 7.1.3 Einflussfaktoren..... | 198 |
| 7.1.4 Ergebnis..... | 198 |
| 7.1.5 Zwischenfazit | 199 |
| 7.2 Simulative Analyse der Schrägung mit Hilfe einer numerischen Mehrkörpersimulation | 200 |
| 7.2.1 Modellaufbau..... | 200 |
| 7.2.2 Einflussfaktoren..... | 205 |
| 7.2.3 Ergebnisse | 206 |
| 7.2.4 Zwischenfazit | 208 |

| | | |
|-----------|---|------------|
| 7.3 | Auralisierung der Simulationsergebnisse | 209 |
| 7.4 | Zwischenfazit zur virtuellen Validierung der Designaktivitäten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen | 216 |
| 8 | Einordnung der Methoden und Bewertung der Methodik..... | 219 |
| 9 | Zusammenfassung und Ausblick | 226 |
| 10 | Literaturverzeichnis..... | 229 |
| | Betreute Studien-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeiten..... | 243 |
| | Weitere Studien-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeiten | 243 |
| 11 | Anhang | 244 |
| 11.1 | Mikrofone | 245 |
| 11.2 | Körperschallsensoren..... | 252 |
| 11.3 | Impedanzsensor..... | 254 |
| 11.4 | Digitaler Drehmomentaufnehmer | 255 |
| 11.5 | Frequenzgruppen mit Nummer des Bandes in Bark..... | 262 |
| 11.6 | Beispiel Ton-Rausch-Verhältnis | 263 |
| 11.7 | Beispiel Frequenzgruppen-Verhältnis | 264 |
| 11.8 | Messungen Gesamtfahrzeug | 265 |
| 11.9 | Oberflächenschnellen PSV auf Antriebsstrangprüfstand..... | 267 |
| 11.10 | Auswertung Spannungsmessung | 269 |
| 11.11 | Experimentelle Modalanalyse Rotor | 273 |
| 11.12 | Transferpfadanalyse Luftschall..... | 275 |
| 11.13 | Volumenschallquelle..... | 276 |
| 11.14 | Strukturanalyse Getriebe Messpositionen | 277 |
| 11.15 | Kinematic coupling constrains in Abaqus CAE 13.4 | 281 |
| 11.16 | Sounddesign in PAK 5.8..... | 282 |

1 Einleitung

Die Entscheidung von Kunden für ein bestimmtes Fahrzeug wird von vielen Faktoren geprägt. Ein wichtiges Entscheidungskriterium ist der Fahrkomfort. Neben der Fahrdynamik spielen dabei das Fahrzeuginnengeräusch sowie die spürbaren Vibrationen eine große Rolle. Diese Aspekte werden im Rahmen der Fahrzeugentwicklung unter den Begriffen **Noise**, **Vibration** und **Harshness** (NVH) zusammengefasst. Das Fahrzeuginnengeräusch setzt sich dabei aus dem Teilgeräusch aller Komponenten zusammen und ist allgemein abhängig von dem Betriebszustand des Fahrzeugs. Eine Übersicht über einen Auszug der verschiedenen Geräuschquellen eines Elektrofahrzeugs ist in Bild 1 dargestellt.

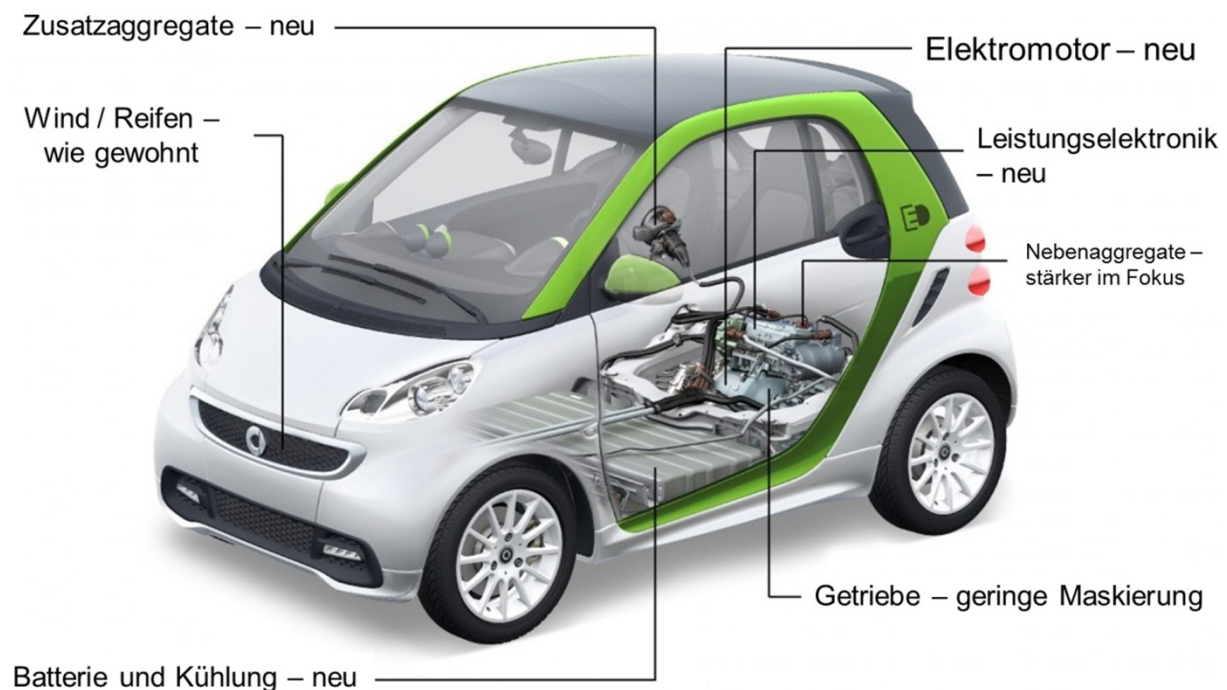


Bild 1: Geräuschquellen Elektrofahrzeug³

Dabei wird deutlich, dass die akustische Qualität von Fahrzeugen mit (teil-)elektrischem Antriebsstrang aufgrund der fehlenden Maskierung durch den Verbrennungsmotor (VM) eine elementare Rolle spielt. So kommen zum einen neue Teilsysteme zum Einsatz und zum anderen rücken konventionelle Teilsysteme aufgrund des Wegfalls der Maskierung durch den VM stärker in den Fokus. Die Problematik wird anschaulich in Bild 2 dargestellt.

³ Daimler AG mit Veränderungen durch Autor

2 Einleitung

Hier wird ersichtlich, dass das Fahrzeuginnengeräusch in konventionellen Fahrzeugen in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit zunächst von dem Geräusch der VM, dann von dem Rollgeräusch und zu höheren Geschwindigkeiten durch das Windgeräusch dominiert wird. Aufgrund des Wegfalls der Verdeckung durch den VM rücken somit der elektrische Antriebsstrang bzw. Hilfs- und Nebenaggregate in den Fokus der Wahrnehmung.

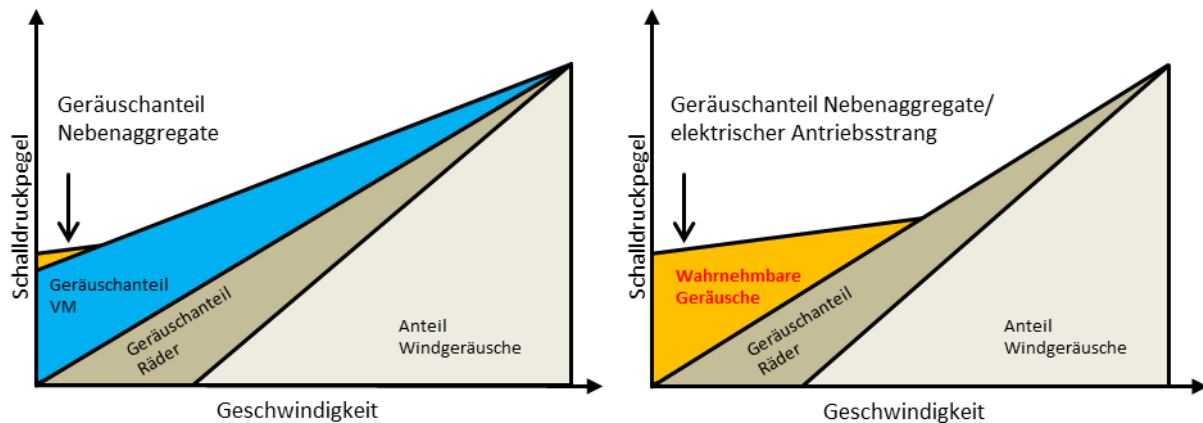


Bild 2: Maskierung von Geräuschen in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit⁴

Zum anderen rücken in (teil-)elektrischen Antriebssystemen, in Abhängigkeit von der Topologie des Elektromotors und des Antriebsstrangs, höhere Ordnungen und somit tonale Anteile am Fahrzeuginnengeräusch in den Fokus der Entwicklung. Der Wechsel von VM hin zu elektrischen Antriebssystemen und die weiteren daraus resultierenden Herausforderungen im Rahmen der Entwicklung des Fahrzeuginnengeräusches sind in Bild 3 in einem idealisierten Campbell-Diagramm (siehe auch Kapitel 2.2.5.2) dargestellt. Zum einen werden durch Elektromotoren (EM) höhere Ordnungen angeregt, zum anderen wird der Drehzahlbereich im Vergleich zu Verbrennungsmotoren stark ausgeweitet.⁵ Aufgrund des steileren Anstiegs der Ordnungen sowie des größeren Drehzahlbereichs ergibt sich der nach oben ausgeweitete relevante Frequenzbereich.

⁴ Albers et al. (2014a)

⁵ Der Drehzahlbereich des EM ist dabei stark von der Antriebsstrangtopologie und der gewählten Übersetzung abhängig. Im Falle zentraler EM mit einem eingängigen Vorgelegegetriebe sind Drehzahlen bis 18000 U/min gebräuchlich.

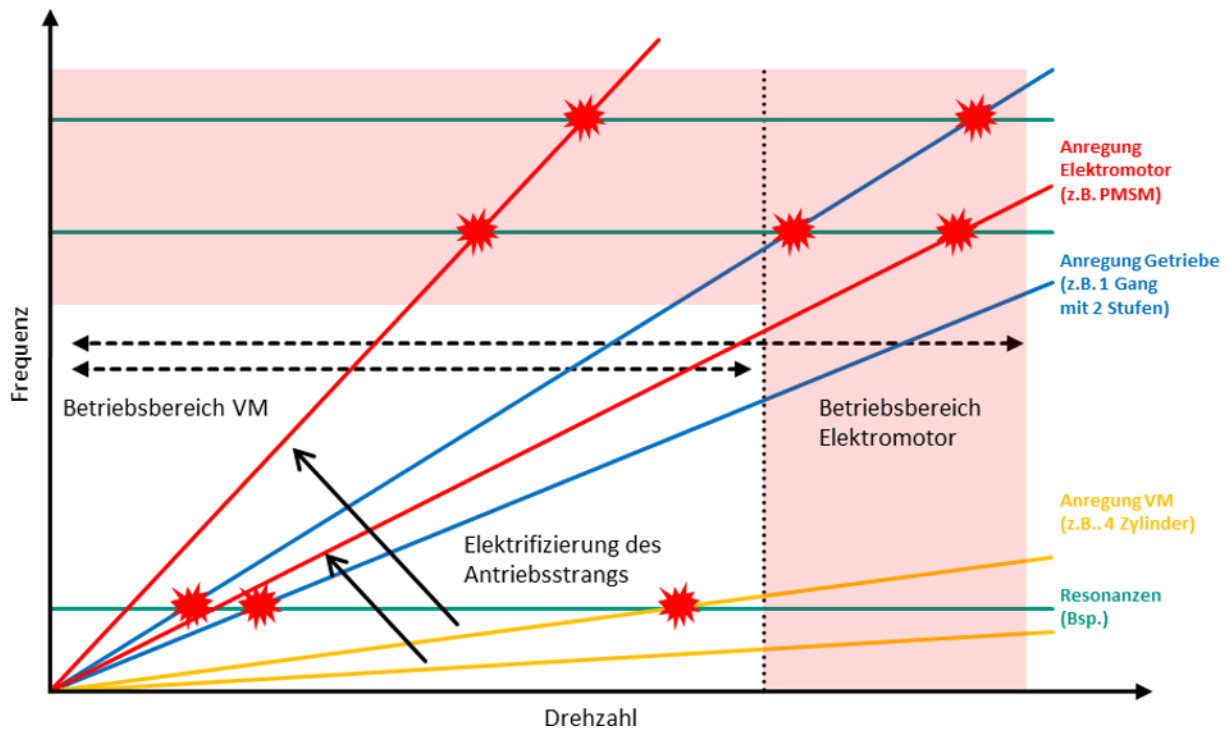


Bild 3: Vergleich der ordnungsbezogenen Anteile des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen und konventionellen Fahrzeugen im idealisierten Campbell-Diagramm⁶

Die geschilderte Problematik wird in Bild 4 an dem in dieser Arbeit verwendeten Leitbeispiel deutlich. Hier ist das Fahrzeuginnengeräusch eines Elektrofahrzeugs über der Drehzahl des Elektromotors dargestellt. Dabei zeigt sich, dass die 36te Ordnung, die dem EM zugeordnet werden kann und auf die im Rahmen der folgenden Kapitel näher eingegangen wird, eine Überhöhung im Bereich von ca. 5000 U/min aufweist und auch deutlich im Fahrzeuginnengeräusch als tonale Komponente wahrgenommen werden kann. Zum einen bedingt der steile Anstieg der Ordnung die Lage der Überhöhung bei ca. 3000 Hz in einem Bereich ohne nennenswerte Verdeckung (siehe Kapitel 2.5) durch Roll- und Windgeräusche. Zum anderen liegt die Überhöhung aufgrund der festen Übersetzung immer bei ca. 50 km/h und somit in einem häufig durch Kunden angefahren Bereich und ist folglich von großer Relevanz für die Entwicklung des Fahrzeuginnengeräusches.

⁶ Albers et al. (2014a)

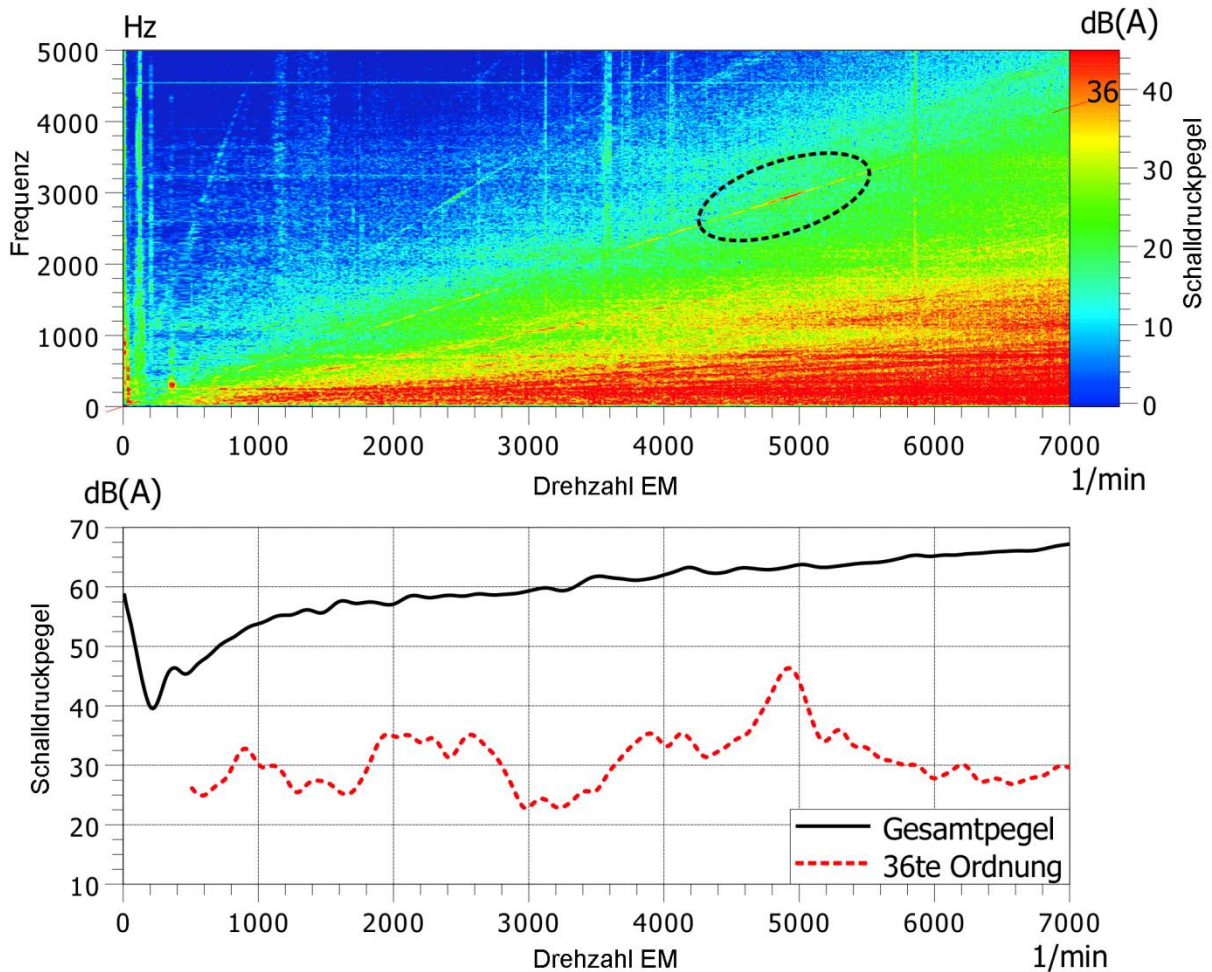


Bild 4: Energetisches Mittel der Kunstkopfmikrofone im Fahrzeuginnenraum als Spektrogramm (oben), Gesamtpegel und Ordnungspegel (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf der Straße⁷

Folglich resultiert die Herausforderung, die Wirkkette der Geräusentstehung von der Anregung über die Strukturdynamik und Abstrahlung bis hin zum Transferpfad in den Fahrzeuginnenraum und die Wahrnehmung des Geräusches zu verstehen und folglich beeinflussen zu können. Die Entwicklung von Methoden für die durchgängige Analyse von Anregungsmechanismen und Übertragungspfaden auf den Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang, Elektromotor und Rotor ermöglicht dabei eine zielführende Eingrenzung der akustischen Überhöhung und die Identifikation von Einflussgrößen sowie deren simulative Variation und Validierung mit Bezug auf das Fahrzeuginnengeräusch.

⁷ Albers et al. (2014a)

Der Aufbau dieser Arbeit gliedert sich in die Darstellung der Grundlagen und des Standes der Forschung in Kapitel 2. Darauf aufbauend wird in Kapitel 3 die Motivation und Zielsetzung der Forschung dargelegt und in Kapitel 4 der Forschungsansatz abgeleitet.

Die im Forschungsansatz dargelegte Systematisierung und Strukturierung der Forschungsergebnisse spiegelt sich in den folgenden Kapiteln wieder und beginnt in Kapitel 5 mit den Methoden zur Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen. Aufbauend auf den Ergebnissen wird in Kapitel 6 auf die kaskadierte Ableitung von Grenzwerten eingegangen und in Kapitel 7 Methoden zur virtuellen Validierung der Designaktivitäten auf Komponentenebene dargestellt.

In Kapitel 8 erfolgt eine Einordnung der entwickelten und angewandten Methoden sowie Ressourcen. Die durchgängige Validierungsumgebung für das Leitbeispiel wird im Kontext des IPEK XiL-Frameworks beschrieben. Die Methodik zur systematischen Entwicklung der Validierungsumgebung wird bewertet und die Ergebnisse den Forschungsfragen und Zielen gegenübergestellt.

Den Schluss der Arbeit bildet das Kapitel 9, in dem die Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick auf mögliche Anknüpfungspunkte gegeben wird.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

Im folgenden Kapitel werden die in dieser Arbeit verwendeten Grundlagen und der relevante Stand der Forschung vorgestellt. Dabei wird in Kapitel 2.1 zunächst auf die Grundlagen der Produktentstehung eingegangen, welche den entwicklungsmethodischen Rahmen dieser Arbeit bilden. Darauf folgend wird in Kapitel 2.2 auf die Grundlagen der Akustik und in Kapitel 2.3 auf ausgewählte messtechnische Methoden eingegangen. Neben den messtechnischen Methoden werden in Kapitel 2.4 ausgewählte numerische Methoden zur Simulation dynamischer Systeme angerissen. In Kapitel 2.5 wird auf die Grundlagen der Psychoakustik und den aktuellen Stand der Forschung zur objektivierten Bewertung tonaler Geräusche eingegangen. Darauf folgend werden in Kapitel 2.6 die Anregungsmechanismen permanentmagneterregter Synchronmaschinen beschrieben und klassifiziert, sowie der Stand der Forschung zur ausgewählten Einflussfaktoren aufgezeigt. Abschließend wird in Kapitel 2.7 auf existierende Ansätze zur Validierung des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen eingegangen.

2.1 Grundlagen der Produktentstehung

Im folgenden Kapitel wird auf die Grundlagen der Produktentstehung im Sinne der KaSPro - Karlsruher Schule für Produktentwicklung eingegangen, da diese den Rahmen dieser Arbeit bilden. Zunächst werden in Kapitel 2.1.1 die generischen Entwicklungsaktivitäten Design und Validierung im Produktentstehungsprozess näher beleuchtet. Darauf aufbauend wird in Kapitel 2.1.2 der IPEK X-in-the-Loop Ansatz beschrieben und das zugehörige Framework vorgestellt. Abschließend wird in Kapitel 2.1.3 auf die grundlegenden Konzepte der PGE - Produktgenerationsentwicklung eingegangen. Die folgenden Ausführungen orientieren sich dabei im Kern an ALBERS und ALBERS ET AL.⁸.

Weitere Modelle der Produktentstehung sowie das, auf den Inhalten des folgenden Kapitels aufbauende, integrierte Produktentstehungsmodell iPeM werden unter anderem von ALBERS ET AL., KLINGLER und BURSAC⁹ beschrieben.

⁸ Albers (2010) ; Albers et al. (2016c)

⁹ Albers et al. (2016b) ; Bursac (2016) ; Klingler (2017)

2.1.1 Das erweiterte ZHO-Modell

Nach ALBERS¹⁰ kann der Prozess der Produktentwicklung im Sinne der Systemtheorie nach ROPOHL¹¹ als eine Transformation eines Zielsystems in ein Objektsystem mit Hilfe eines Handlungssystems beschrieben werden.

Das **Zielsystem** beschreibt dabei die erwünschten bzw. geplanten Eigenschaften und Randbedingungen des Produktes sowie die Interaktion dieser. Das **Objektsystem** beinhaltet alle Informationen und Artefakte bzgl. des Produktes, die als Teillösungen bzw. fertiges Produkt während des Produktentstehungsprozesses anfallen. Die Transformation erfolgt mit Hilfe des **Handlungssystems**. Dieses umfasst neben den benötigten Ressourcen (Entwickler, Prüfstände, Software, etc.) auch die durchgeführten Aktivitäten, Methoden und Prozesse.¹²

Das erweiterte ZHO-Modell zeichnet sich dabei nach KLINGLER¹³ dadurch aus, „dass es nicht die übergeordneten Aktivitäten der Produktentstehung, sondern vielmehr das Vorgehen der Entwickler / des Menschen als Teil des Handlungssystems während einzelner Entwicklungszyklen beschreibt“.

Die Transformation des Zielsystems in ein Objektsystem erfolgt dabei auf Basis eines iterativen Wechsels zwischen Analyse und Synthese beider Systeme. Dieser Zusammenhang im Sinne des erweiterten ZHO-Modells ist in Bild 5 dargestellt.

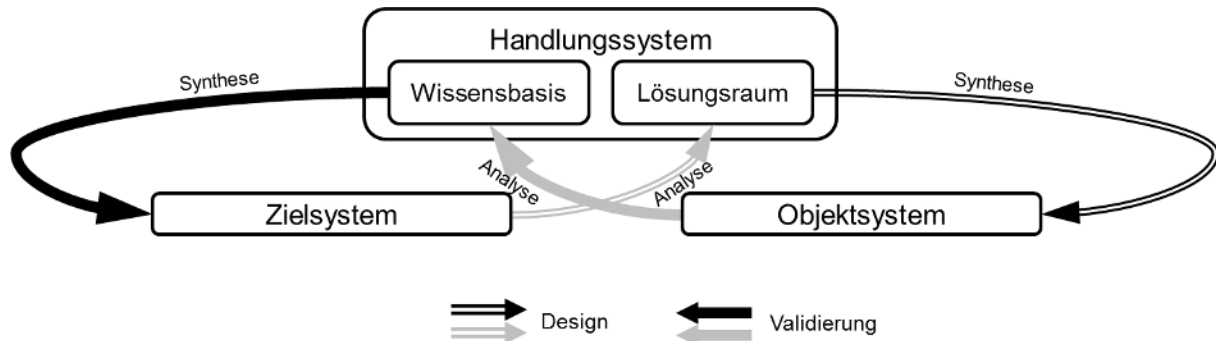


Bild 5: Das erweiterte ZHO-Modell¹⁴

Die **Analyse** im Rahmen der Produktentstehung wird dabei von LOHMEYER¹⁵ als „eine Handlung, die das Verstehen eines existierenden Systems bezweckt“ definiert. „Das Resultat einer Analyse ist Erkenntnis.“

¹⁰ Albers (2010)

¹¹ Ropohl (1975)

¹² Albers (2010) ; Albers et al. (2016c) ; Albers et al. (2012)

¹³ Klingler (2017)

¹⁴ Albers et al. (2013a) ; Albers et al. (2012) ; Lohmeyer (2013)

¹⁵ Lohmeyer (2013)

Die **Synthese** im Rahmen der Produktentstehung wird von LOHMEYER¹⁶ als „eine Handlung, die das Erschaffen eines bis dato noch nicht existierenden Systems bezweckt“ definiert. „Das Resultat einer Synthese ist ein Ziel oder ein Objekt.“

Nach ALBERS ET AL.¹⁷ beschreibt diese iterative Abfolge von Analyse und Synthese dabei die zwei zentralen Aktivitäten der Produktentstehung. Die Analyse des Zielsystems und die darauf folgende Synthese eines Objektsystems mit Hilfe des Handlungssystems können dabei als **Design**¹⁸ verstanden werden. Die Analyse des Objektsystems und darauf aufbauende Synthese des Zielsystems können als **Validierung** verstanden werden.

Die Validierung wird folglich von ALBERS¹⁹ als die zentrale Aktivität der Produktentwicklung bezeichnet, da nur mit Hilfe der Validierung neues Wissen entstehen kann und das Zielsystem kontinuierlich weiterentwickelt wird. Die Verwendung des Begriffs der Validierung im Kontext der Produktentwicklung ist dabei jedoch sehr heterogen und steht in engem Zusammenhang mit dem Begriff der Verifikation.²⁰

Nach ALBERS ET AL.²¹ wird die Verifikation dabei als der „Vergleich von Elementen des Objektsystems mit Elementen des Zielsystems, mit dem Ziel, deren Konformität zu beurteilen“ verstanden. Folglich steht das Produkt im Zentrum der Verifikation. Die Validierung muss jedoch neben der Konformität von Ziel- und Objektsystem diese noch den Bedarfen und zukünftigen Anwendungsfällen gegenüber stellen und so einen Abgleich der Systeme mit der Systemumwelt bzw. den Stakeholdern sicherstellen. Dieser Zusammenhang ist in Bild 6 dargestellt.²²

Die Validierung beinhaltet somit neben der Verifikation auch die Bewertung des Objektsystems aus der Sicht der Stakeholder sowie die Objektivierung der Erwartungshaltung der Stakeholder. Somit steht der Kunde im Zentrum der Validierung.

¹⁶ Lohmeyer (2013)

¹⁷ Albers et al. (2010) ; Albers et al. (2013a) ; Albers et al. (2012)

¹⁸ Neben dem Begriff Design (Albers et al. (2016c)) werden in gleicher Bedeutung, in vorherigen Veröffentlichungen auch die Begriffe Genese (Ebel (2015)) und Kreation (Albers et al. (2013a) ; Albers et al. (2012)) verwendet. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird der Begriff Design verwendet.

¹⁹ Albers (2010)

²⁰ Albers et al. (2016c)

²¹ Albers et al. (2016c)

²² Bild 6 baut auf der Darstellung in Bild 5 auf und ergänzt diese um die Systemumwelt und darin enthaltenen Stakeholder sowie die Tätigkeiten Objektivierung und Bewertung, welche neben der Verifikation einen Teil der Validierung darstellen. Des Weiteren werden Validierung und Design explizit als iterative Abfolge von Analyse und Synthese mit Hilfe des Handlungssystems dargestellt.

Kurz gesagt liefert die Validierung eine Antwort auf die Frage: „Wird das richtige Produkt entwickelt?“ und die Verifikation eine Antwort auf die Frage: „Wird das Produkt korrekt entwickelt?“.²³ Die Verifikation ist somit ein elementarer Bestandteil der Validierung, da nur durch den kontinuierlichen Abgleich von Ziel- und Objektsystem das richtige Produkt richtig entwickelt werden kann.

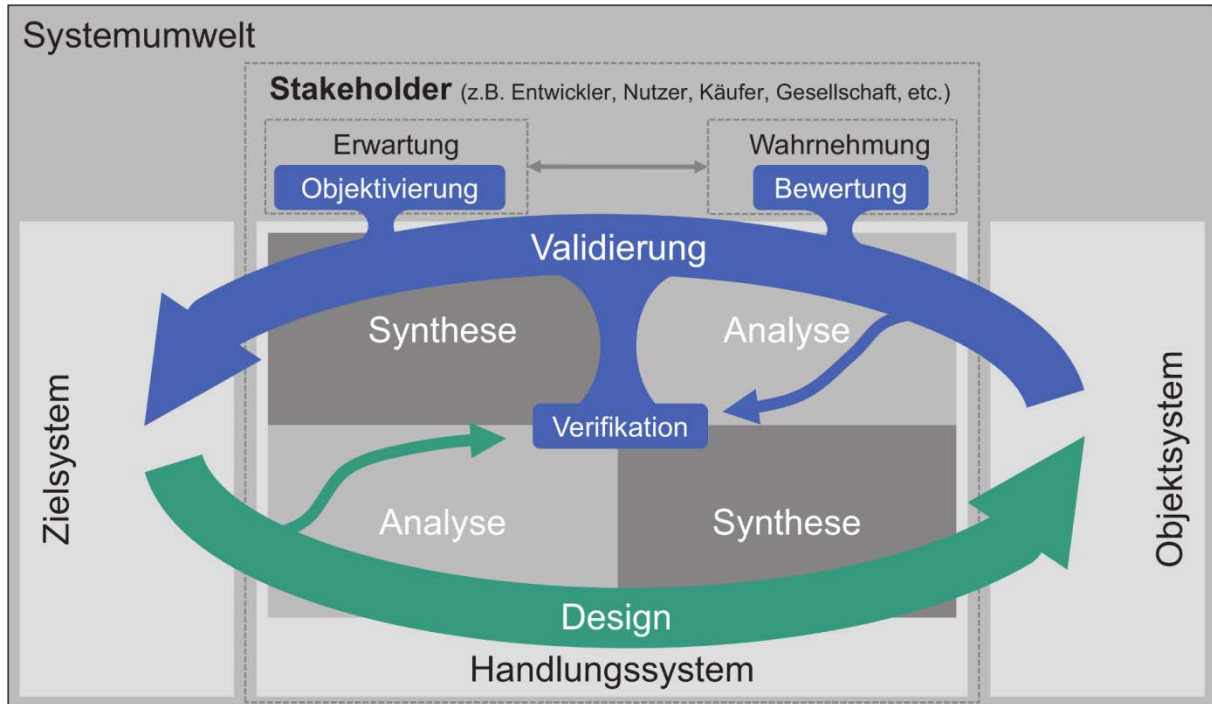


Bild 6: Design und Validierung im Produktentstehungsprozess²⁴

2.1.2 Der IPEK X-in-the-Loop Ansatz

Wie oben gezeigt, stellt die Validierung technischer Systeme zu jeder Phase des Entwicklungsprozesses einen zentralen Bestandteil der Produktentwicklung dar. Am IPEK wird hierfür das IPEK X-in-the-Loop-Framework (XIL) entwickelt, ein Ansatz für die durchgängige und prozessbegleitende Validierung technischer Systeme mit Fokus auf der Fahrzeug- beziehungsweise Antriebssystementwicklung.²⁵

²³ Albers et al. (2016c)

²⁴ Albers et al. (2016c) in Anlehnung an Albers et al. (2015a)

²⁵ Albers et al. (2016c)

Das IPEK X-in-the-Loop Framework ist in Bild 7 dargestellt. Dabei wird deutlich, dass die Validierung eines (Teil-)Systems immer im Kontext der Systeme „Umwelt“ und „Fahrer“ unter der Nutzung von realistischen oder generischen Fahrmanövern und Testfällen²⁶ durchgeführt wird. Die Validierungsumgebung für das jeweilige „X“ wird dabei von dem Rest-Fahrzeug-Modell – virtuell, als auch physisch im jeweils benötigten Detaillierungsgrad – komplettiert.²⁷

Die **Validierungsumgebung** ist dabei nach ALBERS ET AL.²⁸ als eine „konkrete Ausprägung des Handlungssystems zur Validierung in Bezug auf Methoden und das Ressourcensystem für eine oder mehrere Kombinationen aus einem Produkt, einem Punkt im Produktlebenszyklus und einem Validierungsziel“ definiert.²⁹

Das „**X**“ in XiL ist nach ALBERS³⁰ als „das physische und/oder virtuelle (Teil-)System, welches im Fokus einer spezifischen Validierungsaktivität ist und über welches dabei Erkenntnisse gewonnen werden sollen“ definiert. Die mit dem zu untersuchenden (Teil-)System „X“ interagierenden Systeme – in dieser Arbeit das System-Modell Fahrer, das Rest-Fahrzeug-Modell und das System-Modell Umwelt – werden als „**Connected Systems**“ bezeichnet und bilden zusammen einen offenen oder geschlossenen Regelkreis.³¹

Mit Blick auf die Ebenen der Validierung (im Rahmen dieser Arbeit werden die Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang, Elektromotor und einzelne Komponenten betrachtet) kann nach ALBERS ET AL.³² festgehalten werden, dass die Validierung von Teilsystemen dabei immer ausgehend vom Verständnis des Gesamtsystems (Gesamtfahrzeug) und des zugehörigen Übersystems erfolgt.

²⁶ Ergänzend zu dem in der Fahrzeugtechnik gebräuchlichen Begriff Fahrmanöver wird von Ebel (2015) der Testfall im Kontext der Begriffe Test und Testumgebung (s.u.) als Beschreibung von „Randbedingungen, Eingangsgrößen und das erwartete Systemverhalten eines Systems unter Test“ definiert.

²⁷ Albers et al. (2010)

²⁸ Albers et al. (2014b)

²⁹ Ergänzend zur Validierungsumgebung wird von Ebel (2015) die Testumgebung als „Gesamtheit aller physischen und virtuellen Modelle bzw. Originale, die notwendig sind, um einen oder mehrere Testfälle durchzuführen und das erwartete Systemverhalten zu erfassen“ definiert. Ein Unterschied ergibt sich hierbei aus dem Fokus auf die jeweilige Tätigkeit welche zum einen die Validierung und zum anderen den Test in den Vordergrund stellt. Der Test kann dabei als eine Untermenge der Validierung verstanden werden und wird von Ebel (2015) als Lieferung von „Erkenntnis[n] über das System, insbesondere ob das System zuvor definierte Ziele, Anforderungen oder Hypothesen ganz, teilweise oder nicht erfüllt“ definiert.

³⁰ Albers et al. (2016c)

³¹ Albers et al. (2016c)

³² Albers et al. (2014b)

Die Validierung auf den darunter liegenden Ebenen erfolgt immer im Kontext der für ein spezifisches Validierungsziel abgeleiteten Rest-Fahrzeug-Modelle, welche Top-Down unter Berücksichtigung des Kunden aus dem Gesamtsystem abgeleitet werden. Somit erfolgt auch die Entwicklung einer Validierungsumgebung für ein Teilsystem eines Produktes in Bezug auf ein Phänomen³³, Top-Down ausgehend vom Verständnis des Gesamtsystems.

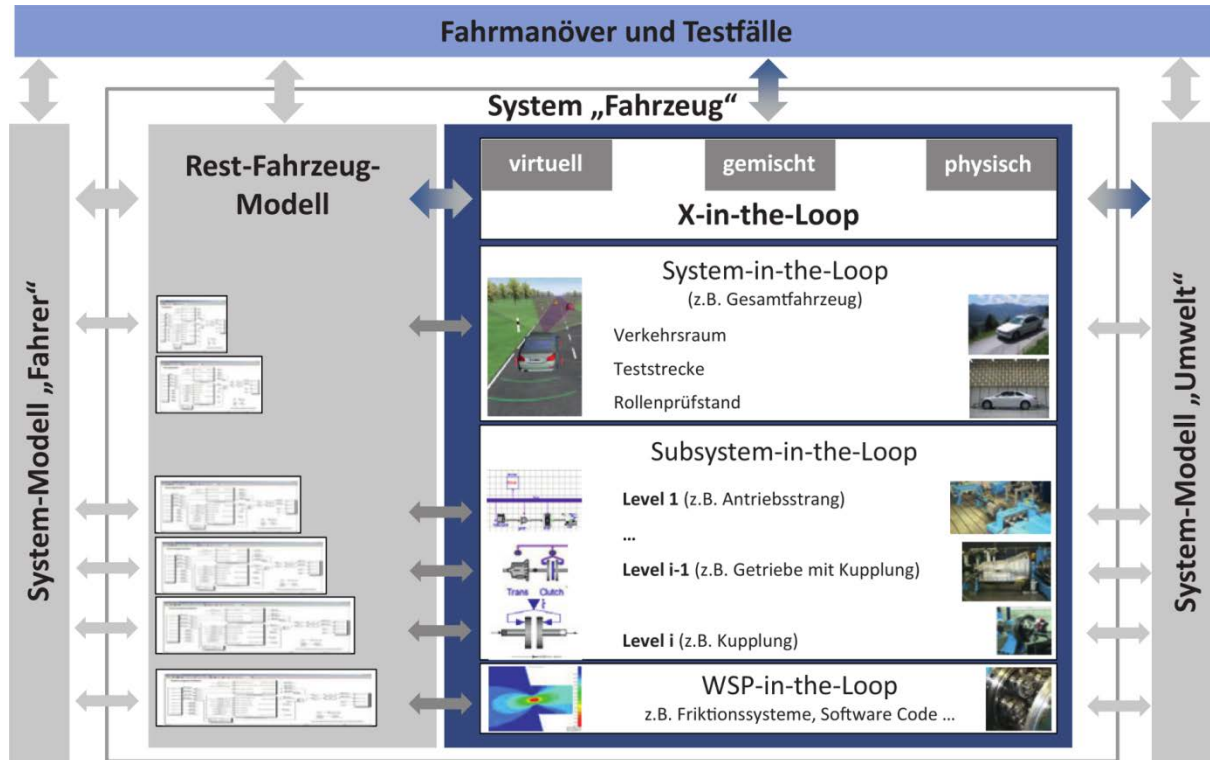


Bild 7: IPEK X-in-the-Loop Framework³⁴

Hieraus lassen sich folglich zwei unterschiedliche Sichten auf die Validierung ableiten. Die Validierung bezieht sich dabei in den meisten Fällen auf die Validierung des (Teil-)Systems, das vom dem jeweiligen Entwickler verantwortet und entwickelt wird. In diesem Fall wird das (Teil-)System nach ALBERS³⁵ als **System-in-Development (SiD)** bezeichnet.

³³ Der Begriff Phänomen wird in dieser Arbeit als eine mit den menschlichen Sinnen wahrnehmbare und abgrenzbare Einheit des Erlebens definiert.

³⁴ Albers et al. (2016c)

³⁵ Albers et al. (2016c)

Eine weitere Sicht ergibt sich aus der Notwendigkeit, Wissen bzw. Informationen über die an der Validierung beteiligten Connected Systems zu generieren. Diese werden in der Regel nicht durch den Entwickler verantwortet, sind jedoch, wie oben gezeigt, elementarer Bestandteil der Validierungsumgebung. In diesem Fall spricht ALBERS³⁶ von dem **System-under-Investigation (Sul)**. Ein Beispiel hierfür ist die Ableitung von Rest-Fahrzeug-Modellen aus einer vorherigen Produktgeneration im Sinne der PGE - Produktgenerationsentwicklung, um diese beispielsweise im Rahmen einer Modellpflege nutzen zu können.

Abschließend soll noch ein Blick auf die verschiedenen Dimensionen des IPEK XiL-Ansatzes geworfen werden. Diese sind in Bild 8 dargestellt und zeigen die Möglichkeiten der physischen und virtuellen Kombination von SiD und Connected Systems. Dabei wird deutlich, dass Connected Systems in keinem Fall ausschließlich virtueller Natur sind und ebenso die Validierung des SiD nicht immer mit Hilfe physischer Modelle erfolgen muss. Es sind ebenso – in Abhängigkeit von Validierungsumgebung und Validierungsziel – gemischte physische und virtuelle Kombinationen von sowohl SiD als auch Connected Systems denkbar, als auch zielführend. Beispiele hierfür finden sich unter anderem in ALBERS ET AL.³⁷

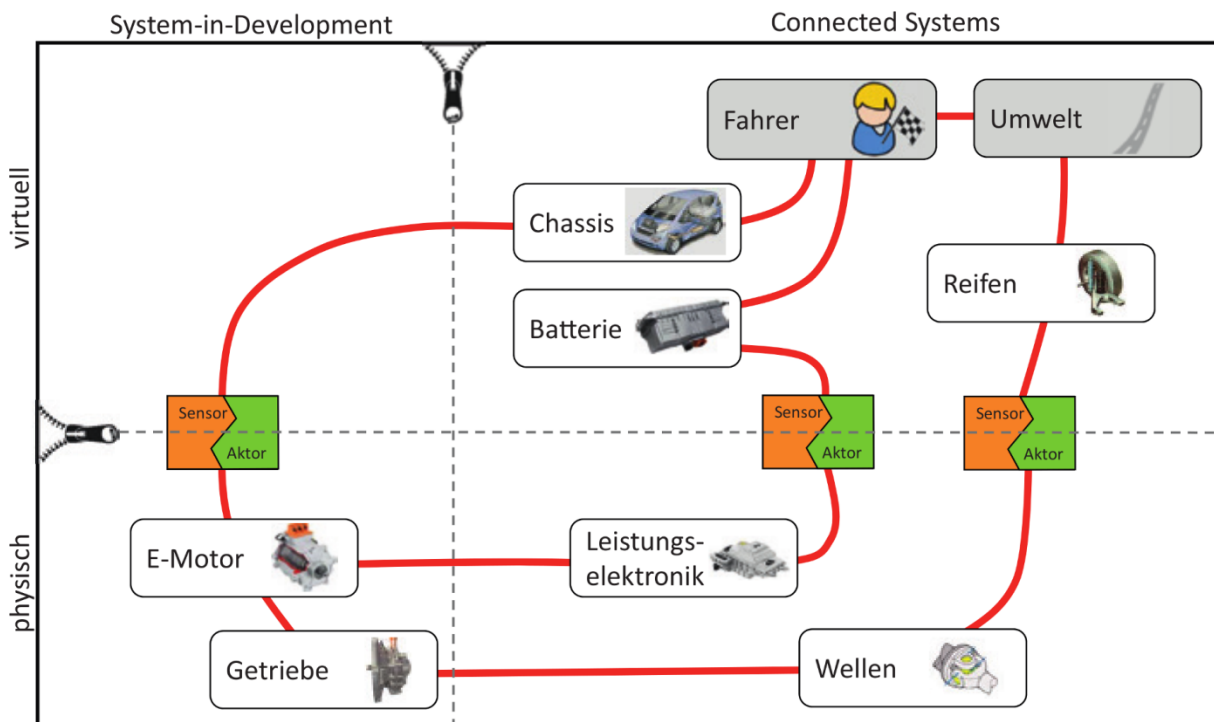


Bild 8: Dimensionen im IPEK XiL-Ansatz³⁸

³⁶ Albers et al. (2016c)

³⁷ Albers et al. (2013b) ; Albers et al. (2013c)

³⁸ Albers et al. (2016c)

2.1.3 PGE - Produktgenerationsentwicklung

Nach ALBERS ET AL.³⁹ wird die PGE - Produktgenerationsentwicklung als die „Entwicklung einer neuen Generation technischer Produkte verstanden, die sowohl durch eine gezielte Übernahme als auch durch eine Neuentwicklung von Teilsystemen charakterisiert ist.“ Neue Produktgenerationen basieren dabei immer auf einem Referenzprodukt, das große Bereiche der grundsätzlichen Struktur vorgibt.⁴⁰ Die Ergebnisse der Arbeiten von ALBERS ET AL.⁴¹ zeigen dabei, dass der Großteil der Produktgenerationsentwicklungen durch Mischformen aus der Übernahme bestehender Teilsysteme bzw. Lösungen und der Gestaltvariation und der Prinzipvariation zur Generation neuer Lösungen geprägt sind.⁴²

Dies beeinflusst auch die oben erläuterten Entwicklungsschwerpunkte Design und Validierung in Bezug auf die grundsätzlich gegenläufigen Ziele Zeit, Kosten und Qualität. Durch die Nutzung und Anpassung bestehender Methoden und Ressourcen sowie den Erkenntnissen der Validierung vorheriger Produktgenerationen kann die Validierung einer neuen Produktgeneration im Sinne der PGE - Produktgenerationsentwicklung positiv in Bezug auf die Ziele Zeit, Kosten und Qualität beeinflusst werden.⁴³

³⁹ Albers et al. (2015b)

⁴⁰ Albers et al. (2015b)

⁴¹ Albers et al. (2017) ; Albers et al. (2015b)

⁴² Die Reifegrade während der Entwicklung von Produktgeneration werden von Albers et al. (2017) als Entwicklungsgenerationen verstanden und können analog zu Produktgenerationen durch Übernahme-, Gestalt und Prinzipvariationen beschrieben werden.

⁴³ Albers et al. (2016c) ; Albers et al. (2015b)

2.2 Grundlagen der Akustik

Im folgenden Kapitel soll auf die für diese Arbeit relevanten Grundlagen der Akustik eingegangen werden. Dabei werden zunächst in Kapitel 2.2.1 die Grundbegriffe der Akustik erläutert und definiert. Darauf aufbauend werden in Kapitel 2.2.2 die Grundlagen zu Schwingungen in dynamischen Systemen thematisiert und in Kapitel 2.2.3 auf die maschinenakustische Grundgleichung eingegangen. In den Kapiteln 2.2.4 und 2.2.5 wird auf die messtechnische Erfassung vibroakustischer Größen und deren signalanalytische Auswertung eingegangen.

2.2.1 Grundbegriffe und Definitionen der Akustik

Im Folgenden werden einige Grundbegriffe und Definitionen der technischen Akustik erläutert. Dies geschieht auf Basis von DIN 1320, DIN EN ISO 11688-1 und der DEUTSCHE GESELLSCHAFT FÜR AKUSTIK E.V.⁴⁴. Grundlegende Begriffe in der technischen Akustik sind die Begriffe Schall und Geräusch und die Charakterisierung dieser. Als **Schall** werden dabei „elastodynamische Schwingungen und Wellen bezeichnet.“⁴⁵ Analog dazu werden der **Luftschall** als „Schall in gasförmiger Luft“ und der **Körperschall** als „Schall in einem festen Medium“ definiert.

Das **Geräusch** wird darauf aufbauend als „Schall, der nicht überwiegend zur Übertragung von Informationen dient“ definiert. Geräusche können dabei unter anderem in periodische, tonale und breitbandige Geräusche unterteilt werden. Als **periodische Geräusche** werden dabei Geräusche, die sich periodisch wiederholen, bezeichnet. **Tonale Geräusche** sind Geräusche, „die durch einen oder mehrere klar unterscheidbare Töne bestimmt werden“. **Breitbandige Geräusche** werden durch ein kontinuierliches Spektrum über einen weiten Frequenzbereich im Rahmen der Frequenzanalyse (siehe Kapitel 2.2.5) charakterisiert.

Für die Beschreibung von Schall können die Feldgrößen des Schallfeldes herangezogen werden. Diese sind mit dem zugehörigen Formelzeichen und der SI-Einheit in Bild 9 dargestellt. Als **Schalldruck** wird dabei der „dem Schall zugeordnete Wechseldruck in Raum und Zeit“ bezeichnet. Der **Schalldruckpegel** wird als der „zehnfache dekadische Logarithmus des Verhältnisses des zeitbewerteten Quadrates des frequenzbewerteten Schalldruckes zum Quadrat des Bezugswertes“ definiert. Für Luft ist der Bezugswert p_0 zu 20 μPa definiert. Dies ist in Gl. 1 wiedergegeben.

⁴⁴ Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (2006) ; DIN 1320 (2009) ; DIN EN ISO 11688-1 (2009)

⁴⁵ DIN 1320 (2009)

$$L = 10 * \lg\left(\frac{p}{p_0}\right)^2 \text{ dB} \quad \text{Gl. 1}$$

Die **Schallschnelle** ist analog zum Schalldruck als „die dem Schall zugeordnete Wechselgeschwindigkeit“ definiert. Hieraus ergibt sich der **Schallfluss** als das „Produkt aus Schallschnelle und Querschnittsfläche senkrecht zur Schwingungsrichtung“ und die **Schalleistung** aus dem „Produkt von Schalldruck und Schallfluss“. Eine nähere Erläuterung der hier definierten Größen findet sich in DEUTSCHE GESELLSCHAFT FÜR AKUSTIK E.V.⁴⁶.

| Größe, Begriff | Formelzeichen | SI – Einheit |
|------------------|---------------|--------------------------------|
| Schalldruck | p | Pa = N m ⁻² |
| Schalldruckpegel | L, L_p | dB |
| Schallschnelle | v | m s ⁻¹ |
| Schallausschlag | ξ | m |
| Dichte | ρ | kg m ⁻³ |
| Schallfluss | q | m ³ s ⁻¹ |

Bild 9: Feldgrößen des Schallfeldes⁴⁷

Aus der Definition des Schalls ergibt sich die Notwendigkeit, die grundlegenden Eigenschaften von Schwingungen und Wellen zu definieren, um Schall und die damit verknüpften Geräusche besser charakterisieren zu können. Die elementaren Größen der Wellenbewegung und ihre Bedeutung anhand einer periodischen Zeitfunktion sind in Bild 10 und Bild 11 dargestellt.

Charakteristische Größen sind die **Periodendauer** einer Schwingung und deren **Frequenz** als Kehrwert der letzteren, sowie die **Kreisfrequenz**, welche über den Faktor 2π mit der Frequenz verknüpft ist. Die Frequenz beschreibt dabei „die Anzahl der in der Zeiteinheit vollendeten Schwingungen der Schallwelle.“⁴⁸

⁴⁶ Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (2006)

⁴⁷ Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (2006)

⁴⁸ Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (2006)

Die **Wellenlänge** verknüpft die Frequenz mit der Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Welle in einem Medium und beschreibt den Abstand zweier aufeinander folgender Wellenfronten.⁴⁹ Im Fall von Luftschall ist die Schallgeschwindigkeit c_{ph} von der Temperatur und dem Druck abhängig und beträgt bei 20°C und um 1 bar ca. 343 m/s. Dieser Zusammenhang ist in Gl. 2 dargestellt.

$$\lambda = \frac{c_{ph}}{f} \quad \text{Gl. 2}$$

| Größe, Begriff | Formelzeichen | SI - Einheit |
|-------------------------|----------------|--------------|
| Periodendauer | T | s |
| Frequenz | f | s^{-1} |
| Kreisfrequenz | ω | s^{-1} |
| Wellenlänge; Wellenzahl | $\lambda; k$ | m; m^{-1} |
| Phasengeschwindigkeit | c_{ph} | $m s^{-1}$ |
| Gruppengeschwindigkeit | c_{gr} | $m s^{-1}$ |
| Phase, Nullphasenwinkel | ϕ, ϕ_0 | rad |

Bild 10: Übersicht über elementare Größen der Wellenbewegung⁵⁰

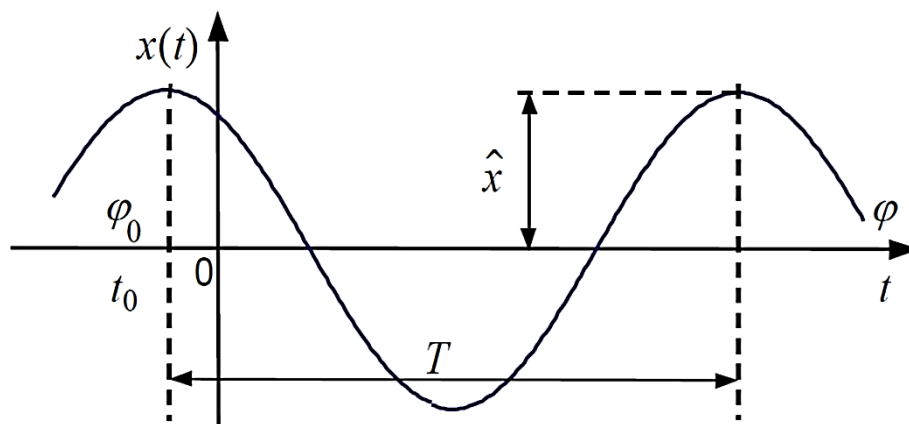


Bild 11: Periodische Zeitfunktion und ihre Kennwerte⁵¹

⁴⁹ Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (2006)

⁵⁰ Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (2006)

⁵¹ Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (2006)

2.2.2 Schwingungen dynamischer Systeme

Im nächsten Schritt soll nun auf die Grundlagen schwingungsfähiger mechanischer Systeme eingegangen werden. Diese werden grundsätzlich durch einen Wechsel zwischen kinetischer und potenzieller Energie charakterisiert. Dies trifft sowohl auf den oben beschriebenen Luftschall als auch auf Festkörperschwingungen zu. Im Folgenden sollen die grundlegenden Konzepte am Beispiel eines gedämpften krafterregten **Einmasseschwingers** erläutert werden.⁵² Dieser besteht – wie in Bild 12 dargestellt – aus einer Masse m , die durch die Kraft $F(t)$ angeregt wird und über die Federsteifigkeit k und die geschwindigkeitsproportionale Dämpfung c gegenüber der Umwelt gelagert ist.

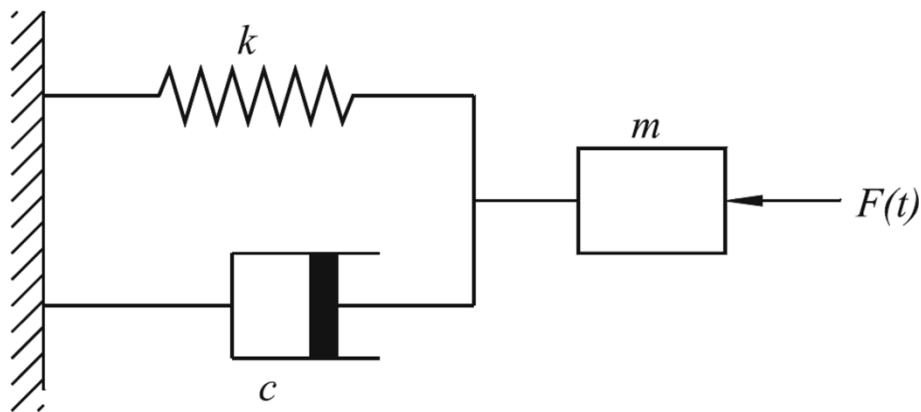


Bild 12: Gedämpfter, krafterregter Einmasseschwinger mit Masse m , Federsteifigkeit k und geschwindigkeitsproportionaler Dämpfung c ⁵³

Ein solches dynamisches System kann, wie in Bild 13 gezeigt, durch eine Differentialgleichung zweiter Ordnung beschrieben werden. Dabei stellt x die Auslenkung der Masse in Richtung des Kraftvektors dar und die erste und zweite Ableitung sind deren Geschwindigkeit und Beschleunigung.

$$\underbrace{m\ddot{x}}_{\text{Trägheitskraft}} + \underbrace{c\dot{x}}_{\text{Dämpfungskraft}} + \underbrace{kx}_{\text{Steifigkeitskraft}} = \underbrace{F(t)}_{\text{äußere Kraft}} .$$

Bild 13: Differentialgleichung eines gedämpften, krafterregten Einmasseschwingers⁵⁴

⁵² Das folgende Beispiel orientiert sich grundlegend an Angert (2006).

⁵³ Angert (2006)

⁵⁴ Angert (2006)

Dabei ist ersichtlich, dass – in diesem vereinfachten Modell – die Trägheitskraft proportional zur Beschleunigung, die Dämpfungskraft proportional zur Geschwindigkeit und die Steifigkeitskraft proportional zur Auslenkung sind. Des Weiteren besteht zu jedem Zeitpunkt ein Gleichgewicht aus diesen Kräften und der äußeren Kraft $F(t)$. Unter der Annahme zeitlich periodischer Anregungskräfte – und den daraus folgenden stationären Betriebszuständen – ergibt sich eine inhomogene, lineare Differentialgleichung zweiter Ordnung, deren Lösung sich aus der allgemeinen Lösung der homogenen Gleichung und einer partikulären Lösung der inhomogenen Gleichung zusammensetzt.⁵⁵ Dabei beschreibt die Lösung der homogenen Gleichung die freien Schwingungen des Einmasseschwingers und hängt nur von der Masse, der Dämpfung und der Steifigkeit sowie den Anfangsbedingungen des Systems ab. Für den vereinfachten Fall der ungedämpften Schwingung ergibt sich die Lösung zu Gl. 3.

$$x_h = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0}{\omega_0}\right)^2} * \cos(\omega_0 t + \varphi) \quad \text{Gl. 3}$$

Dabei wird ω_0 als die Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems bezeichnet und nach Gl. 4 definiert. Die Eigenkreisfrequenz bestimmt dabei allein die Frequenz der Schwingung des ungedämpften Systems und hängt nur von der Masse und der Steifigkeit des Systems ab. Für die Herleitung der Lösung und die Lösung der Differentialgleichung für gedämpfte Schwingungen sei auf ANGERT⁵⁶ verwiesen.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{Gl. 4}$$

Analog zu der Betrachtung translatorischer Auslenkungen können auch rotatorische Freiheitsgrade betrachtet werden, wobei die Masse dann ein Massenträgheitsmoment, die Dämpfung ein Drehdämpfer und die Feder eine Drehfeder ist. Die Auslenkung bzw. Winkelgeschwindigkeit einer konstanten Drehung überlagerten rotatorischen Schwingung wird dabei als **Drehungleichförmigkeit** bezeichnet. Für eine tiefergehende Betrachtung siehe auch DRESIG⁵⁷.

⁵⁵ Angert (2006)

⁵⁶ Angert (2006)

⁵⁷ Dresig (2006)

In einem nächsten Schritt sollen die erzwungenen Schwingungen betrachtet werden. Dabei können dynamische Systeme allgemein als Übertrager interpretiert werden, welche den Zusammenhang zwischen einer Eingangsgröße bzw. Anregung $F(t)$ und der Ausgangsgröße bzw. Systemantwort $x(t)$ darstellen. Dieser Zusammenhang wird mit Hilfe von Vergrößerungsfunktionen beschrieben. Die Vergrößerungsfunktionen für den oben beschriebenen Einmasseschwinger sind in ANGERT⁵⁸ abgebildet und hängen primär von der Lage der Eigenfrequenz und der Dämpfung ab.

Die Systeme können dabei in Abhängigkeit Ihrer Eigenschaften⁵⁹ in mehrere Klassen unterteilt bzw. dahingehend vereinfacht werden.⁶⁰ Eine wichtige Klasse im Rahmen dieser Arbeit stellen die **LTI-Systeme** dar. Diese werden durch ihr lineares und zeitinvariantes Verhalten charakterisiert.⁶¹ Die Identifikation solcher Systeme mit Hilfe messtechnischer Methoden wird in Kapitel 2.2.5.3 tiefergehend behandelt.

2.2.3 Geräuscherzeugung in Maschinen und die maschinenakustische Grundgleichung

Ausgehend von dem grundlegenden Verständnis von Übertragern bzw. Systemen soll im Folgenden auf die **maschinenakustische Grundgleichung** eingegangen werden. Die maschinenakustische Grundgleichung ist dabei eine modellhafte Beschreibung des grundlegenden akustischen Mechanismus nach DIN EN ISO 11688-1⁶². Dieser beschreibt die Wirkkette der Geräuschenstehung mit Hilfe der Erzeugung, der Übertragung und der Abstrahlung von Schall. Dieses Prinzip ist für verschiedene Szenarien anschaulich in Bild 14 dargestellt.

Die maschinenakustische Grundgleichung greift dabei den Fall der Anregung von Körperschall durch eine Kraft und die Abstrahlung des Körperschalls über eine Oberfläche auf.⁶³ Dieser Zusammenhang ist als Blockschaltdiagramm in Bild 15 und als Formel in Bild 16 dargestellt.

⁵⁸ Angert (2006)

⁵⁹ Die grundlegenden Eigenschaften von Systemen sind nach Meyer (2014) deren Linearität, die Zeitinvarianz, die Kausalität, die Dynamik und die Stabilität. Für eine tiefergehende Beschreibung und Charakterisierung von Systemen siehe Meyer (2014) ; Möser (2012).

⁶⁰ Meyer (2014) ; Möser (2012)

⁶¹ Meyer (2014) ; Möser (2012)

⁶² DIN EN ISO 11688-1 (2009)

⁶³ Die Größen werden dabei in Abhängigkeit von der Frequenz f beschrieben. In Angert (2006) wird die Frequenz im Gegensatz zu dieser Arbeit mit dem Formelzeichen ν abgekürzt. Nähere Informationen zu der Transformation vom Zeitbereich in den Frequenzbereich finden sich in Kapitel 2.2.5.1.

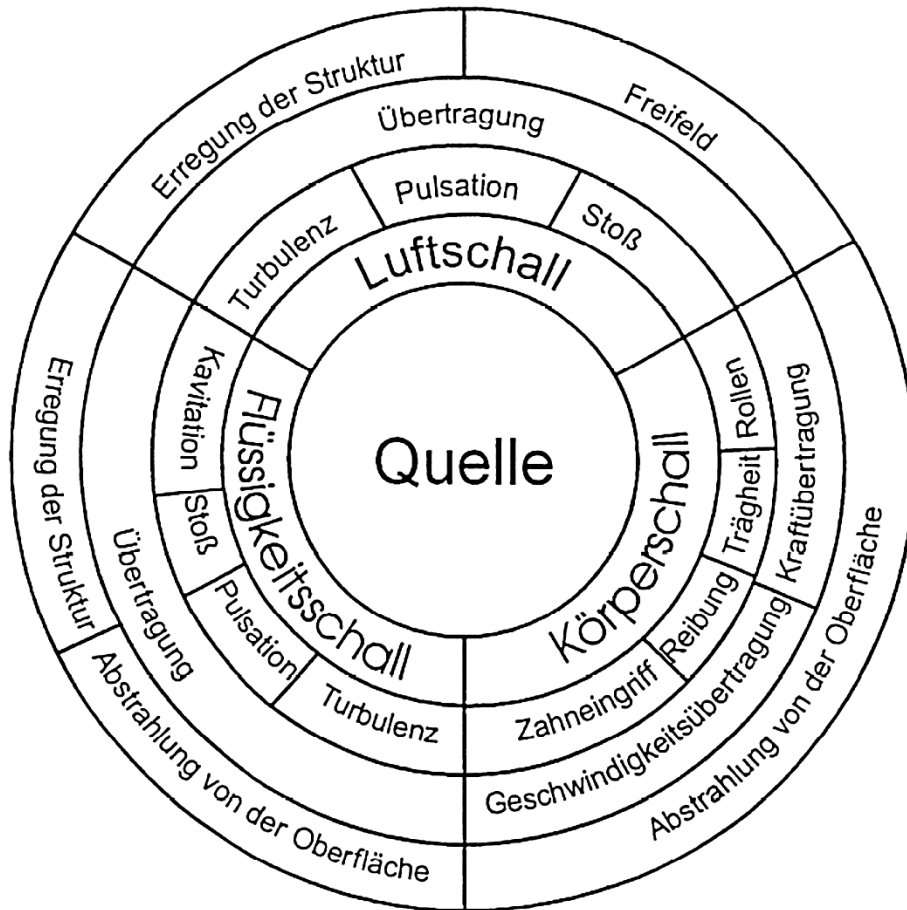


Bild 14: Grundlegendes Modell der Geräuscherzeugung in Maschinen⁶⁴

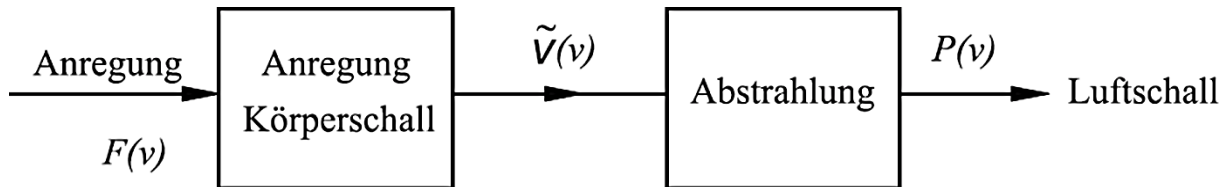


Bild 15: Schallabstrahlung nach der maschinenakustischen Grundgleichung als Blockschaltbild⁶⁵

$$P(\nu) = \rho_L c_L \sigma(\nu) S h_{\tilde{U}}^2(\nu) \tilde{F}^2(\nu) .$$

Bild 16: Maschinenakustische Grundgleichung⁶⁶

⁶⁴ DIN EN ISO 11688-1 (2009)

⁶⁵ Angert (2006)

⁶⁶ Angert (2006)

Die Kraft regt dabei eine Struktur zu Schwingungen an. Diese Struktur – mit einem gegebenen Übertragungsverhalten – strahlt Luftschall über die Oberfläche ab. Es zeigt sich, dass die Abstrahlung von Luftschall einer Struktur von der Oberflächenschnelle in Richtung der Flächennormalen v abhängt. Des Weiteren wird die Abstrahlung durch den Abstrahlgrad⁶⁷ σ und die wirksame Fläche S beeinflusst. Die Oberflächenschnelle wiederum ergibt sich aus der Anregung F und der Struktur als Übertrager $h_{\ddot{u}}$. Dabei sind alle Größen – bis auf die Fläche – frequenzabhängige Funktionen und ergeben zusammen mit der Dichte der Luft ρ_L und der Schallgeschwindigkeit c_L die abgestrahlte Schalleistung. Dieser Zusammenhang wird als maschinenakustische Grundgleichung bezeichnet und ist in Bild 16 dargestellt.⁶⁸

2.2.4 Messtechnische Erfassung vibroakustischer Größen

In den vorherigen Kapiteln wurden physikalische Größen zur Beschreibung von Luftschall und Körperschall eingeführt. Im Rahmen der Quantifizierung relevanter vibroakustischer Größen wird im Folgenden auf die messtechnische Erfassung dieser und weiterer Größen und in Kapitel 2.2.5 auf die Signalanalyse eingegangen. Die allgemeine maschinenakustische Messkette nach ANGERT⁶⁹ ist in Bild 17 dargestellt und unterteilt das Messen vibroakustischer Größen in die Bereiche Sensorik, Vorverstärkung, Datenerfassung und Auswertung.

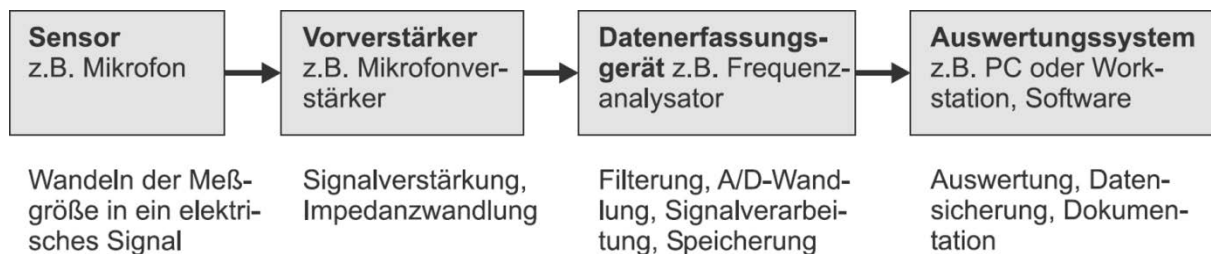


Bild 17: Allgemeine maschinenakustische Messkette⁷⁰

Datenerfassungsgeräte, welche auch als **Messsysteme** bezeichnet werden, sind dabei für die Digitalisierung der Eingangsgrößen in Form von analogen Spannungssignalen zuständig. Dabei findet eine Diskretisierung der Signale in Bezug auf die Amplitude und deren zeitlichen Verlauf statt.

⁶⁷ Der Abstrahlgrad wird nach Angert (2006) als „Verhältnis zwischen der tatsächlich abgestrahlten Schalleistung und der maximalen Leistung, die von einem Kolben mit gleicher Oberfläche wie der betrachte Strahler bei gleicher Frequenz abstrahlt“ definiert. Für eine tiefere Erläuterung und Herleitung des Abstrahlgrades siehe Angert (2006).

⁶⁸ Angert (2006)

⁶⁹ Angert (2006)

⁷⁰ Angert (2006)

In Bezug auf die Diskretisierung der Amplitude muss dabei auf den Messbereich und dessen Auflösung geachtet werden. Der **Messbereich** beträgt in den verwendeten Systemen maximal 10 V bzw. 12 V und kann nach unten hin verringert werden. Die **Auflösung** der Amplitude im eingestellten Messbereich beträgt bis zu 24 bit. Für die Messungen im Rahmen dieser Arbeit wurden die Messsysteme LMS SCADAS Mobile und PAK MKII, sowie die zugehörige Software verwendet.

Für die zeitliche Abtastung analoger Signale spielen der Begriff der **Abtastrate** und das damit verknüpfte Aliasing eine elementare Rolle. Die Abtastrate bezeichnet dabei die Anzahl der pro Sekunde aufgenommenen Messwerte und wird dementsprechend in Hz angegeben. Einen direkten Einfluss hat die Abtastrate auf den maximal analysierbaren Frequenzinhalt eines Signals. Nach SHANNON⁷¹ muss ein Signal mit dem doppelten Wert der maximal enthaltenen Frequenz abgetastet werden, um exakt rekonstruierbar zu sein. Wird diese Bedingung nicht erfüllt kommt es zum sogenannten Aliasing. In der Praxis wird die Erfüllung der Bedingung mit Hilfe von analogen Antialiasing-Filtern (siehe auch Tiefpassfilter in Kapitel 2.2.5.4) sichergestellt um unerwünschte Aliasing-Effekte zu vermeiden. Weitere Ausführungen und eine detaillierte Herleitung finden sich in SHANNON und ANGERT⁷².

Die Wandlung der physikalischen Größen in ein analoges elektrisches Signal erfolgt mit Hilfe von **Sensoren**. Je nach zu messender physikalischer Größe basieren die Sensoren dabei auf unterschiedlichen Messprinzipien.

Nach ANGERT⁷³ müssen bei der Sensorauswahl dabei grundsätzlich folgende Eigenschaften berücksichtigt werden: „Messgröße, Empfindlichkeit, Dynamikbereich, Auflösung, Genauigkeit, Linearität, Frequenzgang (Amplitude und Phase), Richtungsabhängigkeit, Umwelteinfluss (Temperatur, Feuchte, Druck, Verunreinigung, elektromagnetische Felder), Baugröße, Beeinflussung der Messergebnisse durch den Sensor und Befestigung und Applikation“. Die folgenden Beschreibungen der Sensoren basieren auf den jeweiligen Datenblättern und den Ausführungen in ANGERT, MÖSER und ZELLER⁷⁴. Wichtige Sensortypen im Rahmen der Akustikentwicklung stellen dabei **Luftschallsensoren**, auch **Mikrofone** genannt, dar.

⁷¹ Shannon (1998) ; Shannon (2001)

⁷² Angert (2006) ; Shannon (1998) ; Shannon (2001)

⁷³ Angert (2006)

⁷⁴ Angert (2006) ; Möser (2010) ; Zeller (2012)

Diese erfassen dabei den dynamischen Wechseldruck an einem Punkt im Schallfeld und wandeln diesen in eine Spannung um. In Abhängigkeit von der Ausprägung des Schallfeldes unterscheidet man dabei zwischen Druckmikrofonen, Diffusfeldmikrofonen und Freifeldmikrofonen⁷⁵. Deren Unterscheidung in Abhängigkeit von der Charakteristik des Schallfeldes und die unterschiedlichen Amplitudengänge sind in Bild 18 und in Bild 19 dargestellt. Die im Rahmen der Arbeit verwendeten Mikrofontypen 46AD, 46AE und 46BD der G.R.A.S. Sound & Vibration A/S und deren Datenblätter sind Anhang 11.1 abgebildet. Es zeigt sich, dass die Unterscheidung der Mikrofontypen 46AD und 46AE in Abhängigkeit vom zu vermessenden Schallfeld erst ab einer Frequenz von ca. 6kHz an Relevanz gewinnt, da erst ab dieser Frequenz signifikante Unterschiede im Amplitudengang auftreten. Die Mikrofone von Typ 40BD unterscheiden sich von den anderen verwendeten Mikrofonen durch Ihre kleinere Bauform und den nach oben verschobenen Dynamikbereich und werden im Rahmen der Transferpfadanalyse (TPA – siehe Kapitel 2.3.2) für die Charakterisierung der Schallquelle genutzt.



Bild 18: Schematische Darstellung von Druck-, Diffusfeld- und Freifeldmikrofon⁷⁶

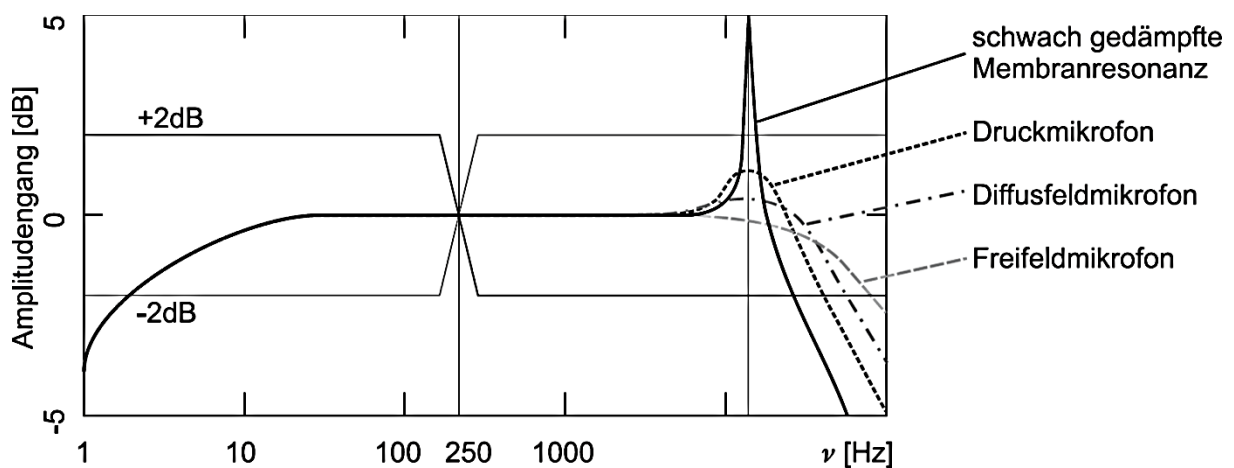


Bild 19: Schematischer Amplitudengang von Kondensatormikrofonen⁷⁷

⁷⁵ Angert (2006) ; Möser (2010)

⁷⁶ Angert (2006)

⁷⁷ Angert (2006)

Für die hier verwendeten Mikrofontypen (und auch die im Weiteren aufgeführten Sensoren) gilt zu beachten, dass die **Vorverstärker** in diese integriert sind und mittels ICP[®] durch das Messsystem versorgt werden.

Einen besonderen Fall in Bezug auf Luftschallsensoren stellt der sogenannte **Kunstkopf** dar. Dieser ermöglicht die binaurale (gehörrichtige) Aufnahme von Luftschall und verfügt über zwei in die Ohren eingesetzte Mikrofone. Tieferegehende Informationen zu der gehörrichtigen Aufnahme und Wiedergabe von Luftschall findet sich in GENUIT⁷⁸. In dieser Arbeit wird hierfür der 01dB-Metravib MANIKIN MK1 verwendet.

Ein weiterer wichtiger Sensortyp sind **Körperschallsensoren** oder auch **Beschleunigungssensoren**, welche die dynamischen Schwingungen auf der Oberfläche einer Struktur erfassen und in eine analoge Spannung wandeln. Im Rahmen dieser Arbeit wurden triaxiale Beschleunigungssensoren von Typ PCB 356A02 und uniaxiale Beschleunigungssensoren vom Typ PCB 352C43 verwendet. Die zugehörigen Datenblätter finden sich in Anhang 11.2.

Im Rahmen der Bestimmung von Übertragungsfunktionen (siehe Kapitel 2.2.5.3) ist es notwendig neben der vibroakustischen Antwort auch die Anregung zu quantifizieren. Diese ist im Fall von strukturdynamischen Untersuchungen eine Kraft. Diese wird neben der Beschleunigung von **Impedanzsensoren** erfasst. Das Datenblatt des im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Impedanzsensors vom Typ PCB 288D01 ist in Anhang 11.3 abgebildet.

Für die Quantifizierung des dynamischen Drehmoments wird im Rahmen dieser Arbeit ein **digitaler Drehmomentaufnehmer** vom Typ HBM T12 verwendet. Dieser ist in einem Messflansch integriert und wandelt die mit Hilfe von Dehnmessstreifen gemessenen Oberflächenspannungen in ein dynamisches Drehmoment um, welches in der Auswerteeinheit digitalisiert und mit Hilfe des Frequenzgangs an das Messsystem übertragen wird. Das Datenblatt des verwendeten Sensors mit einem Messbereich von 1 kNm ist in Anhang 11.4 abgebildet. Die Besonderheit des verwendeten Sensors liegt in dem hohen Messfrequenzbereich von bis zu 4 kHz.

Ein weiterer wichtiger Aspekt im Rahmen der Analyse rotierender Systeme ist die Erfassung der Bezugsdrehzahl bzw. die Auswertung der Drehzahl hinsichtlich rotatorischer Schwingungen.

⁷⁸ Genuit (2010)

Im Messflansch des digitalen Drehmomentaufnehmers HBM T12 ist auch ein **Inkrementalgeber** integriert. Dieser verfügt über 360 mechanische Inkremente und kann somit für die Bestimmung der quasistatischen Drehzahl als auch für dynamische Analysen genutzt werden. Die Signalkonditionierung erfolgt dabei in der Auswerteeinheit des Sensors und die Ausgabe der dynamischen Drehzahl über ein analoges Spannungssignal.

Eine weitere Möglichkeit für die Bestimmung der Drehzahl als Führungsgröße für drehzahlbasierte Analysen sind **Lasertachometer**. Diese erfassen hell-dunkel-Wechsel (bedingt durch das Aufkleben einer reflektierenden Folie auf der Welle) und geben diese aufbereitet als Spannungsimpuls an das Messsystem weiter, wo diese in ein Drehzahlsignal umgerechnet werden. Für diese Arbeit wird hierfür der Laser-Drehzahlsensor A1S37P mit Drehzahlmessgerät MOVIPORT C118 mit Impulsausgang der Braun GmbH verwendet.

Mit Hilfe des Prinzips der Laser Doppler Vibrometrie kann eine hochdynamische Drehzahl bestimmt werden. Im Rahmen dieser Arbeit kommt dabei das **Rotationsvibrometer** OFV 4000 der Polytec GmbH zum Einsatz.

Weitere Möglichkeiten zur hochgenauen Erfassung der Drehzahl und deren Bedeutung im Rahmen ordnungsbasierter Analysen sind in Kapitel 5.1.3 und in Kapitel 2.2.5.2 beschrieben. Tiefergehende Beschreibungen und Konzepte zu den oben beschriebenen vibroakustischen Sensoren finden sich ANGERT, MÖSER und ZELLER⁷⁹

2.2.5 Signalanalyse

In einem nächsten Schritt werden Methoden zur Analyse der auf dem Messsystem in digitaler Form vorliegenden Daten vorgestellt. Typische Analysemöglichkeiten moderner vibroakustischer Messsysteme sind in der Übersicht in Bild 20 dargestellt. Die in dieser Arbeit verwendeten und im Folgenden vorgestellten grundlegenden Methoden sind dabei Frequenzanalysen, Ordnungsanalysen und psychoakustische Analysen mit Bezug zu tonalen Geräuschen.

⁷⁹ Angert (2006) ; Möser (2010) ; Zeller (2012)

| | |
|-------------------------------------|--|
| Zeit- bezogene Analysen | Zeitverläufe Drehschwingungsanalysen Grad-Kurbelwinkel-Analysen |
| Frequenz- analysen | Digitale 1/n Oktave-Analysen (1/1, 1/3, 1/12, 1/24, 1/48) Diskrete Fourier-Transformation (DFT) Fast Fourier-Transformation (FFT) Autoleistungsspektrum (APS) Kreuzleistungsspektrum (CPS) |
| Kurzzeit- analysen | CQT-Analysen Wavelet-Analysen Wigner-Ville-Transformation Zeropadding |
| Ordnungs- analysen | Digitales Ordertracking Kalman-Filterung |
| Statistische Analysen | Hauptkomponentenanalyse (PCA) |
| Psychoakus- tische Ana- lysen | Lautheit, Schärfe, Rauigkeit, Motor- rauigkeit, Schwankungsstärke, Arti- kulationsindex, Tonhaltigkeit, Pro- minence Ratio, Tone to Noise Ratio |

Bild 20: Typische Analysemöglichkeiten vibroakustischer Messsysteme⁸⁰

2.2.5.1 Schnelle Fourier Transformation (FFT)

Nach dem Fourier-Theorem kann „jede periodische Signalform als Überlagerung diskreter periodischer Sinus- und Cosinusschwingungen mit unterschiedlicher Frequenz und Amplitude dargestellt werden“.⁸¹ Der Übergang aus dem Zeitbereich in den Frequenzbereich – wie in Bild 21 dargestellt – kann dabei mit Hilfe der Fourier-Transformation erfolgen. Dies ist in Gl. 5 dargestellt.

⁸⁰ Zeller (2012)

⁸¹ HEAD acoustics (2013)

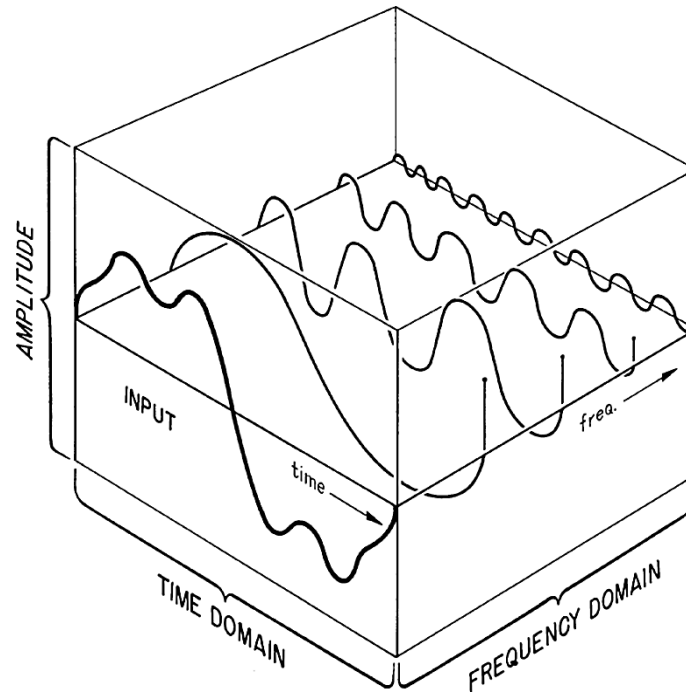


Bild 21: Schematische Darstellung der Transformation vom Zeit- in den Frequenzbereich⁸²

$$F(f) = \mathcal{F}(f(t)) \quad \text{Gl. 5}$$

Im Falle digitaler Signale kann die diskrete Fourier-Transformation (DFT) analog zu der kontinuierlichen Fourier-Transformation genutzt werden. „Die DFT entspricht dabei der kontinuierlichen Fourier-Transformation eines bandbegrenzten, periodischen und abgetasteten Signals“⁸³ Eine rechenzeitoptimierte Variante der DFT ist die schnelle Fourier-Transformation (Fast Fourier Transform, FFT) deren Einflussfaktoren im Folgenden näher besprochen werden sollen. Weiterführende Informationen zur FFT und die theoretische Herleitung der Fourier-Transformation finden sich in MEYER, BUTZ, KARRENBURG und HOFFMANN UND WOLFF⁸⁴. Eine grundlegende Wahl betrifft dabei die Blocklänge⁸⁵, die üblicherweise aus einer Zweierpotenz an Abtastwerten besteht. Daraus ergeben sich in Kombination mit der Abtastrate aus der Digitalisierung der Signale die Frequenz- und die Zeitauflösung.

⁸² Allemang (1999)

⁸³ Meyer (2014)

⁸⁴ Meyer (2014) ; Butz (2012) ; Karrenberg (2012) ; Hoffmann / Wolff (2014)

⁸⁵ Ein Block beschreibt die diskreten Messpunkte die ausgewertet werden.

Diese unterliegen dabei der Zeit-Frequenz-Unschärfe in Analogie zur Heisenbergschen Unschärferelation⁸⁶. Das Zeit-Bandbreite-Produkt ist somit die Unschärferelation der Signalverarbeitung und limitiert wechselseitig Zeit- und Frequenzauflösung nach Gl. 6.⁸⁷ Somit ergibt sich beispielsweise bei einer Frequenzauflösung von 1 Hz eine Zeitauflösung von 1 s.⁸⁸

$$\Delta f = \frac{1}{\Delta t} \quad \text{Gl. 6}$$

Aus den oben genannten Eigenschaften der FFT ergeben sich der Picket Fence Effekt (Lattenzaun Effekt) oder auch Resolution Bias Error und der Leakage-Effekt (Leckage), welche das Ergebnis verfälschen können.

Der Lattenzaun Effekt ergibt sich dabei direkt aus der Problematik einer diskreten Frequenzauflösung. Da die FFT nur ein diskretes Linienspektrum berechnet, können nur die Werte, die sich aus der Frequenzauflösung ergeben, berechnet werden. Die Frequenzauflösung muss daher dem Anwendungszweck entsprechend gewählt werden. Weitere Informationen zum Lattenzauneffekt finden sich in HOFFMANN UND WOLFF und DIN 45681⁸⁹.

Die Leckage ergibt sich aus der Blockbildung oder Fensterung des Signals für die FFT. Dabei treten an den Rändern des Blocks Unstetigkeitsstellen auf, da im Allgemeinen nicht davon ausgegangen werden kann, dass die zu analysierenden Signale mit dem jeweils vielfachen ihrer Periode im analysierten Intervall liegen. Aus diesen Sprüngen an den Unstetigkeitsstellen resultieren nun im Rahmen der FFT⁹⁰ Frequenzen, die im ursprünglichen Signal nicht enthalten sind.⁹¹ Abhilfe diesbezüglich schafft die Nutzung einer sogenannten Fensterfunktion. Fensterfunktionen liegen in unterschiedlichen Formen vor und werden im Zeitbereich mit dem zu analysierenden Signal multipliziert. Dadurch wird das Signal an den Grenzen des Datenblocks langsam auf Null geführt und die Auswirkungen der Fensterung versucht zu minimieren. Eine Auswahl unterschiedlicher

⁸⁶ Bader et al. (2007) ; Havelock / Kuwano (2009)

⁸⁷ Karrenberg (2012) ; Meyer (2014)

⁸⁸ Diese Problematik lässt sich zum Teil mit den sogenannten Kurzzeitanalysen wie beispielsweise der Wavelet-Analyse umgehen. Auf diese soll hier jedoch nicht näher eingegangen werden. Weitere Informationen finden sich in Schlagner / Strehlau (2005), Hoffmann / Wolff (2014) und Karrenberg (2012).

⁸⁹ DIN 45681 (2005) ; Hoffmann / Wolff (2014)

⁹⁰ Der FFT-Algorithmus setzt das zu analysierende Signal implizit periodisch fort um somit die Periodizitätsbedingung zu erfüllen. Damit wird der Sprung an der Unstetigkeitsstelle Teil des analysierten Signals.

⁹¹ Angert (2006) ; Heinzl et al. (2002) ; Meyer (2014)

Fensterfunktionen ist in Bild 22 für den Zeit- als auch den Frequenzbereich dargestellt.

Ein für akustische Analysen gebräuchliches Fenster ist das Hanning- oder von Hann-Fenster, welches im weiteren Verlauf der Arbeit standardmäßig verwendet wird. Weiterführende Informationen zu der Charakteristik und der Auswahl von Fensterfunktionen finden sich in ANGERT, BUTZ, HARRIS, HEINZEL ET AL. und MEYER⁹².

Die Auswahl eines geeigneten Fensters ist auch von der Charakteristik des zu analysierenden Signals abhängig. MEYER⁹³ unterscheidet dabei *periodische Signale*, *quasiperiodische Signale*, *nichtperiodische*, *stationäre Signale*, *nichtstationäre Signale* und *transiente Signale*. Im Rahmen dieser Arbeit werden dabei sowohl stationäre als auch nichtstationäre Signale gemessen und verwendet. Stationäre Signale werden im Rahmen der Bestimmung von Übertragungsfunktionen in Kapitel 2.2.5.3 in den Frequenzbereich transformiert. Nichtstationäre Signale werden in im Rahmen der Fahrzeug- und Komponentenmessung analysiert. Die Darstellung und Auswertung als Spektrogramm und die Besonderheiten drehzahlbasierter Analysen werden in Kapitel 2.2.5.2 und 2.2.5.2 adressiert.

Ein weiterer Punkt, der sich aus der Fensterung der Signale ergibt, ist der Grad der Überlappung der einzelnen mit Fensterfunktionen gewichteten Blöcke. Dies bedeutet eine mehrfache Verwendung der gemessenen Samples in aneinandergrenzenden Blöcken. Die Überlappung kann dabei je nach verwendetem Fenster und gemessenem Signal für eine feinere zeitliche Stufung in Spektrogrammen oder eine höhere Anzahl an Mittelungen (siehe Kapitel 2.2.5.3) genutzt werden.⁹⁴ Die dabei zu berücksichtigenden Faktoren in Bezug auf die *Amplitude Flatness (AF)*, die *Power Flatness (PF)* und die *Overlap Correlation (OC)* sind in Bild 23 dargestellt und werden von HEINZEL ET AL.⁹⁵ ausführlich beschrieben. Im Falle des Hanning- oder von Hann-Fensters wird dabei im Folgenden standardmäßig eine Überlappung von 50% gewählt.

Die Darstellung einer FFT für stationäre Signale erfolgt dabei in zweidimensionalen Diagrammen mit der Frequenz auf der Abszisse und der Amplitude bzw. Phase auf der Ordinate. Im Falle der Amplitude auf der Ordinate kann die Darstellungen dabei linear, logarithmiert oder als Pegel (siehe Kapitel 2.2.1) erfolgen. Die Abszisse kann je nach Anwendungsfall linear oder logarithmiert dargestellt werden.

⁹² Angert (2006) ; Butz (2012) ; Harris (1978) ; Heinzl et al. (2002) ; Meyer (2014)

⁹³ Meyer (2014)

⁹⁴ Angert (2006) ; Zeller (2012)

⁹⁵ Heinzl et al. (2002)

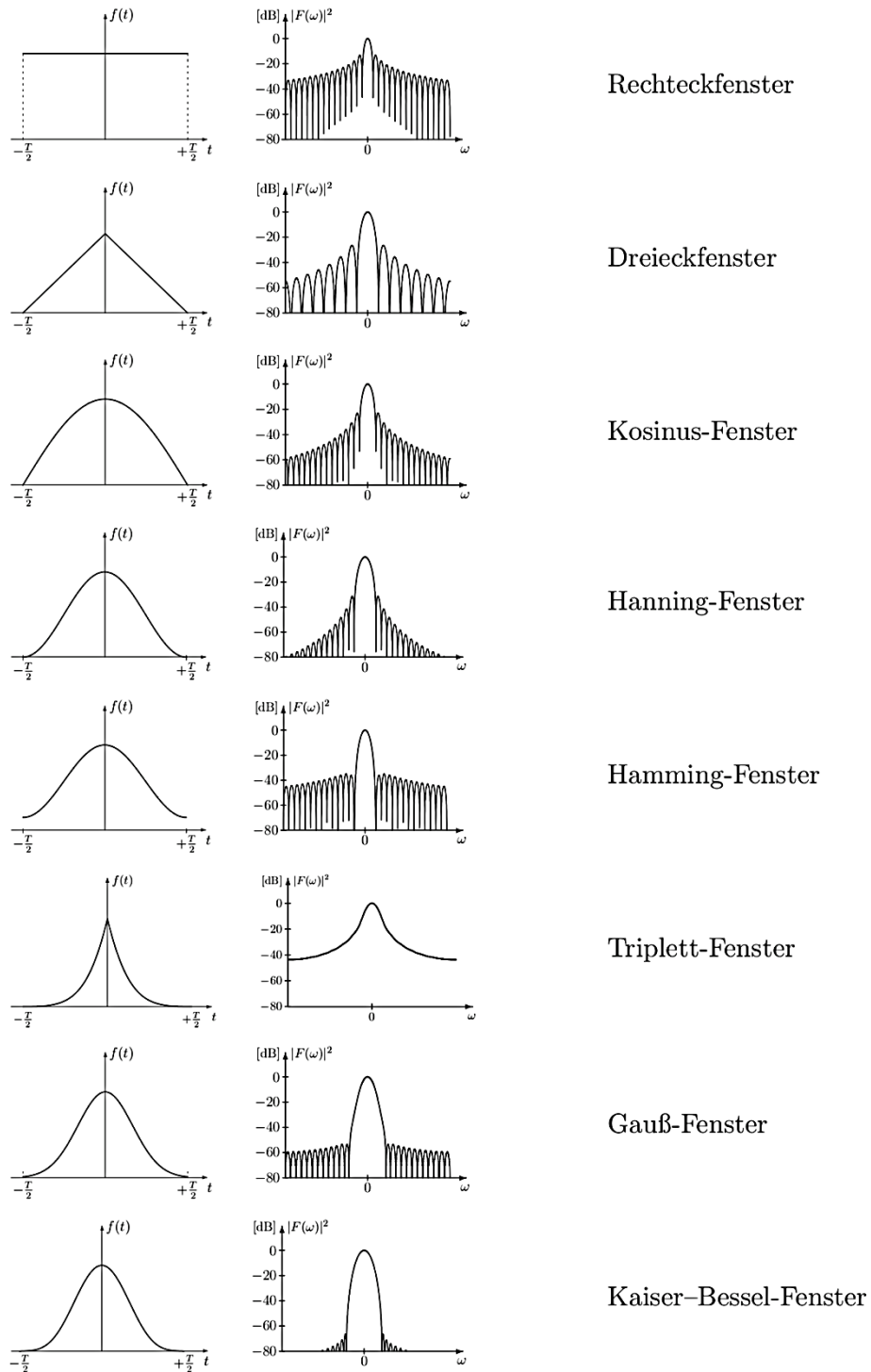


Bild 22: Überblick über eine Auswahl an Fensterfunktionen (links) und ihre Fouriertransformaten in der „Power“-Darstellung (rechts)⁹⁶

⁹⁶ Butz (2012)

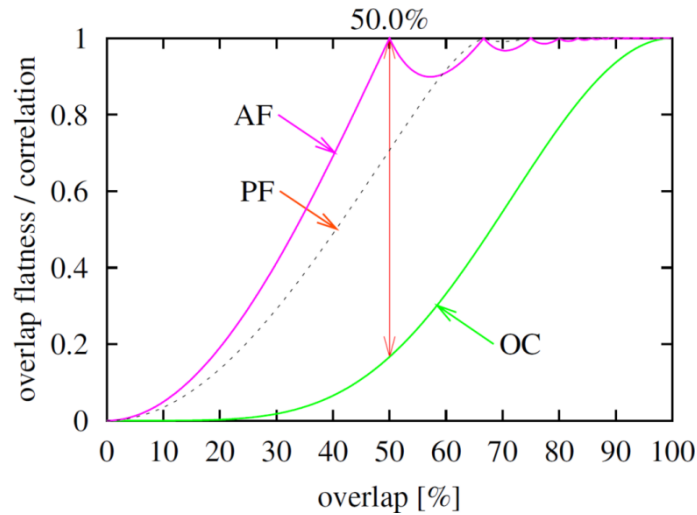


Bild 23: Charakteristische Größen (**A**mplitude **F**latness, **P**ower **F**latness und **O**verlap **C**orrelation) bei der Überlappung von Hanning-Fenstern⁹⁷

2.2.5.2 Spektrogramm und drehzahlbasierte Analysen

Im Fall nichtstationärer Signale kann die Darstellung der Frequenzanalyse in einem Spektrogramm oder auch Wasserfalldiagramm erfolgen. Dabei werden – wie in der Darstellung einer FFT für stationäre Signale – die Dimensionen Frequenz, und Amplitude/ Phase dargestellt. Als neue Dimension kommt die Zeit hinzu. Für jeden Datenblock wird dabei eine FFT berechnet und diese über der Zeit dargestellt. Die Amplituden/ Phasen werden dabei farblich codiert (Spektrogramm) oder als Höhenprofil (Wasserfall-Diagramm) dargestellte. Auch hier muss ein idealer Kompromiss zwischen der Zeit- und der Frequenzauflösung gefunden werden, um die Änderungen des Signals über der Zeit bei gleichzeitig guter Frequenzauflösung darstellen zu können.⁹⁸ Im Falle von Hochläufen (kontinuierliche Änderung der Drehzahl über der Zeit) von rotierenden Maschinen muss daher auf eine flache Steigung der Drehzahländerung (quasistationärer Hochlauf) geachtet werden, da es ansonsten zu einem Verschmieren der Signalamplituden kommt.⁹⁹

Dies führt zu dem nächsten Punkt: Der Frequenzanalyse über der Drehzahl, auch Ordnungsanalyse genannt. Als Ordnung wird dabei der Quotient aus der vorliegenden Signalfrequenz und der Bezugsdrehzahl nach Gl. 7 bezeichnet.¹⁰⁰

$$O = \frac{f}{n} \tag{Gl. 7}$$

⁹⁷ Heinzl et al. (2002)

⁹⁸ Angert (2006) ; Meyer (2014)

⁹⁹ Angert (2006) ; Zeller (2012)

¹⁰⁰ Angert (2006)

In einem ersten Schritt kann dabei bei quasistationären Hochläufen die Zeit auf der Abszisse eines Spektrogramms durch eine Drehzahl ersetzt werden. Mit der Änderung der sogenannten Führungsgröße wird aus dem Spektrogramm ein Campbell-Diagramm wie in Bild 3 und Bild 4 beispielhaft dargestellt.

Eine weitere Möglichkeit stellt die Darstellung von Ordnungen (Ordinate) über der Drehzahl (Abszisse) dar. Ein Problem hierbei ist jedoch die veränderliche Ordnungsauflösung über der Drehzahl. Dabei steigt die Ordnungsauflösung proportional zur Drehzahl an. Dies resultiert aus der Berechnung der Ordnungen aus der FFT und den dazugehörigen Zeitblöcken.¹⁰¹

Umgehen lässt sich dieses Phänomen, indem die FFT nicht auf Basis konstanter Zeitintervalle berechnet wird, sondern auf Basis konstanter Winkeldifferenzen. Dabei wird meistens auf die Methode der *zeitkonstanten Abtastung mit digitalem Resampling* zurückgegriffen. Weitere Informationen diesbezüglich finden sich in ANGER, in ZELLER und in TSCHÖKE UND HENZE¹⁰² Der Einfluss der Drehzahlerfassung auf die Genauigkeit einer Ordnungsanalyse wird in TSCHÖKE UND HENZE¹⁰³ tiefergehend analysiert.

2.2.5.3 Übertragungsfunktionen

Für die Beschreibung dynamischer Systeme, wie beispielsweise dem Einmasseschwinger aus Kapitel 2.2.2, aber auch für die Beschreibung komplexerer Systeme wie der Köperschall- und Luftschallübertragung im Sinne der maschinenakustischen Grundgleichung aus Kapitel 2.2.3 im Frequenzbereich können Übertragungsfunktionen genutzt werden. Übertragungsfunktionen beschreiben dabei das Verhältnis einer Systemantwort $x(t)$ und einer Anregung $f(t)$ im Frequenzbereich. Gl. 8 beschreibt dabei deren Transformation in den Frequenzbereich im Sinne von Kapitel 2.2.5.1.

$$X(f) = \mathcal{F}(x(t)) \quad \text{Gl. 8}$$

$$F(f) = \mathcal{F}(f(t)) \quad \text{Gl. 9}$$

Für deterministische Anregungssignale und ideale nicht fehlerbehaftete Messung an LTI-Systemen kann die Übertragungsfunktion zwischen der Anregung $F(f)$ und der Systemantwort $X(f)$ durch den Quotienten $H(f)$ der komplexen Größen berechnet werden.

¹⁰¹ Tschöke / Henze (2003) ; Zeller (2012)

¹⁰² Angert (2006) ; Tschöke / Henze (2003) ; Zeller (2012)

¹⁰³ Tschöke / Henze (2003)

$$H(f) = \frac{X(f)}{F(f)} \quad \text{Gl. 10}$$

Im Fall von nicht deterministischen Anregungen (Zufallssignale) und fehlerbehafteten¹⁰⁴ Messungen kann die Übertragungsfunktion anhand statistischer Methoden geschätzt werden. Hierfür werden das Autoleistungsspektrum und das Kreuzleistungsspektrum herangezogen.

Das Autoleistungsspektrum $S_{xx}(f)$ bezeichnet dabei die Fouriertransformierte der Autokorrelationsfunktion eines Signals und das Kreuzleistungsspektrum $S_{xf}(f)$ die Fouriertransformierte der Kreuzkorrelationsfunktion zweier Signale. Im Rahmen der digitalen Signalverarbeitung werden alle Signale – auch die Zufallssignale wie beispielsweise weißes Rauschen – digitalisiert und damit bandbegrenzt. Somit lassen sich das Autoleistungsspektrum $S_{xx}(f)$ und das Kreuzleistungsspektrum $S_{xf}(f)$ auch aus den komplexen FFT-Spektren der Signale berechnen.¹⁰⁵ Die Beziehungen sind in Gl. 11 und Gl. 12 dargestellt. Weiterführende Betrachtungen finden sich in BUTZ, EWINS, ANGERT und MEYER¹⁰⁶.

$$S_{ff}(f) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N F^*(f)F(f) \quad \text{Gl. 11}$$

$$S_{fx}(f) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N F^*(f)X(f) \quad \text{Gl. 12}$$

Mit Hilfe der Autoleistungsspektren und Kreuzleistungsspektren lassen sich die Schätzer $H_1(f)$ und $H_2(f)$ der wahren Übertragungsfunktion $H(f)$ definieren.¹⁰⁷ Diese sind in Gl. 13 und Gl. 14 beschrieben.

$$H_1(f) = \frac{S_{fx}(f)}{S_{ff}(f)} \quad \text{Gl. 13}$$

$$H_2(f) = \frac{S_{xx}(f)}{S_{xf}(f)} \quad \text{Gl. 14}$$

¹⁰⁴ Die beschriebenen Methoden sind nur in Bezug auf stochastische Fehler wirksam. Systematische Fehler können hiermit nicht kompensiert werden.

¹⁰⁵ Meyer (2014)

¹⁰⁶ Butz (2012) ; Ewins (2000) ; Angert (2006) , Meyer (2014)

¹⁰⁷ Angert (2006) ; Ewins (2000)

Der Fehler des Schätzers der Übertragungsfunktion $H_1(f)$ ist dabei negativ und proportional zum Fehler des Erregersignals. Der Fehler des Schätzers der Übertragung $H_2(f)$ ist dabei positiv und proportional zum Fehler des Antwortsignals. Somit wird – wie in Bild 24 zu sehen – die wahre Übertragungsfunktion $H(f)$ durch $H_1(f)$ unterschätzt und durch $H_2(f)$ überschätzt. Dies kommt insbesondere im Bereich von Resonanzen und Antiresonanzen zum Tragen. Bei beiden Schätzern ist die Phase die wahre Phase der Übertragungsfunktion $H(f)$. Weitere Schätzer können als arithmetische oder geometrische Mittelwerte der Schätzer $H_1(f)$ und $H_2(f)$ definiert werden.

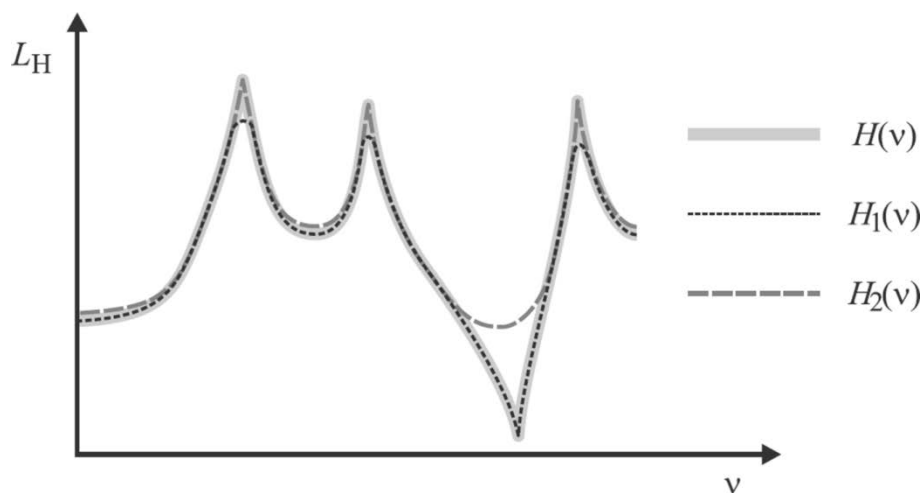


Bild 24: $H_1(f)$ - und $H_2(f)$ -Schätzung der Übertragungsfunktion $H(f)$ ¹⁰⁸

Eine tiefergehende Analyse von Schätzern von Übertragungsfunktionen hinsichtlich der Fehlerabschätzung und des Eingangssignals findet sich in BROERSEN, GUILLAUME ET AL., EWINS und MEYER¹⁰⁹.

Die Güte der Schätzung einer Übertragungsfunktion kann mit Hilfe der Kohärenz $\gamma^2(f)$ nach Gl. 15 beurteilt werden. Je näher der Wert der Kohärenz dem Wert 1 kommt, umso besser wird die wahre Übertragungsfunktion geschätzt.¹¹⁰ Die Kohärenz ist dabei ein „Maß für die Vertrauenswürdigkeit einer Korrelationsmessung. Je größer ihr Wert, desto besser.“¹¹¹

$$\gamma_{xf}^2(f) = \frac{H_1(f)}{H_2(f)} = \frac{S_{fx}(f) S_{xf}(f)}{S_{ff}(f) S_{xx}(f)}; \quad 0 \leq \gamma_{xf}^2(f) \leq 1 \quad \text{Gl. 15}$$

¹⁰⁸ Angert (2006)

¹⁰⁹ Broersen (1994) ; Broersen (1995) ; Guillaume et al. (1996) ; Ewins (2000) ; Meyer (2014)

¹¹⁰ Angert (2006) ; Meyer (2014)

¹¹¹ Meyer (2014)

2.2.5.4 Filter

Einen weiteren Blickwinkel auf Übertragungsfunktionen bieten Filter. Filter sind dynamische Systeme zur Manipulation eines Signales in Abhängigkeit von seiner Frequenz. Filter können dabei in analoge und digitale Filter unterschieden werden. Analoge Filter können beispielsweise durch mechanische Übertragungsfunktionen im Sinne von Kapitel 2.2.5.3, aber auch durch elektrotechnische Schaltungen realisiert werden.

Des Weiteren können Filter auch digital realisiert werden und erlauben so die Manipulation von digitalen Signalen am Rechner. Auch im Falle digitaler Filter kann die Beschreibung im Sinne von Übertragungsfunktionen mit Hilfe des Frequenzgangs und des Phasengangs erfolgen.¹¹²

Der idealisierte Verlauf des Betrags der Übertragungsfunktion der vier Grundformen von Filtern ist Bild 25 dargestellt. Der Tiefpass lässt dabei Frequenzen unterhalb der Eckfrequenz passieren. Der Hochpass lässt Frequenzen oberhalb der Eckfrequenz passieren. Der Bandsperre und der Bandpass haben jeweils eine obere und eine untere Eckfrequenz und lassen Frequenzen innerhalb derer Grenzen nicht passieren bzw. lassen sie passieren. Der Phasengang der Filter ist für den idealisierten Fall nicht angegeben, kann aber in der Realität nicht vernachlässigt werden. Darüber hinaus können verschiedenste Arten von Verläufen des Amplitudengangs durch eine Kombination mehrerer Filter und durch die gezielte Auslegung von Filtern erreicht werden. Weitere Informationen zu Filtern und deren Berechnung und Auslegung finden sich in HOFFMANN UND WOLF und MEYER¹¹³.

Digitale Filter werden in zwei große Klassen unterteilt¹¹⁴: Dies sind zum einen rekursive Filter oder auch IIR-Filter¹¹⁵ und zum anderen nichtrekursive Filter oder auch FIR-Filter¹¹⁶. FIR-Filter haben dabei im Gegensatz zu IIR-Filtern keine analogen Pendanten. FIR-Filter ermöglichen jedoch einen linearen Phasengang im Durchlassbereich eines Filters und sind aufgrund der endlichen Impulsantwort immer stabil.¹¹⁷ FIR-Filter sind heutzutage weit verbreitet und in der gängigen Software für die Auswertung von digitalen Signalen implementiert. Im Folgenden wird mit FIR-Filtern für die digitale Signalverarbeitung gearbeitet.

¹¹² Weitere Kenngrößen zur Beschreibung von Filtern sind nach Hoffmann / Wolff (2014) die Gruppenlaufzeit, die Impulsantwort und der Pol-Nullstellen-Plan.

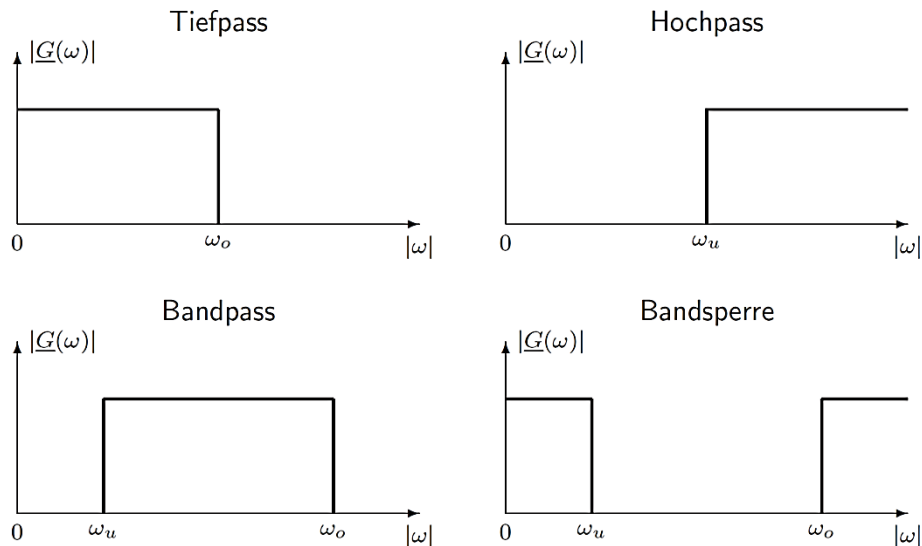
¹¹³ Hoffmann / Wolff (2014) ; Meyer (2014)

¹¹⁴ Hoffmann / Wolff (2014) ; Meyer (2014)

¹¹⁵ IIR-Filter (infinite impulse response) sind Filter mit unendlicher Impulsantwort.

¹¹⁶ FIR-Filter (finite impulse response) sind Filter mit endlicher Impulsantwort.

¹¹⁷ Hoffmann / Wolff (2014) ; Meyer (2014)

Bild 25: Die vier Grundformen von Filtern¹¹⁸

2.3 Ausgewählte messtechnische Methoden in der Akustikentwicklung

Neben den in Kapitel 2.2 besprochenen Grundlagen der Datenerfassung und Auswertung akustischer Größen existieren einige spezielle Methoden im Rahmen der Akustikentwicklung, die im Folgenden dargelegt werden.

2.3.1 Laservibrometrie

Die Laservibrometrie ist ein berührungsloses Verfahren zur Erfassung von Oberflächenschnellen an reflektierenden Flächen. Dabei werden sich die Eigenschaften monochromatischen, kohärenten Laserlichts zunutze gemacht und die Oberflächenschnellen des Messobjekts in Richtung des Laserstrahls unter Ausnutzung des Dopplereffekts mit Hilfe eines Interferometers erfasst.¹¹⁹

Im Rahmen der Arbeit wird ein PSV-400-3D Scanning Vibrometer verwendet. Dieses ermöglicht aufgrund dreier, auf verschiedenen Punkten gemeinsam fokussierbarer Strahlen die Analyse der Oberflächenschnellen in drei zueinander orthogonalen Raumrichtungen. Dafür werden die drei Messköpfe ausgerichtet und die Laser über Spiegel auf einen Punkt fokussiert. Mit Hilfe der Kenntnis der Lage der drei Messköpfe zueinander können nun über trigonometrische Beziehungen die Oberflächenschnellen auf dem Testobjekt berechnet werden.

¹¹⁸ Hoffmann / Wolff (2014)

¹¹⁹ Polytec (2007)

Eine wichtige Voraussetzung hierfür ist naturgemäß die Erreichbarkeit und Fokussierung der Messpunkte mit allen drei Lasern, was die praktische Anwendung häufig verkompliziert. Eine mögliche Abhilfe ist hierbei die Verwendung von Spiegeln, sowie die Kombination mehrerer Messungen mit Hilfe von Referenzpunkten. Dies wird Stitching genannt.

Dabei fällt bereits auf, dass die Messung mehrerer Messpunkte nicht parallel erfolgt, sondern jeweils einzelne Messungen und ggf. Mittelungen dieser sind. Die Phasenlage der einzelnen Messpunkte untereinander wird über ein Referenzsignal berechnet. Dies bedingt, dass die Messungen im Falle von Betriebsmessungen in einem stationären Zustand des Systems erfolgen müssen. Ein Vorteil hierbei ist jedoch die Nutzung vieler Messpunkte und die Möglichkeit einer hohen räumlichen Auflösung dieser, da das Messgitter nahezu beliebig verfeinert werden kann. Hierbei treten aufgrund der berührungslosen Messtechnik jedoch keine sogenannten Mass-Loading Effekte auf.¹²⁰

2.3.2 Transferpfadanalyse

Die Transferpfadanalyse (TPA) wird in der Akustikentwicklung genutzt, um das Übertragungsverhalten vibroakustischer Systeme – häufig Fahrzeugkarosserien – im Frequenzbereich zu beschreiben. Dabei ist es das Ziel, das Fahrzeuginnengeräusch bzw. den Schalldruck am Fahrerohr als Summe aller Anregungen und zugehörigen Übertragungsfunktionen darzustellen. Die Ergebnisse können zum einen für die zielgerichtete Optimierung der Übertragungspfade als auch die Auralisierung genutzt werden.¹²¹ Unter der Annahme, dass die Übertragung von Luft- und Körperschall über LTI-Systeme erfolgt (siehe Kapitel 2.2.2) können diese mit Hilfe der in Kapitel 2.2.5.3 vorgestellten Methoden bestimmt werden. Dabei können Luftschall- und Körperschalltransferpfade unterschieden werden. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgt die Unterteilung dabei folgendermaßen: Als Luftschalltransferpfad wird die Übertragung von dem durch den Antriebsstrang abgestrahlten Luftschall in den Fahrzeuginnenraum bezeichnet. Als Körperschalltransferpfad wird die Anregung der Karosserie über die Lager des Antriebsstrangs bezeichnet.

¹²⁰ Polytec (2007)

¹²¹ Genuit (2010)

Im Folgenden wird nur auf die grundlegenden Konzepte der Bestimmung der Luftschalltransferpfade eingegangen. Eine Beschreibung der Bestimmung von Körperschalltransferpfaden findet sich unter anderem in GENUIT, ZELLER, PLUNT und HÖLDRICH ET AL.¹²²

Bezüglich der Bestimmung der Luftschallübertragungsfunktion vom Motorraum in die Fahrgastzelle bieten sich drei grundlegende Verfahren: die Betriebsschwingungsanalyse, die direkte Bestimmung der Übertragungsfunktion mit synthetischen Quellen und die reziproke Bestimmung der Übertragungsfunktion mit synthetischen Quellen. Die Betriebsschwingungsanalyse baut dabei auf Messungen im realen Betrieb auf.¹²³ Eine Voraussetzung – die in der Praxis nur schwer zu erfüllen ist – ist dabei die Kenntnis bzw. Schätzung des im Betrieb durch den Antriebsstrang abgestrahlten Luftschalls und – falls relevant – die Einleitung und Übertragung von Körperschallanteilen in die Karosserie.

Aufgrund dieser Einschränkung wird vielfach auf die direkte bzw. reziproke Analyse der Transferpfade mit Hilfe von synthetischen Quellen mit bekannter Anregung zurückgegriffen.

Im Falle der direkten Anregung wird die Quelle – im Fall der Fahrzeugakustik der Antriebsstrang – durch eine synthetische Quelle ersetzt und der Beitrag und die Übertragungsfunktion der einzelnen Oberflächen am Fahrzeuginnengeräusch bestimmt.¹²⁴ Somit kann der bekannte Volumenfluss der Quelle ins Verhältnis zum Schalldruck im Fahrzeuginnenraum gesetzt und die Übertragungsfunktion (auch als Greensche Funktion bezeichnet) mit den Methoden aus Kapitel 2.2.5.3 geschätzt werden. Dabei ist jedoch häufig das Ersetzen des Antriebsstrangs durch eine künstliche Quelle wenig praktikabel und auch die Anregung der einzelnen Teilschallquellen kann aufgrund der erschwerten Zugänglichkeit im Motorraum nur schwerlich erfolgen.

In dieser Arbeit wird deshalb die reziproke Bestimmung der Luftschallübertragungsfunktion mit Hilfe einer synthetischen Quelle genutzt. Das Prinzip der Reziprozität für die Bestimmung vibroakustischer Übertragungsfunktionen wird unter anderem in FAHY¹²⁵ umfassend erläutert. Dabei wird sich zunutze gemacht, dass für LTI-Systeme Quelle und Senke vertauscht werden können.

¹²² Brandl et al. (2009) ; Plunt (1999) ; Genuit (2010) ; Zeller (2012)

¹²³ Putner et al. (2012)

¹²⁴ Genuit (2010) ; Zeller (2012)

¹²⁵ Fahy (2003)

Voraussetzungen sind dabei, dass die Schallquelle – analog zu den verwendeten Mikrofonen – eine omnidirektionale Charakteristik bis zur untersuchten oberen Frequenz aufweist¹²⁶ und dass der Festkörper über eine ausreichend hohe Impedanz verfügt, sodass von einer schwachen Struktur-Fluid-Kopplung ausgegangen werden kann.¹²⁷

Des Weiteren muss der Volumenfluss der Quelle als Funktion der Frequenz (im relevanten Frequenzbereich) während der Messungen bestimmt werden können. Auf die verwendete Volumenschallquelle und die Bestimmung des Volumenflusses wird in Kapitel 6.2.3 eingegangen.

2.3.3 Experimentelle Modalanalyse

Analog zur Transferpfadanalyse erlaubt die experimentelle Modalanalyse einen Blick auf die dynamischen Eigenschaften eines mechanischen Systems unabhängig von Ort und Richtung der Anregung und Antwortfunktion. Als das Ziel der experimentellen Modalanalyse kann dabei die Identifikation der modalen Parameter eines Systems genannt werden. Diese beschreiben ein dynamisches System (zum Beispiel den Einmasseschwinger aus Kapitel 2.2.2) mit Hilfe der Eigenfrequenzen, der Eigenvektoren (diese beschreiben die Eigenformen bzw. Moden) und der zugehörigen Dämpfung der Struktur. Die folgenden Erläuterungen basieren auf den Ausführungen von ANGERT, EWINS, ALLEMANG und AVITABLE¹²⁸. Hier findet sich auch eine tiefergehende Betrachtung der verwendeten Methoden.

Die experimentelle Modalanalyse baut dabei auf der Ermittlung einer genügend großen Anzahl an Übertragungsfunktionen zu unterschiedlichen Punkten auf der Struktur auf. Die Anzahl und Verteilung dieser Punkte hängt dabei maßgeblich von der Komplexität und Ausprägung der Moden bzw. Eigenformen ab. Dabei gilt, dass die räumliche Abtastung einer Eigenform analog der zeitlichen Abtastung von Signalen dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem unterliegt und genügend hoch abgetastet werden muss um räumliches Aliasing zu vermeiden. Eine nähere Erläuterung hierzu findet sich in NEUMANN.¹²⁹

¹²⁶ Detaillierte Untersuchungen hierzu finden sich in Knechten et al. (2014).

¹²⁷ Fahy (2003)

¹²⁸ Allemang (1999) ; Angert (2006) ; Avitabile (2001) ; Ewins (2000)

¹²⁹ Neumann (2015) / betreute Abschlussarbeit

Die praktische Bestimmung der Übertragungsfunktionen kann auf mehrere Arten erfolgen. Zum einen kann – analog zu Kapitel 2.3.2 – das Reziprozitätsprinzip angewendet werden. Es besteht somit die Möglichkeit, an einem Punkt der Struktur anzuregen und an mehreren Punkten Antwortfunktionen zu messen. Alternativ kann aber auch an mehreren Punkten der Struktur angeregt und nur an einem Punkt eine Antwortfunktion gemessen werden.

Die Anregung der Struktur kann grundsätzlich auf zwei Arten erfolgen. Zum einen kann die Struktur impulsartig mit einem sogenannten Impulshammer angeregt werden. Zum anderen ist die Anregung mit einem elektrodynamischen Schwingungserreger, auch Shaker genannt, möglich. Bei der Anregung der Struktur mit Hilfe eines Shakers können mehrere Testsignale verwendet werden. Eine Übersicht und Beschreibung der Testsignale findet sich in REUTER¹³⁰. Für die Erfassung der Antwortfunktionen wurden für diese Arbeit zwei Varianten identifiziert. Zum einen können triaxiale Vibrationssensoren genutzt werden. Zum anderen kann das in Kapitel 2.3.1 beschriebene PSV-400-3D Scanning Vibrometer genutzt werden.

In der weiteren Arbeit wird die Anregung mit Hilfe eines Shakers mit weißem Rauschen realisiert und werden die Antwortfunktionen mit Hilfe eines PSV-400-3D Scanning Vibrometer gemessen. Die Schätzung der Übertragungsfunktionen erfolgt aufgrund der nicht deterministischen Anregung mit Hilfe der in Kapitel 2.2.5.3 beschriebenen Methoden.

Aus den Übertragungsfunktionen können die modalen Parameter der Struktur geschätzt werden. Im einfachsten Fall (das System kann als ein entkoppeltes System von unabhängigen Einmasseschwingern dargestellt werden) können dabei bereits aus einer Übertragungsfunktion die Eigenfrequenzen der Struktur bestimmt werden. Aus der Breite der Eigenfrequenzen bei einem Abfall von 3 dB kann die modale Dämpfung der jeweiligen Eigenfrequenz abgeschätzt werden. Aus der relativen Amplitude und Phase der Antwortfunktionen sowie der Lage der Messpunkte zueinander können die den Eigenfrequenzen zugehörigen Eigenformen bestimmt und visualisiert werden.

¹³⁰ Reuter (2014)

Im Falle einer starken Dämpfung bzw. Kopplung der Eigenfrequenzen werden **Multi Degree of Freedom (MDOF)** Ansätze, welche mehrere Eigenmoden gleichzeitig berücksichtigen, verwendet. Ein solcher ist beispielsweise der LMS PolyMAX Algorithmus, welcher in Kapitel 5.5 für die Identifikation der modalen Parameter verwendet wird. Für die genaue Funktionsweise sei auf das LMS TEST.LAB MODAL ANALYSIS - USER MANUAL¹³¹ verwiesen.

2.4 Ausgewählte numerische Methoden zur Simulation dynamischer Systeme

Parallel zu den im vorherige Kapitel beschriebenen messtechnischen Methoden der Akustikentwicklung existieren mächtige numerische Methoden für die Analyse und Optimierung vibroakustischer Systeme. Im Folgenden wird auf die Zustandsraumdarstellung dynamischer Systeme sowie die numerische Modalanalyse mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode eingegangen.

2.4.1 Zustandsraumdarstellung dynamischer Systeme

Die für die Beschreibung von Mehrkörpersystemen in Kapitel 2.2.2 eingeführten Differentialgleichungen zweiter Ordnung eignen sich nur bedingt für die Darstellung und Berechnung von Mehrkörpersystemen mit mehreren Freiheitsgraden. Eine in der Regelungstechnik gebräuchliche Darstellung von LTI-Systemen ist die Zustandsraumdarstellung.¹³² Diese ist beispielsweise in Matlab implementiert und kann für die Systemanalyse und Berechnung der Systeme im Zeitbereich genutzt werden. Die folgenden Ausführungen orientieren sich an LUNZE¹³³. Das Zustandsraummodell eines LTI-Systems wird durch die Zustandsgleichung (Zeile 1) und die Ausgabegleichung (Zeile 2) in Gl. 16 beschrieben. Das Zustandsraummodell ist dabei ein System gekoppelter Differentialgleichungen erster Ordnung und kann aus den Differentialgleichungen zweiter Ordnung abgeleitet werden.¹³⁴

$$\begin{aligned}\dot{\underline{x}}(t) &= \underline{A} * \underline{x}(t) + \underline{B} * \underline{u}(t) \\ \underline{y}(t) &= \underline{C} * \underline{x}(t) + \underline{D} * \underline{u}(t)\end{aligned}\tag{Gl. 16}$$

¹³¹ Siemens Industry Software NV (2015)

¹³² Lunze (2004)

¹³³ Lunze (2004)

¹³⁴ Lunze (2004)

Die Matrizen \underline{A} , \underline{B} , \underline{C} und \underline{D} in der Zustandsgleichung und der Ausgabegleichung werden nach LUNZE¹³⁵ als Systemmatrix, Steuermatrix, Beobachtungsmatrix und Durchgangsmatrix bezeichnet. Die Systemmatrix beschreibt dabei das Systemverhalten, die Steuermatrix den Einfluss der Eingangsgrößen und die Beobachtungsmatrix die Ausgangsgrößen. Die Durchgangsmatrix ist für die in dieser Arbeit betrachteten Systeme gleich der Nullmatrix, da die Systeme nicht sprungfähig sind. Die Vektoren $\underline{x}(t)$, $\underline{u}(t)$, und $\underline{y}(t)$ werden als Zustandsvektor, Eingangsvektor und Ausgangsvektor bezeichnet und beschreiben den Zustand des Systems zu jedem Zeitpunkt t , die externen auf das System wirkenden Größen sowie die beobachtbaren Größen.

Im Falle mechanischer Feder-Masse-Systeme kann die Systemmatrix direkt aus der Massematrix, der Steifigkeitsmatrix und der Dämpfungsmatrix abgeleitet werden. Die zugehörigen Zustandsgrößen sind dann Weg bzw. Winkel und Geschwindigkeit bzw. Winkelgeschwindigkeit für jeden Freiheitsgrad des Systems.

Für eine tiefergehende Beschreibung von Zustandsraumsystemen siehe unter anderem LUNZE¹³⁶.

2.4.2 Finite-Elemente-Methode und Numerische Modalanalyse

Für die numerische Analyse komplexer dynamischer Systeme wird häufig die Finite-Elemente-Methode (FEM) genutzt. Analog zu Kapitel 2.3.3 können mit der FEM numerische Modalanalysen durchgeführt und die modalen Parameter komplexer mechanischer Strukturen rechnerisch bestimmt werden. In diesem Abschnitt soll auf die praktischen Grundlagen der FEM und numerischen Modalanalyse eingegangen werden. Die Ausführungen orientieren sich dabei an KLEIN und JUNG UND LANGER¹³⁷, in welchen auch eine tiefergehende Beschreibung zu finden ist.

Die grundlegende Herangehensweise der FEM ist die Diskretisierung einer komplexen Geometrie durch eine endliche Anzahl an räumlichen Elementen – den finiten Elementen. Für die finiten Elemente werden Ansatzfunktionen genutzt um das von den Materialparametern abhängige Verschiebungsfeld innerhalb der Elemente mit den Verschiebungen der Knoten zu verknüpfen. Für die Knoten der Elemente lässt sich das dynamische System analog zu Kapitel 2.2.2 mit Gl. 17 beschreiben.¹³⁸

¹³⁵ Lunze (2004)

¹³⁶ Lunze (2004)

¹³⁷ Jung / Langer (2013) ; Klein (2015)

¹³⁸ Nasdala (2015)

Dabei ist \underline{u} der Verschiebungsvektor der Knoten, \underline{M} die Massenmatrix, \underline{C} die Dämpfungsmatrix, \underline{K} die Steifigkeitsmatrix und \underline{f} der äußere Kraftvektor.

$$\underline{M} * \underline{\ddot{u}}(t) + \underline{C} * \underline{\dot{u}}(t) + \underline{K} * \underline{u}(t) = \underline{f}(t) \quad \text{Gl. 17}$$

Unter vereinfachender Annahme einer Dämpfung von Null können aus Gl. 17 die allgemeine Lösung des Differentialgleichungssystems berechnet und so die modalen Parameter Eigenfrequenz und Eigenform bestimmt werden. Hierfür stehen in kommerziell verfügbaren Programmen effiziente Algorithmen – sogenannte Solver – zur Lösung des zugrundeliegenden Eigenwertproblems zur Verfügung.

Der praktische Ablauf der numerischen Modalanalyse mit Hilfe der FEM orientiert sich allgemein an den Schritten Preprocessing, Lösung des Gleichungssystems und Postprocessing. In dieser Arbeit wird das Programm Abaqus CAE 13.4 verwendet, welches die genannten Schritte in einer Programmoberfläche integriert.

Im Rahmen des Preprocessing wird das Modell durch den Nutzer aufgebaut. Dabei erfolgt zunächst die Festlegung der Bauteilgeometrie und der Materialeigenschaften der Bauteile. Falls notwendig wird im nächsten Schritt die Lage der Bauteile zueinander festgelegt und die Kontaktbedingungen an den aneinander angrenzenden Flächen definiert. Darauf folgend wird die gewünschte Berechnung des Modells definiert. Dies ist in dieser Arbeit die numerische Modalanalyse. Anschließend werden die Randbedingungen und Lasten definiert und das Modell räumlich diskretisiert bzw. vernetzt. Damit ist die Erstellung des Modells abgeschlossen und das Modell kann berechnet werden. Im Anschluss an die Berechnung erfolgt die Visualisierung und Interpretation der Ergebnisse. Für eine schrittweise Anleitung der beschriebenen Vorgehensweise in Abaqus CAE 13.4 siehe FABER¹³⁹.

2.5 Grundlagen der Psychoakustik und Bewertung von Fahrzeuginnengeräuschen

Nach der Einführung der Schallfeldgrößen in Kapitel 2.2.1 und der Beschreibung dieser im Frequenzbereich in Kapitel 2.2.5 wird im Folgenden auf die Grundlagen der Psychoakustik und die darauf aufbauende subjektive und objektivierte Bewertung von Fahrzeuginnengeräuschen durch den Menschen eingegangen.

¹³⁹ Faber (2015) / betreute Abschlussarbeit

2.5.1 Grundlagen der Psychoakustik

Die Psychoakustik beschäftigt sich mit der menschlichen Wahrnehmung und Bewertung von Geräuschen und der Verknüpfung dieser mit physikalischen Größen. Eine wesentliche Grundlage liefern hier die Arbeiten von FASTL UND ZWICKER¹⁴⁰.

Dieses Kapitel, welches auf diesen Arbeiten aufbaut, gibt dabei die Forschung im Bereich der Psychoakustik nur teilweise wieder und konzentriert sich auf die Darstellung der notwendigen Grundlagen in Bezug auf die Bewertung tonaler Geräusche nach Kapitel 2.2.1.

Von grundlegender Bedeutung ist der Dynamikbereich und wahrnehmbare Frequenzbereich des menschlichen Gehörs. Diese sind in einer sogenannten Hörfläche in Bild 26 dargestellt. Der wahrnehmbare Frequenzbereich geht dabei von ca. 16-20 Hz bis ca. 16 kHz, wobei die Werte von Person und Alter abhängig sind.¹⁴¹ Der Dynamikbereich umfasst ca. 120 dB, wobei das menschliche Gehör die größte Sensitivität zwischen 2 und 5 kHz aufweist.

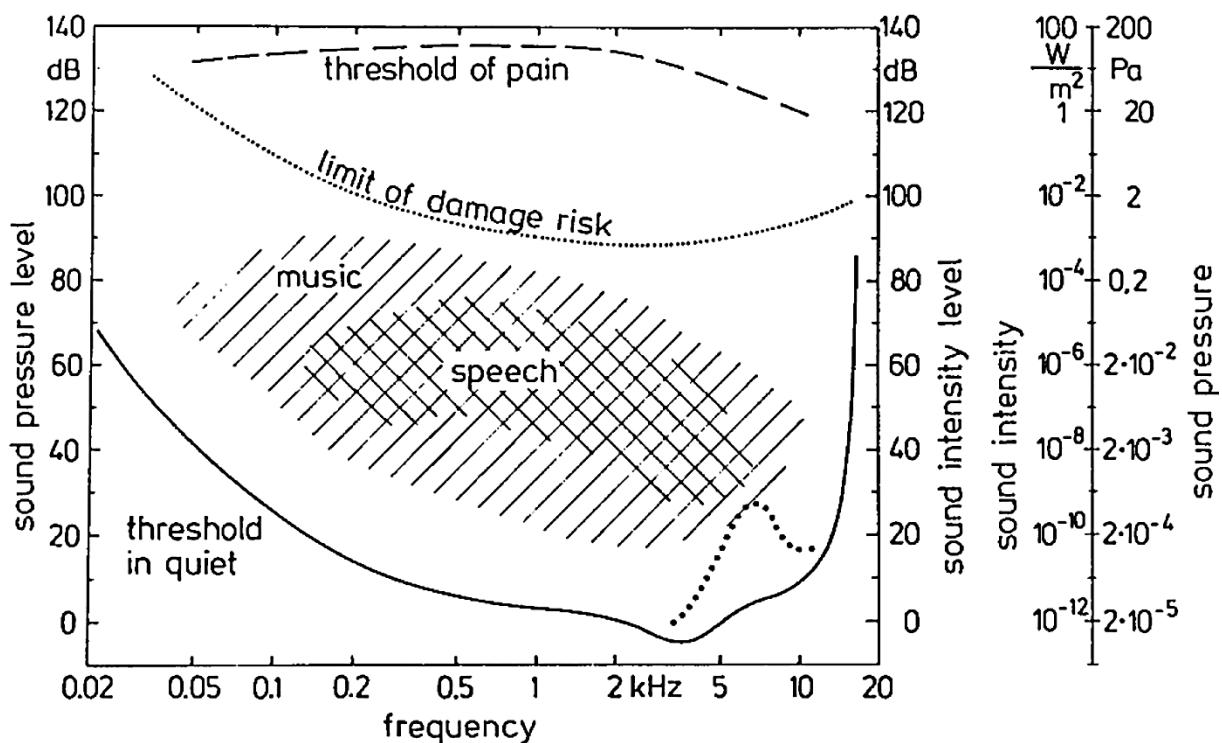


Bild 26: Hörfläche des menschlichen Gehörs in Abhängigkeit von Schalldruck und Frequenz¹⁴²

¹⁴⁰ Fastl / Zwicker (2007)

¹⁴¹ Genuit (2010)

¹⁴² Fastl / Zwicker (2007)

In Bezug auf psychoakustische Wahrnehmung von Geräuschen werden psychoakustische Parameter definiert, die „eine Rückführung von psychischen auf physikalische Variablen anstreben“¹⁴³. Die klassischen psychoakustischen Parameter sind dabei die Lautheit, die Schärfe, die Rauigkeit, die Tonalität und die Schwankungsstärke. Die empfundene Lautheit eines Sinustons in Abhängigkeit von Frequenz und Schalldruckpegel ist in Bild 27 dargestellt. Die Isophone bezeichnen hier die Kurven gleich empfundener Lautstärke. Per Definition hat dabei ein Sinuston mit einer Frequenz von 1 kHz und einem Schalldruckpegel von 40 dB die Lautheit von 1 sone. Die Lautheit eines doppelt so laut empfundenen Signals entspricht aufgrund der Herleitung über eine Verhältnisskalierung 2 sone. Dabei wird ersichtlich, dass für reine Töne ab ca. 30 dB eine Pegelzunahme von 10 dB ca. einer Verdoppelung der Lautheit entspricht. Diese relative Gesetzmäßigkeit „nach dem ein Ausgangsreiz prozentual – relativ – geändert werden muss, damit sich die gleiche Empfindungsänderung einstellt“¹⁴⁴ ist als Weber-Fechner-Gesetz bekannt. Des Weiteren ist ersichtlich, dass die empfundene Lautstärke stark mit der Frequenz zusammenhängt und das menschliche Gehör im Bereich zwischen 2 und 5 kHz am empfindlichsten ist. Weitere Informationen bezüglich der Herleitung und weiterer Einflussfaktoren auf die Lautheit finden sich in FASTL UND ZWICKER und GENUIT¹⁴⁵.

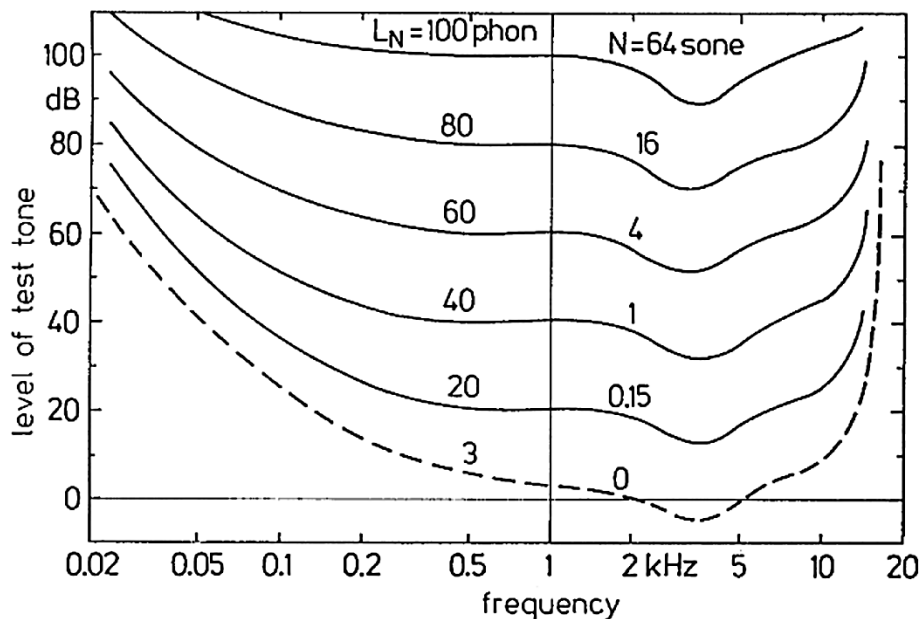


Bild 27: Kurven gleicher Lautstärke (Isophone) für reine Töne¹⁴⁶

¹⁴³ Genuit (2010)

¹⁴⁴ Möser (2012)

¹⁴⁵ Fastl / Zwicker (2007) ; Genuit (2010)

¹⁴⁶ Fastl / Zwicker (2007)

In direkter Relation zu der Lautheit steht die Frequenzbewertung von Geräuschen. Die wichtigste Bewertung – welche auch im Laufe dieser Arbeit genutzt wird – ist dabei die A-Bewertung. Die A-Bewertung ist dabei als Filter zu verstehen, das die Inverse der Isophone zwischen 20 und 40 *phon* widerspiegelt und versucht, die Empfindlichkeit des menschlichen Gehörs nachzubilden.¹⁴⁷ Der Amplitudengang in dB ist in Bild 28 dargestellt. Weitere Informationen zu Frequenzbewertungen und die Gleichungen zur Berechnung der Amplitudengänge finden sich in DIN EN 61672-1¹⁴⁸

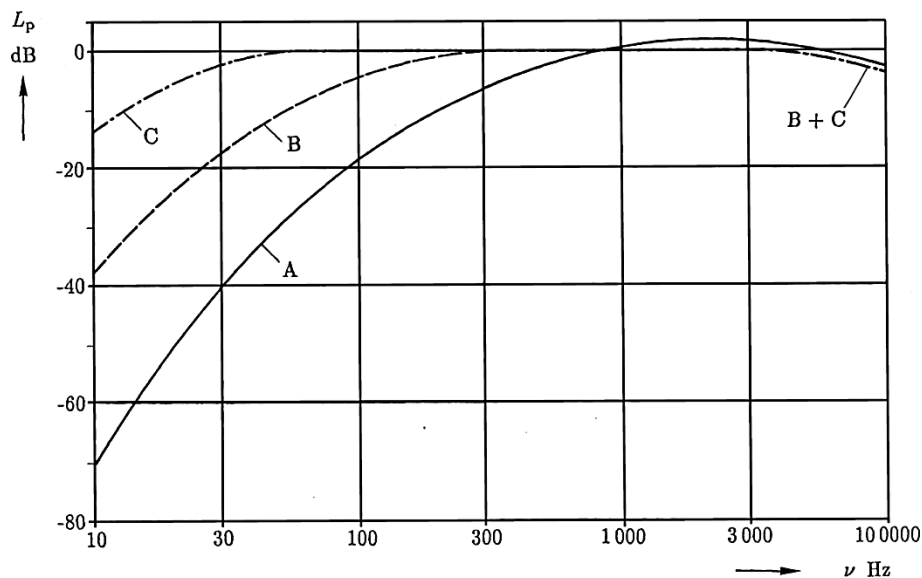


Bild 28: Bewertungskurven für Schalldruckpegel¹⁴⁹

Ein weiterer wichtiger Aspekt der Psychoakustik ist die Verdeckung oder auch Maskierung von Geräuschen. Die Verdeckung oder auch Maskierung beschreibt dabei den Effekt, dass ein Geräusch aufgrund der Anwesenheit eines anderen Geräusches – des Maskierers – nicht mehr oder geringer wahrnehmbar ist. Nach DIN 45681¹⁵⁰ ist die Verdeckung von Tönen folgendermaßen definiert:

„Eine Verdeckung eines Tones ist immer dann vorhanden, wenn neben dem Ton ein hörbares Geräusch ohne diesen Ton wirkt, der die Lautstärkeempfindung des Tones mehr oder weniger stark reduziert.“

¹⁴⁷ Genuit (2010)

¹⁴⁸ DIN EN 61672-1 (2014)

¹⁴⁹ Angert (2006)

¹⁵⁰ DIN 45681 (2005)

Die zeitliche Verdeckung kann dabei in eine Vorverdeckung (bis 20 ms vor dem Geräusch), eine Simultanverdeckung und eine Nachverdeckung (bis 200 ms nach dem Geräusch) untergliedert werden.¹⁵¹ Wir wollen hier die spektrale (simultane) Verdeckung näher betrachten. Hier spielen die spektrale Zusammensetzung und der Pegel des verdeckten Geräusches als auch des Maskierers eine entscheidende Rolle. Umfangreiche Untersuchungen und weiterführende Aspekte werden von FASTL UND ZWICKER¹⁵² beschrieben. Zum einen wird – wie in Bild 29 – dargestellt die Verdeckung von reinen Tönen durch weißes Rauschen¹⁵³ untersucht.

Hier kann gesehen werden, welcher Pegel von weißem Rauschen als Maskierer notwendig ist, um einen reinen Ton mit einer definierten Frequenz und einem definierten Pegel zu verdecken. Es ist ersichtlich, dass der Pegel des Maskierers mit steigender Frequenz ab ca. 500 Hz zunehmen muss um einen reinen Ton gleichen Pegels zu verdecken.

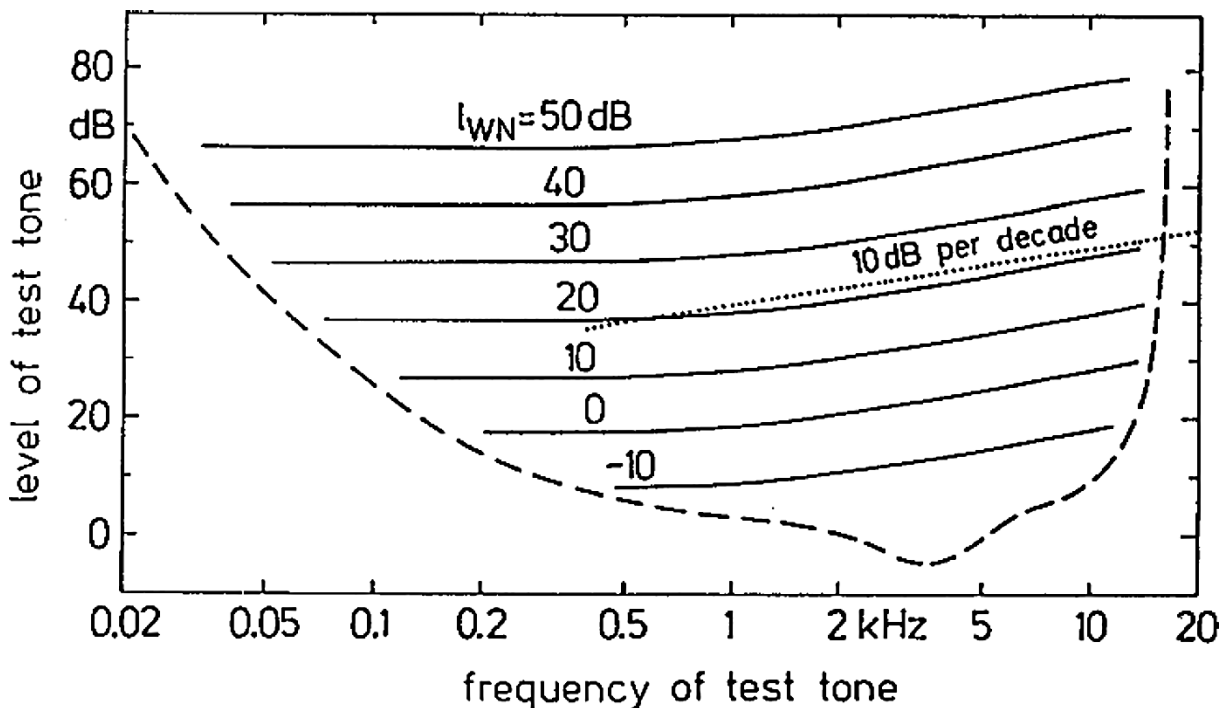


Bild 29: Notwendiger Pegel weißen Rauschens (l_{WN}) zur Verdeckung von reinen Tönen in Abhängigkeit von Pegel und Frequenz¹⁵⁴

¹⁵¹ Fastl / Zwicker (2007) ; Havelock / Kuwano (2009) ; Genuit (2010)

¹⁵² Fastl / Zwicker (2007)

¹⁵³ Weißes Rauschen bezeichnet ein Signal mit konstanter Leistungsdichte. Im Fall akustischer Untersuchungen ist das Signal bandbegrenzt von 20 Hz bis 20 kHz.

¹⁵⁴ Fastl / Zwicker (2007)

Im nächsten Schritt wird die Verdeckung durch bandbegrenztes Rauschen mit einer Bandbreite gleich oder kleiner der kritischen Bandbreite betrachtet. Die kritische Bandbreite beschreibt dabei die Eigenschaft des menschlichen Gehörs, Geräusche in relativ schmalen Frequenzgruppen zu analysieren und entspricht dessen Fähigkeit zur spektralen Auflösung von Geräuschen in Abhängigkeit von der Frequenz.¹⁵⁵

„He assumed that the part of a noise that is effective in masking a test tone is the part of its spectrum lying near the tone.“¹⁵⁶

Die kritische Bandbreite nach Zwicker¹⁵⁷ als Funktion der Frequenz kann in Bild 30 abgelesen werden. Es wird deutlich, dass die kritische Bandbreite bis ca. 500 Hz konstant ca. 100 Hz beträgt und danach ca. 20% der Mittenfrequenz des kritischen Bands. Von 0 Hz bis 16 kHz ergeben sich folglich 24 Frequenzgruppen mit einer Breite von jeweils einem Bark auf der Bark-Skala. Eine Darstellung der Frequenzgruppen mit der Nummer des jeweiligen Band in Bark befindet sich in Anhang 11.5. Eine detaillierte Beschreibung der Herleitung von kritischen Bändern und alternative Kurven zu Bild 30 finden sich in ZWICKER UND FASTL und HAVELOCK UND KUWANO¹⁵⁸.

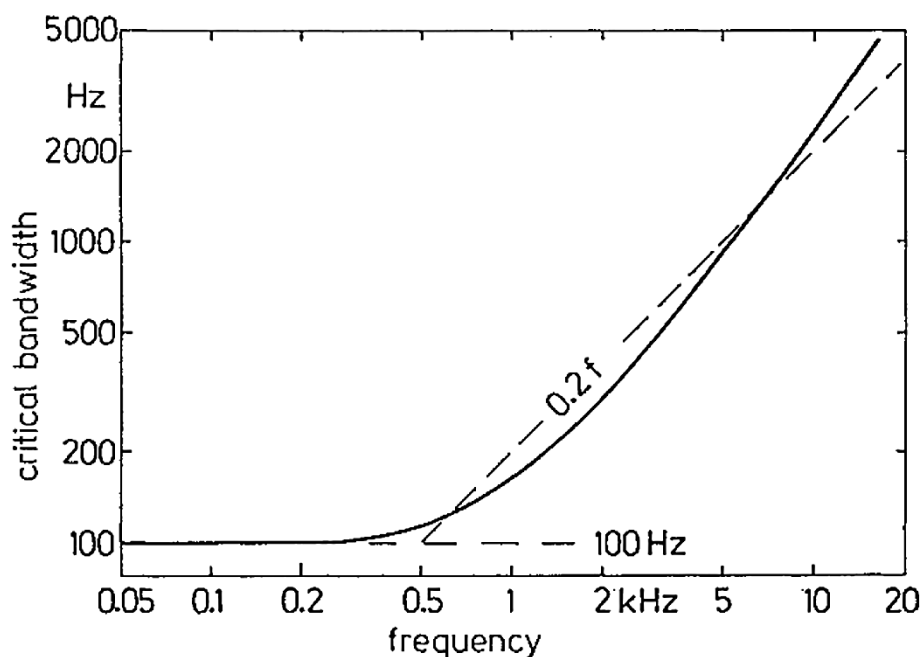


Bild 30: Kritische Bandbreite als Funktion der Frequenz¹⁵⁹

¹⁵⁵ Fastl / Zwicker (2007)

¹⁵⁶ Fastl / Zwicker (2007) über Fletcher (1940)

¹⁵⁷ Die von Fastl / Zwicker (2007) angegebenen Werte stimmen in sehr guter Näherung mit den in DIN 45681 (2005) ; DIN EN ISO 7779 (2011) angegebenen Werten für die kritische Bandbreite überein.

¹⁵⁸ Fastl / Zwicker (2007) ; Havelock / Kuwano (2009)

¹⁵⁹ Fastl / Zwicker (2007)

Dieses Konzept erklärt den benötigten Anstieg des Pegels des weißen Rauschens für die Verdeckung von Tönen mit steigender Frequenz, da der „wirksame Pegel“ für die Verdeckung in einem kritischen Band sowohl von der spektralen Leistungsdichte als auch der Bandbreite – welche mit steigender Frequenz zunimmt – abhängt. So kann nach DIN EN ISO 7779¹⁶⁰ festgehalten werden:

„Ein Einzelton, der zusammen mit einem breitbandigen Geräusch auftritt, wird teilweise verdeckt durch den Geräuschanteil in einem relativ schmalen Frequenzband im Bereich des Einzeltons, der Frequenzgruppe. Geräuschanteile außerhalb der Frequenzgruppe tragen zur Verdeckung nicht wesentlich bei.“

Im Allgemeinen gilt daher der folgende Zusammenhang: Ein Einzelton in der Gegenwart von Rauschen als Maskierer ist gerade hörbar, wenn sein Schalldruckpegel ca. 4 dB unter dem Schalldruckpegel des maskierenden Geräuschanteils in der Frequenzgruppe liegt.¹⁶¹

2.5.2 Objektiviert Bewertung von tonalen Fahrzeuginnengeräuschen

Aufbauend auf den Grundlagen der Psychoakustik sollen im Folgenden Ansätze zur objektivierten Bewertung von Fahrzeuginnengeräuschen mit Fokus auf tonale Anteilen diskutiert werden. Die objektiviert Bewertung versucht dabei das menschliche Gehörempfinden und dessen subjektive Bewertung durch psychoakustische Modelle und Metriken zu beschreiben.¹⁶² Die subjektive Bewertung bildet dabei immer die Basis für die Parametrierung der Modelle und Metriken und kann selbstverständlich auch für die Bewertung von Fahrzeuginnengeräuschen verwendet werden. Der Nachteil der subjektiven Bewertung ergibt sich aus der benötigten Zeitdauer und der hohen Anzahl an Versuchspersonen für eine statistische Absicherung der Ergebnisse. Mögliche Testmethoden für die Durchführung von Hörversuchen mit Probanden sind unter anderem der Rangfolgentest, der Paarvergleich, die Nutzung von Kategorienskalen und das Semantische Differential. Für die detaillierte Beschreibung dieser Methoden sei auf GENUIT und HELLBRÜCK¹⁶³ verwiesen.

¹⁶⁰ DIN EN ISO 7779 (2011)

¹⁶¹ DIN EN ISO 7779 (2011) ; Fastl / Zwicker (2007)

¹⁶² Genuit (2010)

¹⁶³ Genuit (2010) und Hellbrück et al. (2008)

In Bezug auf die objektivierte Bewertung des Fahrzeuginnengeräusches kann zwischen allgemeingültigen Ansätzen und phänomen-bezogenen Ansätzen unterschieden werden. Allgemeingültige Ansätze können dabei grundsätzlich genutzt werden, um das gesamte Fahrzeuginnengeräusch bzw. dessen Bestandteile einer objektivierten Bewertung zugänglich zu machen. Mögliche Methoden sind hierbei unter anderem **K**ünstliche **N**euronale **N**etzwerke (KNN) und geräuschbezogene Metriken. KNN versuchen die menschliche Signalverarbeitung nachzuempfinden, um eine objektivierte Bewertung zu ermöglichen.¹⁶⁴ Bei der Verwendung von Metriken wird dahingegen versucht die quantifizierten subjektiven Urteile mittels verschiedener statistischer Verfahren (Korrelationsanalysen) mit akustischen Parametern (z.B. die psychoakustischen Parameter aus Kapitel 2.5.1) zu verknüpfen.¹⁶⁵

Dies bildet den Übergang zu phänomen-bezogenen Ansätzen. Diese werden dahingehend entwickelt eine bestimmte Klasse von Signaltypen oder Störgeräuschen objektiviert zu bewerten. Im Folgenden wird näher auf Ansätze für die Bewertung tonaler Anteile am Fahrzeuginnengeräusch eingegangen. Diese spielen in Bezug auf die Bewertung des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen eine herausragende Rolle, da deren Charakteristik durch die Ordnungen bzw. tonalen Geräusche bestimmt werden.¹⁶⁶

In Bezug auf die Bewertung wird dabei zunächst ein Schritt zurückgegangen und auf die Wahrnehmbarkeit von tonalen Geräuschen eingegangen. Diese baut auf den in Kapitel 2.5.1 beschriebenen Zusammenhängen in Bezug auf die Verdeckung tonaler Geräusche in den kritischen Bandbreiten auf. Als maskierende Geräusche sind in Elektrofahrzeugen primär das Rollgeräusch und das Windgeräusch zu nennen, deren spektrale Zusammensetzung und Pegel von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängen (siehe Bild 2 und Bild 4).

Für die Analyse der Wahrnehmung tonaler Geräuschanteile vor dem Hintergrund eines komplexen Gesamtgeräusches gibt es mehrere Methoden. Die grundlegenden Methoden sind die Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen nach DIN 45681¹⁶⁷ sowie das Ton-Rausch-Verhältnis (**T**one to **N**oise **R**atio, TNR) und das Frequenzgruppen-Verhältnis (**P**rominence **R**atio, PR) nach DIN EN ISO 7779. Die Methoden zu der Berechnung der Werte sind in vielen kommerziellen und nicht-kommerziellen Programmen implementiert.

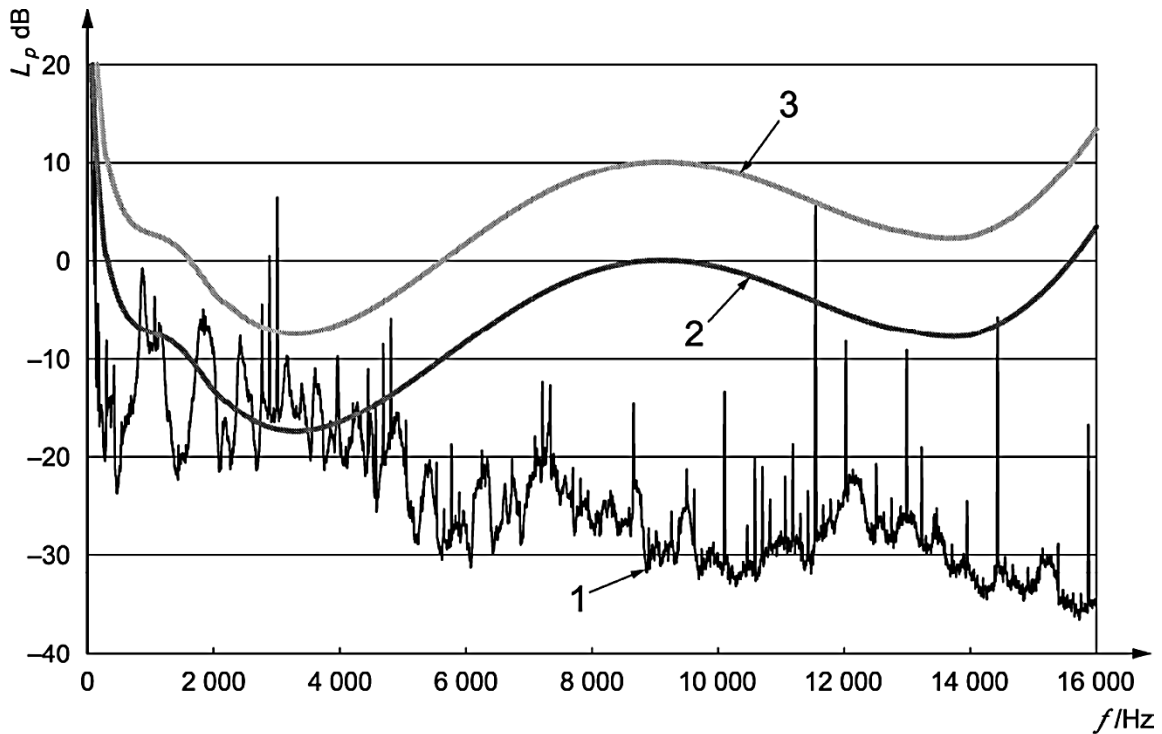
¹⁶⁴ Albers et al. (2011) ; Lee et al. (2009) ; Lee (2008) ; Lerspalungsanti (2010) ; Paulraj et al. (2010) ; Wang et al. (2014)

¹⁶⁵ Genuit (2010)

¹⁶⁶ Eisele et al. (2010) ; Tousignant et al. (2015)

¹⁶⁷ DIN 45681 (2005)

Ausgangslage ist in allen Fällen die FFT unter Verwendung eines Hanning-Fensters und einer linearen Mittelung der Werte. Eine Frequenzbewertung (A-Bewertung) erfolgt nur im Falle der Tonhaltigkeit nach DIN 45681¹⁶⁸. Die Frequenzauflösung sollte als Richtwert kleiner als 0,25% des zu analysierenden Einzeltons sein. Neben der Möglichkeit zur Analyse stationärer Signale besteht auch die Möglichkeit, instationäre Signale zu analysieren. Die Auswertung kann in diesen Fällen über der Zeit oder über der Drehzahl erfolgen.¹⁶⁹



Legende

- 1 FFT-Spektrum
- 2 LTH, $P_1(f)$
- 3 LTH, $P_1(f) + 10$ dB

f Frequenz

L_p Schalldruckpegel (Bezugswert: 20 μ Pa)

Bild 31: Untere Hörschwelle (Kurve 2 – LTH, $P_1(f)$), Aufschlag von 10 dB (Kurve 3 LTH, $P_1(f) + 10$ dB) und die Hörbarkeit von Einzeltonen¹⁷⁰

¹⁶⁸ DIN 45681 (2005)

¹⁶⁹ Bray (2008) ; Bray / Caspary (2008)

¹⁷⁰ DIN EN ISO 7779 (2011) / Im Gegensatz zu Bild 26 ist die Frequenzachse in dieser Abbildung linear und nicht logarithmisch dargestellt.

Für eine Anwendung der Verfahren muss zunächst die Hörbarkeit des Einzeltons überprüft werden. Wenn der Schalldruckpegel unterhalb der unteren Hörschwelle (Kurve 2 – LTH, $P_1(f)$) plus einem Aufschlag von 10 dB (Kurve 3 LTH, $P_1(f) + 10$ dB) liegt, können die Verfahren nicht angewendet werden.¹⁷¹ Dieser Zusammenhang ist in Bild 31 dargestellt und orientiert sich an der Hörfläche in Bild 26.

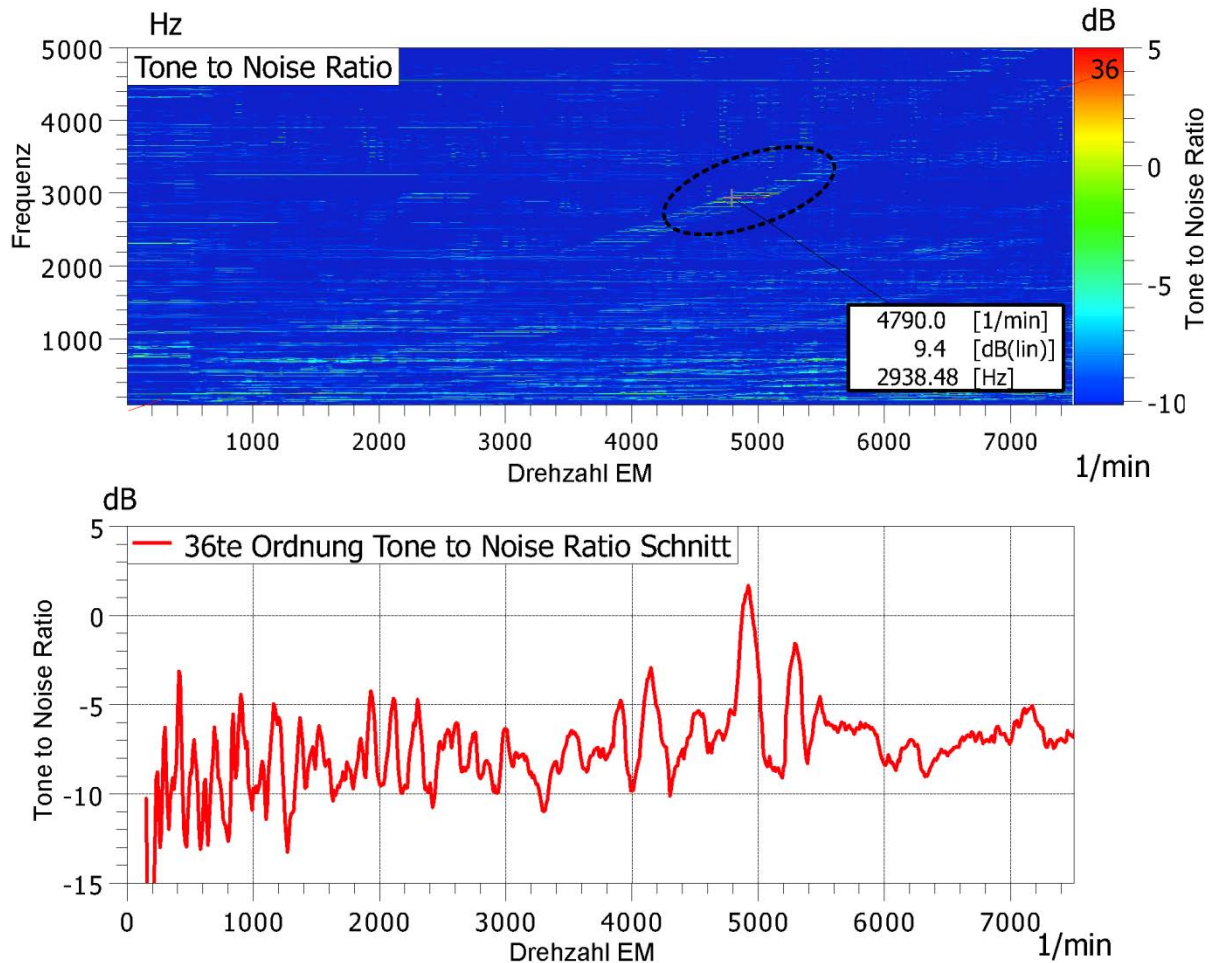


Bild 32: Ton-Rausch-Verhältnis als Campbell-Diagramm (oben) und Ordnungsschnitt (unten) für das Fahrzeuginnengeräusch eines Elektrofahrzeugs

Für die Bestimmung des **Ton-Rausch-Verhältnis** (Tone to Noise Ratio – TNR) wird die Differenz der gemittelten Schalldruckpegel des Einzeltons und des verdeckenden Geräusches in der Frequenzgruppe um den Einzelton gebildet. Ein Einzelton gilt dann als auffällig, wenn die Differenz größer 8 dB für Frequenzen über 1000 Hz ist. Für Frequenzen unterhalb von 1000 Hz steigen die Differenzen gemäß DIN EN ISO 7779¹⁷² mit 2,5 dB pro Oktave an.

¹⁷¹ DIN EN ISO 7779 (2011)

¹⁷² DIN EN ISO 7779 (2011)

Eine detaillierte Beschreibung des TNR und findet sich in DIN EN ISO 7779¹⁷³, eine beispielhafte Berechnung des TNR ist in Anhang 11.6 dargestellt. Für das Fahrzeuginnengeräusch aus Bild 4 ist das TNR für eine Messung über der Drehzahl in Bild 32 dargestellt. Hier kann nachvollzogen werden, dass – wie bereits in Kapitel 1 postuliert – die 36te Ordnung im Fahrzeuginnengeräusch deutlich wahrnehmbar ist.

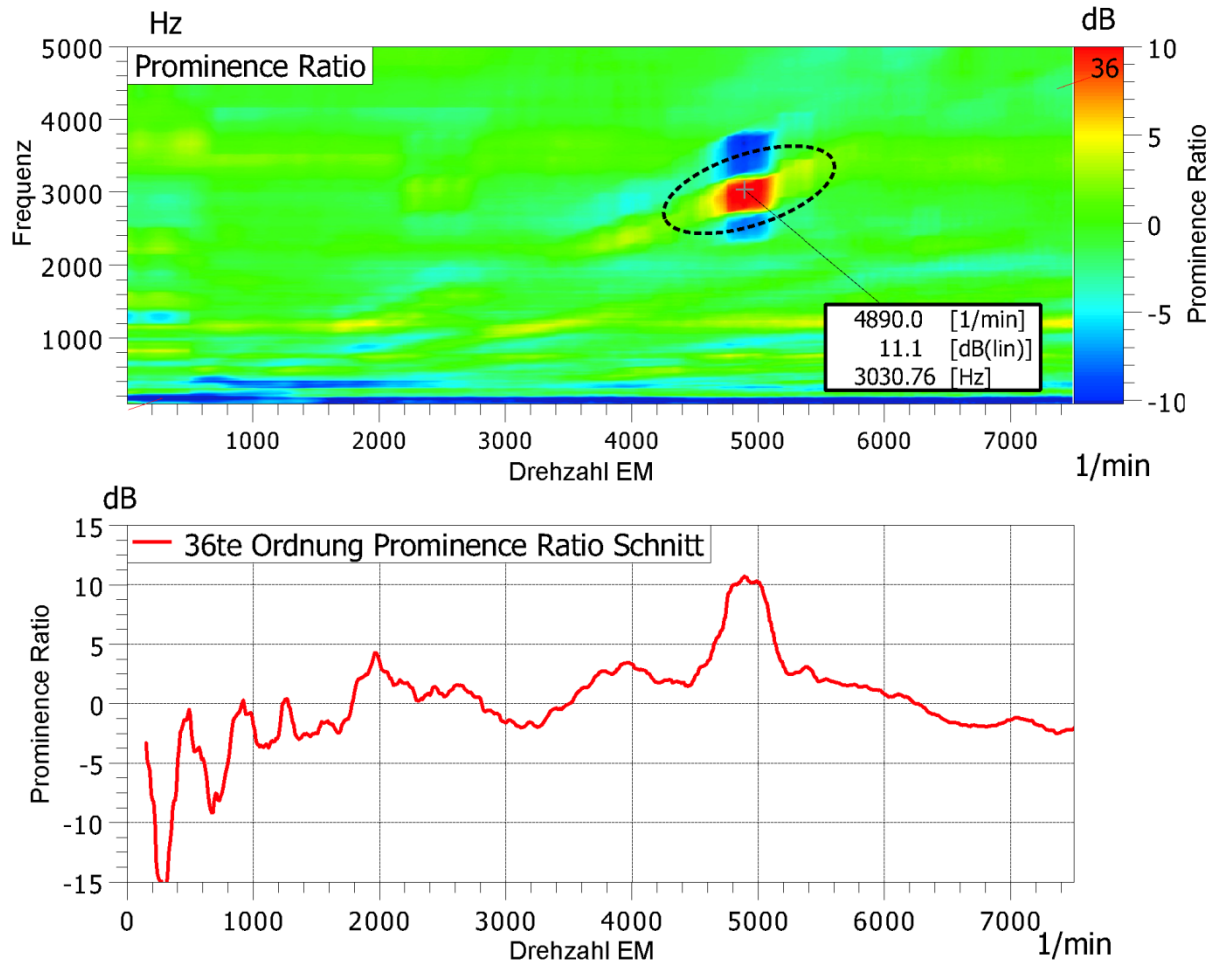


Bild 33: Frequenzgruppen-Verhältnis als Campbell-Diagramm (oben) und Ordnungsschnitt (unten) für das Fahrzeuginnengeräusch eines Elektrofahrzeugs

Die Bestimmung des **Frequenzgruppen-Verhältnisses** (Prominence Ratio - PR) erfolgt nach DIN EN ISO 7779¹⁷⁴ über die Berechnung des Verhältnisses dreier benachbarter Frequenzgruppen.

¹⁷³ DIN EN ISO 7779 (2011)

¹⁷⁴ DIN EN ISO 7779 (2011)

Dabei liegt in der mittleren Frequenzgruppe der zu bewertende Einzelton. Die untere und die obere angrenzende Frequenzgruppe ergeben sich aus der kritischen Bandbreite der mittleren Frequenzgruppe. Für alle drei Frequenzgruppen wird das mittlere Schalldruckquadrat berechnet. Aus diesem wird für die untere und die obere Frequenzgruppe das arithmetische Mittel gebildet und ins Verhältnis zu dem mittleren Schalldruckquadrat der mittleren Frequenzgruppe gesetzt. Danach wird der Pegel des Quotienten bestimmt. Ein Einzelton gilt dann als auffällig, wenn die Differenz größer 9 dB für Frequenzen über 1000 Hz ist. Für Frequenzen unterhalb von 1000 Hz steigen die Differenzen gemäß DIN EN ISO 7779¹⁷⁵ für die PR mit 3 dB pro Oktave an.

Eine detaillierte Beschreibung der PR findet sich in DIN EN ISO 7779¹⁷⁶, eine beispielhafte Berechnung der PR ist in Anhang 11.7 dargestellt. Für das Fahrzeuginnengeräusch aus Bild 4 ist die PR für den Hochlauf in Bild 33 dargestellt. Hier kann analog zu Bild 32 gesehen werden, dass die 36te Ordnung im Fahrzeuginnengeräusch deutlich wahrnehmbar ist.

Die **Tonhaltigkeit** eines Geräusches nach DIN 45681¹⁷⁷ berechnet sich analog zur der TNR aus dem Pegel des Einzeltons und dem mittleren Pegel der den Ton verdeckenden Frequenzgruppe. Die entsprechenden Berechnungsvorschriften für die Pegel sind in DIN 45681¹⁷⁸ beschrieben. Für das Fahrzeuginnengeräusch aus Bild 4 ist die Tonhaltigkeit für den Hochlauf in Bild 34 dargestellt. Hier kann analog zu Bild 32 und Bild 33 gesehen werden, dass die 36te Ordnung im Fahrzeuginnengeräusch deutlich wahrnehmbar ist.

¹⁷⁵ DIN EN ISO 7779 (2011)

¹⁷⁶ DIN EN ISO 7779 (2011)

¹⁷⁷ DIN 45681 (2005)

¹⁷⁸ DIN 45681 (2005)

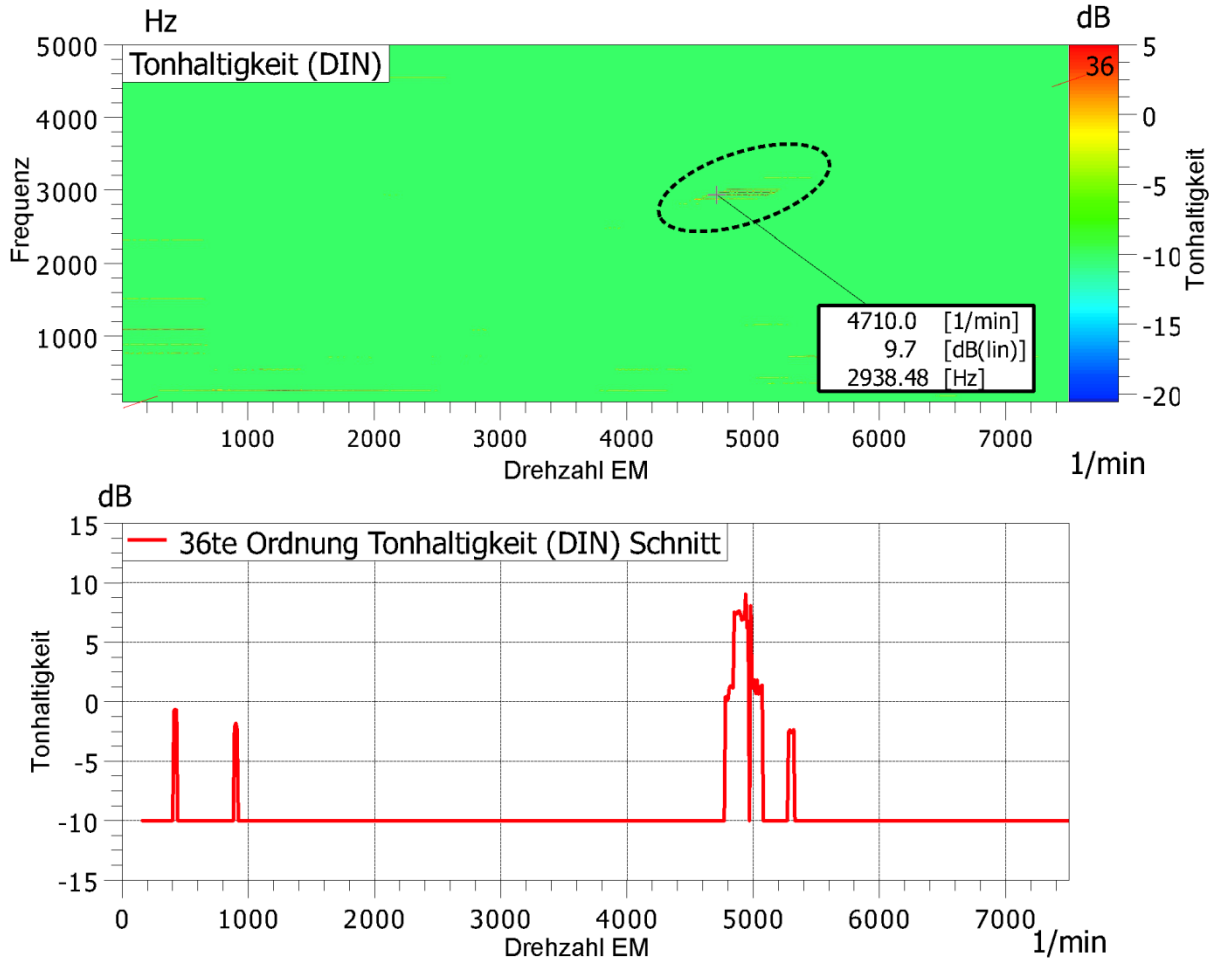


Bild 34: Tonhaltigkeit nach DIN 45681¹⁷⁹ als Campbell-Diagramm (oben) und Ordnungsschnitt (unten) für das Fahrzeuginnengeräusch eines Elektrofahrzeugs

Eine Gemeinsamkeit der oben vorgestellten psychoakustischen Größen ist der Umstand, dass die Größen nur auf die Wahrnehmbarkeit bzw. die Verdeckung einzelner Töne abzielen. Der Schritt zu der Bewertung tonaler Anteile des Fahrzeuginnengeräusches erfolgt dahingehend, dass die psychoakustischen Größen in Verbindung mit einer subjektiven Bewertung gebracht werden. Diese Herleitung einer **psychoakustischen Metrik für das Fahrzeuginnengeräusch von Elektrofahrzeugen** mit Hilfe statistischer Methoden¹⁸⁰ wird unter anderem von LENNSTRÖM ET AL.¹⁸¹ vollzogen.

¹⁷⁹ DIN 45681 (2005)

¹⁸⁰ Für die Wahrnehmbarkeit in Abhängigkeit von dem PR Wert wird eine binäre logistische Regression verwendet. Für die Störung in Abhängigkeit von dem PR Wert wird für verschiedene Klassen von PR Werte eine Varianzanalyse (ANOVA) gerechnet.

¹⁸¹ Lennström et al. (2013)

„The objective of the study was to investigate at what PR level the e-motor tones could be detected and also how perceived annoyance relates to PR for different frequencies.”¹⁸²

Eine beispielhafte Bewertung der Lästigkeit tonaler Geräusche während eines Beschleunigungsvorgangs in Abhängigkeit von der Ordnung und dem PR-Wert ist in Bild 35 dargestellt. Eine detaillierte Beschreibung der Versuche und die Herleitung der psychoakustischen Metrik wird in LENNSTRÖM ET AL.¹⁸³ beschrieben.

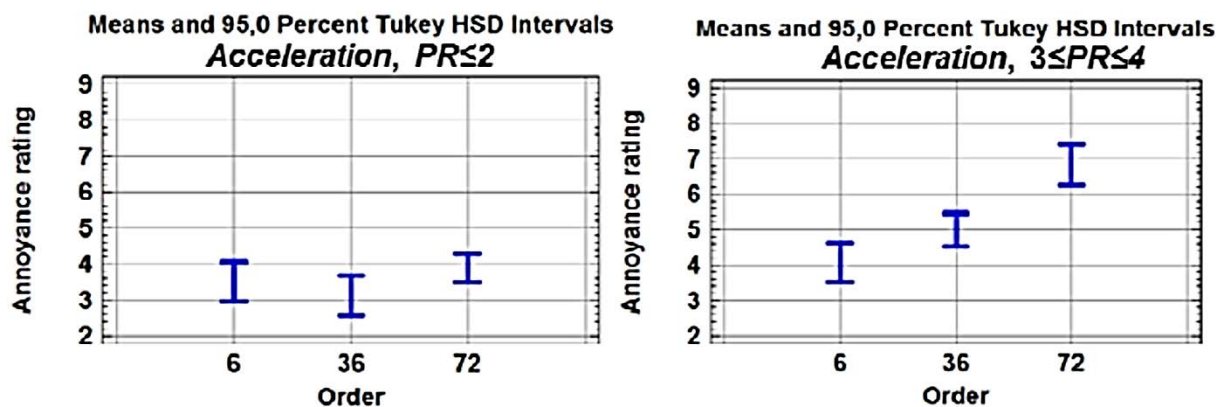


Bild 35: Bewertung der Lästigkeit tonaler Geräusche für die Ordnungen 6, 36 und 72 in Abhängigkeit von der Prominence Ratio (PR)¹⁸⁴

Weitere Ansätze für die objektivierte Bewertung von tonalen Anteilen am Fahrzeuginnengeräusch sind das von FRANK UND JACOBSEN¹⁸⁵ entwickelte **Tonal Level Masking Tool**, die von EVANS ET AL.¹⁸⁶ entwickelte **Tone-in-Band Methode** und die **Masking Perception Analysis Software** von CLAPPER UND BLOMMER¹⁸⁷. Das Tonal Level Masking Tool und die Masking Perception Analysis Software nutzen dabei die Ansätze aus Kapitel 2.5.1, um aus dem um tonale Anteile bereinigten Fahrzeuginnengeräusch eine Maskierungsfläche über der Drehzahl und der Frequenz/ Ordnung zu berechnen. Diese Maskierungsfläche kann dann im Anschluss mit dem ursprünglichen Spektrogramm genutzt werden um, die Wahrnehmbarkeit von tonalen Geräuschen über der Drehzahl und der Frequenz zu visualisieren.¹⁸⁸ Eine beispielhafte Darstellung einer solchen Analyse ist in Bild 36 zu sehen.

¹⁸² Lennström et al. (2013)

¹⁸³ Lennström et al. (2013)

¹⁸⁴ Lennström et al. (2013)

¹⁸⁵ Frank / Jacobsen (2014)

¹⁸⁶ Evans et al. (2013)

¹⁸⁷ Clapper / Blommer (2003)

¹⁸⁸ Clapper / Blommer (2003) ; Frank / Jacobsen (2014)

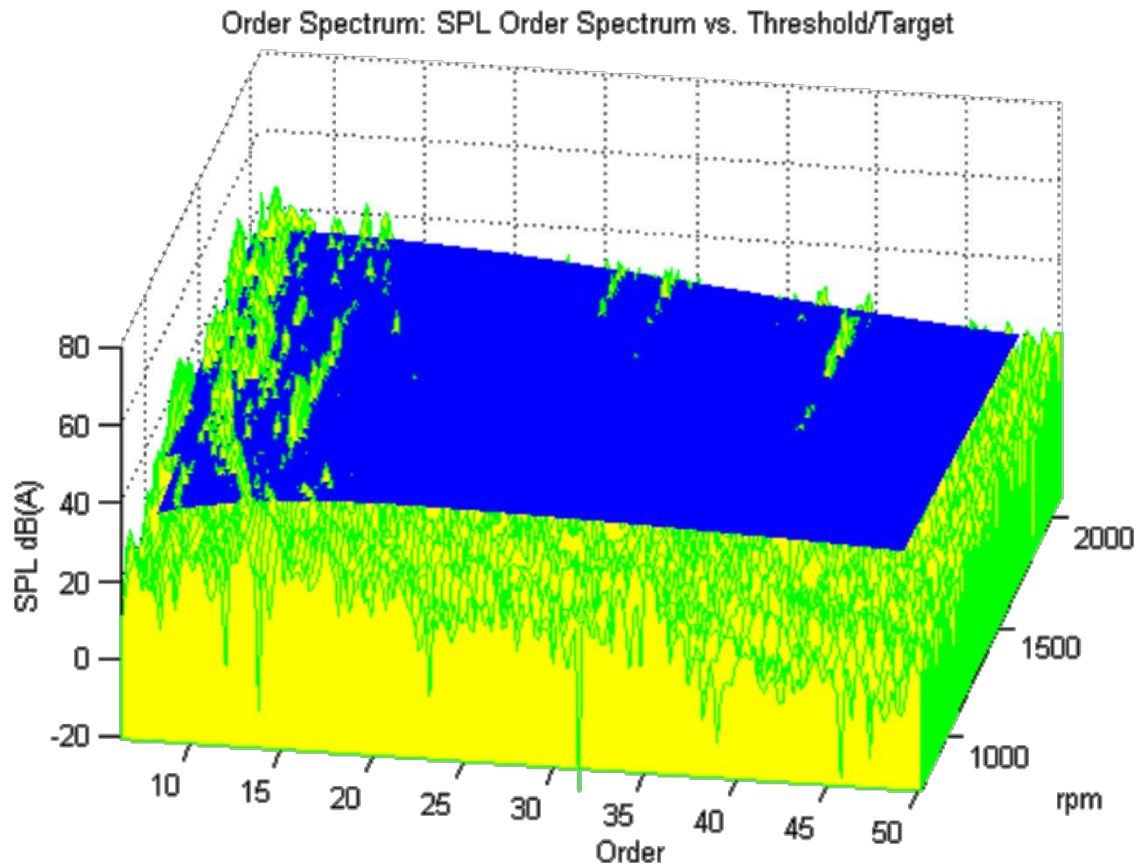


Bild 36: Beispiel Tonal Level Masking Tool zur Bewertung der Wahrnehmbarkeit tonaler Geräusche (Schalldruckpegel (SPL) der aus dem Hintergrundgeräusch berechneten Maskierungsschwelle (blau) und Ordnungspegel (grün) in Abhängigkeit von Ordnung und Drehzahl)¹⁸⁹

Die Tone-in-Band Methode wurde entwickelt, um ordnungsbezogene Grenzwerte für tonale Geräuschanteile am Fahrzeuginnengeräusch abzuleiten. Die Grenzwerte spannen dabei den Bereich zwischen wahrnehmbaren und akzeptablen tonalen Geräuschanteilen auf. Die Tone-in-Band Methode baut dabei auf den von FASTL UND ZWICKER¹⁹⁰ entwickelten Grundlagen auf und betrachtet die Pegeldifferenz eines tonalen Geräusches zu dem verdeckenden Geräusch in der entsprechenden Frequenzgruppe. Mit Hilfe einer Verknüpfung mit subjektiven Bewertungen ergeben sich daraus ordnungsbasierte Grenzwerte für ein gegebenes Fahrzeuginnengeräusch.¹⁹¹ Dies ist beispielhaft für eine Getriebeordnung in einem konventionellen Fahrzeug in Bild 37 dargestellt.

¹⁸⁹ Clapper / Blommer (2003)

¹⁹⁰ Fastl / Zwicker (2007)

¹⁹¹ Evans et al. (2013)

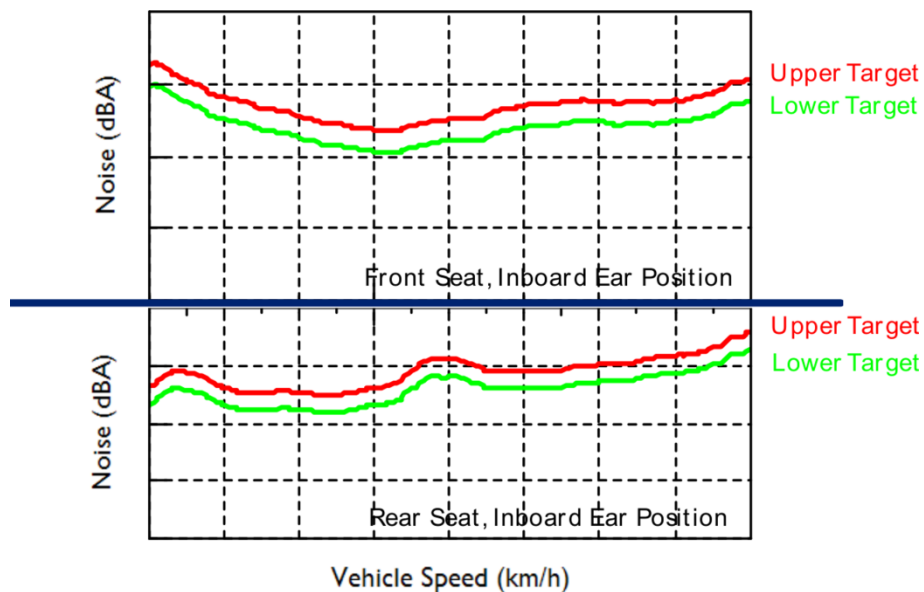


Bild 37: Beispiel Tone-in-Band Methode zu definition ordnungsbasierter Grenzwerte in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit (resultierende Verdeckung) und der Sitzposition¹⁹²

Analog dazu stellen GOVINDSWAMY ET AL.¹⁹³ die jeweilige Ordnung dem maskierenden Band gegenüber und zeigen so die Bereiche auf, in denen diese als tonale Geräusche wahrnehmbar sind.

Ein ähnlicher Ansatz wird durch die Daimler AG verfolgt. Auch hier wird – wie in Bild 38 unten für das Fahrzeuginnengeräusch aus Bild 4 zu sehen – eine Hörgrenzkurve für die 36te Ordnung berechnet und dieser gegenübergestellt. Die Hörgrenzkurve leitet sich dabei wie in den vergleichbaren Verfahren von EVANS ET AL. und CLAPPER UND BLOMMER¹⁹⁴ aus dem Pegel des verdeckenden Geräuschs um diese Ordnung ab. Ein Überschreiten der Hörgrenzkurve lässt folglich auf eine Wahrnehmbarkeit der entsprechenden Ordnung schließen.

Neue Ansätze bezüglich der Analyse und Bewertung tonaler Geräuschanteile sind in letzter Zeit von SOTTEK ET AL.¹⁹⁵ entwickelt worden. Hier wird ein Gehörmodell entwickelt welches auf der Berechnung der Lautheit tonaler Geräuschanteil basiert. Die tonalen Komponenten in den kritischen Frequenzbändern werden dabei mit Hilfe der Autokorrelationsfunktion berechnet. Eine detaillierte Beschreibung der Methode und ein Benchmark im Vergleich mit der PR, der TNR und der Tonhaltigkeit für synthetische und reale Geräusche findet sich in SOTTEK ET AL.¹⁹⁶.

¹⁹² Evans et al. (2013)

¹⁹³ Govindswamy et al. (2009)

¹⁹⁴ Clapper / Blommer (2003) ; Evans et al. (2013)

¹⁹⁵ Sottek (2014) ; Sottek / Bray (2015) ; Sottek et al. (2013)

¹⁹⁶ Sottek (2014) ; Sottek / Bray (2015) ; Sottek et al. (2013)

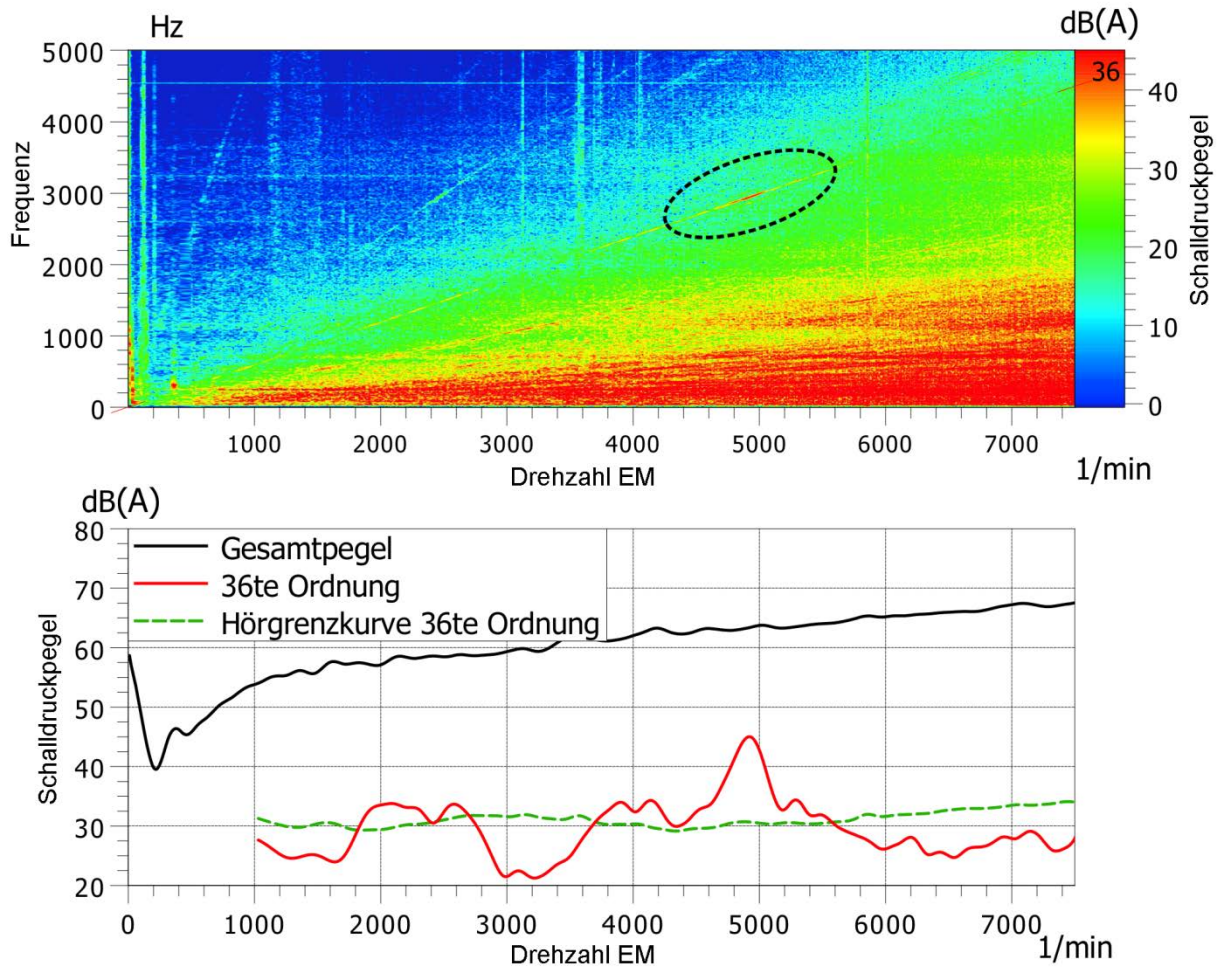


Bild 38: Energetisches Mittel der Kunstkopfmikrofone im Fahrzeuginnenraum als Spektrogramm (oben), Ordnungspegel und ordnungsbasierte Hörgrenzkurve für die 36te Ordnung (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf der Straße

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass eine Vielzahl an Methoden für die Bewertung tonaler Anteile im Fahrzeuginnenraum existiert. Die Mehrzahl der Methoden baut dabei auf der Berechnung der Verdeckung im kritischen Frequenzband auf und setzt diese ins Verhältnis zu dem tonalen Anteil des Geräusches. Für die Berechnung der TNR, der PR und der Tonhaltigkeit existieren detaillierte Berechnungsvorschriften in der DIN EN ISO 7779 und der DIN 45681¹⁹⁷.

¹⁹⁷ DIN 45681 (2005) ; DIN EN ISO 7779 (2011)

2.6 Anregungsmechanismen permanentmagneterregter Synchronmaschinen

Im folgenden Kapitel wird auf die Anregungsmechanismen permanentmagneterregter Synchronmaschinen (PMSM) eingegangen. Im Gegensatz zu VM hat die Verbreitung von PMSM und auch allgemein EM als Traktionsmaschine in Kraftfahrzeugen erst in letzter Zeit zugenommen. Daher kann auch in Bezug auf die relevanten Anregungsmechanismen mit Auswirkung auf das Fahrzeuginnengeräusch nicht auf einen vergleichbaren Stand der Forschung zurückgegriffen werden. Die prinzipiellen Anregungsmechanismen sind jedoch aus unterschiedlichen Anwendungsgebieten bekannt und können in Ihren Grundlagen auf Traktionsmaschinen übertragen werden.¹⁹⁸ Aufbauend auf der Übersicht über die Anregungsmechanismen von PMSM werden im zweiten Unterkapitel die Einflussfaktoren der torsionalen Anregung durch die PMSM beschrieben.

Die torsionale Anregung der im Leitbeispiel dieser Arbeit untersuchten PMSM ist dabei die Ursache der in Kapitel 1 beschriebenen tonalen Überhöhung der 36ten Ordnung (siehe Bild 4), welche folglich als **Torsionsheulen** bezeichnet wird. Die torsionale Anregung von PMSM ist somit von direkter Kundenrelevanz und ein Fokus der im weiteren Verlauf der Arbeit vorgestellten Validierungsmethoden.

Auf die Grundlagen der Funktionsweise von PMSM wird in dieser Arbeit nicht näher eingegangen. Es sei an dieser Stelle auf die ausführlichen Werke von MÜLLER, SCHRÖDER und BABIEL¹⁹⁹ verwiesen.

2.6.1 Übersicht und Klassierung

Die Anregungsmechanismen elektrischer Motoren (EM) können nach GIERAS ET AL. und BERTOLINI ET AL.²⁰⁰ in mechanische, elektromagnetische und aerodynamische Phänomene unterteilt werden. Des Weiteren ist die Unterteilung in radiale, tangentiale und axiale Anregungen – ausgehend von einem polaren Koordinatensystem im Querschnitt des Rotors des EM – möglich.

Auf die aerodynamische Anregung von Geräuschen soll an dieser Stelle nicht weiter eingegangen werden, da die hauptsächliche Anregungsquelle – das Lüfterrad – im Konzept des betrachteten EM nicht vorhanden ist.

¹⁹⁸ Im Gegensatz zu dem Verständnis der Anregungsmechanismen können Optimierungen und Gestaltungsrichtlinien nicht zwischen verschiedenen Leistungsklassen übertragen werden, da nach Jordan (1950) Erstere stark von Zweiterem abhängig sind.

¹⁹⁹ Babiel (2009) ; Müller (2005) ; Schröder (2013)

²⁰⁰ Bertolini et al. (2012) ; Gieras et al. (2005)

Die mechanische Anregung von Geräuschen kann zum einen auf den Rotor als auch die Lagerung des Rotors in dem EM zurückgeführt werden. Dabei können durch Unwuchten des Rotors radiale Kräfte auf die Lager entstehen.²⁰¹ Eine weitere Quelle mechanischer Anregung stellt die Lagerung des Rotors in dem EM dar. Aufgrund der Vielzahl der möglichen Lagerungskonzepte und der daraus resultierenden Anregung sei an dieser Stelle auf GIERAS ET AL. und BERTOLINI ET AL.²⁰² verwiesen.

Elektromagnetische Anregungen entstehen durch die Interaktion der elektromagnetischen Felder von Rotor und Stator. Die Felder enthalten aufgrund konstruktiver Gegebenheiten (beispielsweise der Nuten, Verteilung der Wicklungen, Gestaltung der Permanentmagnete, u.v.m.) sowie der Stromformung im Wechselrichter höhere räumliche und zeitliche harmonische Anteile welche in Ihrer Interaktion zu Kräften auf Rotor und Stator führen.²⁰³ Dabei kann in die resultierende Anregung in Bezug auf die Richtung in tangentielle Anregungen an Rotor und Stator sowie radiale Anregung an Rotor und Stator unterteilt werden. Die radiale Anregung führt dabei hauptsächlich zu Vibrationen auf dem Statorgehäuse und die tangentielle Anregung des Rotors zu einer Überlagerung des quasistatischen Drehmoments mit einem dynamischen Wechselmoment höherer Ordnungen.

Bezüglich der Mechanismen und Abschätzung der radialen Anregung sei an dieser Stelle auf weiterführende Literatur von GIERAS ET AL., BERTOLINI ET AL. und JORDAN²⁰⁴ verwiesen.

Für die tangentielle Anregung von PMSM gibt es neben der elektromagnetischen Anregung aufgrund der Wechselwirkung von Stator- und Rotorfeld (*Ripple Torque*) eine unabhängig von der Bestromung des Stators auftretende Anregung.²⁰⁵ Dieses sogenannte Rastmoment (*Cogging Torque*) resultiert aus der Interaktion zwischen Polkanten und Nutschlitzten des EM und der daraus resultierenden Reluktanzkraft. Die mechanische Grundordnung der Anregung (für EM mit gleichmäßig über dem Umfang verteilten Magneten und Nuten) bestimmt sich aus dem kleinsten gemeinsamen Vielfachen der Polzahl $2p$ und der Anzahl der Nuten Q nach Gl. 18.²⁰⁶

$$O_{Cog} = LCM(Q, 2p) \quad \text{Gl. 18}$$

²⁰¹ Bertolini et al. (2012) ; Gieras et al. (2005)

²⁰² Bertolini et al. (2012) ; Gieras et al. (2005)

²⁰³ Bertolini et al. (2012) ; Gieras et al. (2005) ; Jordan (1950)

²⁰⁴ Bertolini et al. (2012) ; Gieras et al. (2005) ; Jordan (1950)

²⁰⁵ Gieras et al. (2005) ; Hsu et al. (1995) ; Jahns / Soong (1996) ; Keyhani et al. (1999)

²⁰⁶ Gasparin / Fiser (2011) ; Rojas et al. (2010) ; Shin et al. (2012) ; Sun et al. (2011)

Eine anschauliche Darstellung der Entstehung des Rastmoments über eine elektrische Periode aufgrund des Überstreichens der Nuten durch die Permanentmagneten findet sich in KEYHANI ET AL.²⁰⁷

Die tangentielle elektromagnetische Anregung von PMSM ergibt sich aufgrund der Wechselwirkung der räumlichen und zeitlichen Harmonischen von Stator- und Rotorfeld. Die hauptsächliche mechanische Grundordnung der Anregung bestimmt sich für einen dreiphasigen EM nach Gl. 19 mit p als der Polpaarzahl des EM.²⁰⁸

$$O_{Rip} = 6 * p \quad \text{Gl. 19}$$

Jedoch kann nach HUNG UND DING²⁰⁹, je nach Asymmetrie der Phasen des EM, jede Harmonische der elektrischen Grundfrequenz einen Beitrag zum dynamischen Drehmoment leisten.

2.6.2 Einflussfaktoren torsionaler Anregung

In Bezug auf die Einflussfaktoren und die optimale elektromagnetische und regelungstechnische Gestaltung von PMSM hinsichtlich des dynamischen Drehmoments existiert eine Vielzahl an Veröffentlichungen.

Eine Übersicht über die gängigen Optimierungen wird in von DOSIAK UND PILLAY, JAHNS UND SOONG und GIERAS ET AL.²¹⁰ dargestellt.

Dabei zielen die Optimierungen gemäß der ursächlichen Entstehung des dynamischen Drehmoments zum einen auf die Gestaltung des EM für die Reduktion des Rastmoments und des dynamischen Drehmoments resultierend aus der Wechselwirkung der räumlichen Harmonischen von Stator- und Rotorfeld ab.²¹¹

Zum anderen werden Möglichkeiten der gezielten Stromformung und Regelung zur Reduktion der Wechselwirkung der zeitlichen Harmonischen von Stator- und Rotorfeld aufgezeigt.²¹²

²⁰⁷ Keyhani et al. (1999)

²⁰⁸ Hung / Ding (1993) ; Rojas et al. (2010) ; Shin et al. (2012) ; Sun et al. (2011)

²⁰⁹ Hung / Ding (1993)

²¹⁰ Dosiek / Pillay (2007) ; Gieras et al. (2005) ; Jahns / Soong (1996)

²¹¹ Bianchi / Bolognani (2002) ; Breton et al. (2000) ; Chen et al. (2010) ; Güemes et al. (2012) ; Han et al. (2010) ; Hanselman (1997) ; Huang et al. (2010) ; Islam et al. (2009) ; Keyhani et al. (1999) ; Lukaniszyn et al. (2004) ; Sun et al. (2011) ; Yang et al. (2007) ; Zhu et al. (2011) ; Zhu / Howe (2000)

²¹² Beccue et al. (2005) ; BIANCHI / CERVARO (2004) ; Holtz / Springob (1996) ; Hung / Ding (1993) ; Lee et al. (2008) ; Mattavelli et al. (2005) ; Mok et al. (2007) ; Petrovic et al. (2000) ; Yeo et al. (2011) ; Yonezawa et al. (2005)

Eine häufig genutzte Möglichkeit zur Reduktion prominenter Ordnungen des dynamischen Drehmoments ist dabei die diskrete bzw. kontinuierliche Schrägung des Rotors bzw. Stators über der Länge. Dabei wird ein Phasenversatz des dynamischen Drehmoments von 180° über der Länge angestrebt. Somit erfolgt eine theoretische Auslöschung der Summe der fokussierten Ordnung des dynamischen Drehmoments für den gesamten Rotor. Immer optimal in Bezug auf die Auslöschung des Rastmoments ist dabei die Schrägung um eine Nut (und einen Zahn) bzw. um eine Periode der Ordnung über der Länge des Rotor bzw. Stators.²¹³ Kleinere Schrägungswinkel können je nach Verhältnis von Pol- und Nutenzahl auch optimal sein und zu einer Auslöschung bzw. Reduzierung des Rastmoments über der Länge des Rotors führen. Für eine tiefergehende Betrachtung sei auf BIANCHI UND BOLOGNANI²¹⁴ verwiesen.

Allen Ansätzen zur Reduktion des dynamischen Drehmoments mit Hilfe von Schrägungen ist dabei die statische Betrachtung der Struktur des Rotors gemein. Über der Länge des Rotors wird dieser als Starrkörper angenommen an welchem die Kräfte mit dem jeweiligen Phasenversatz angreifen und sich so im Idealfall über der Länge gegenseitig aufheben.

2.7 Ansätze zur Validierung des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen

Im folgenden Kapitel soll auf existierende Ansätze zur phänomenspezifischen Validierung des Fahrzeuginnengeräusches von (Elektro-)Fahrzeugen eingegangen werden. Dabei lag der ursprüngliche Fokus der Recherche auf der Validierung des Fahrzeuginnengeräusches mit Bezug auf tonale Geräusche aufgrund torsionaler Anregungen durch den Elektromotor. Diesbezüglich existieren keine ganzheitlichen Ansätze, welche die Validierung ausgehend von der Kundenbewertung über die Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang und Komponente hin zu der physikalischen Ursache beschreiben.

²¹³ Bianchi / Bolognani (2002) ; Zhu / Howe (2000)

²¹⁴ Zhu / Howe (2000)

Die existierenden Ansätze für die Validierung des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen können grob in zwei Gruppen unterteilt werden. Zum einen werden beispielsweise von EISELE ET AL., GOVINDSWAMY ET AL. UND TOUSIGNANT ET AL.²¹⁵ die Kundenwahrnehmung tonaler Geräusche und die daraus resultierenden Anforderungen für den Antriebsstrang formuliert. Dabei wird jedoch der Schritt hin zu der Anregung durch „die“ Komponente und die letztendliche Validierung dieser mit Hinblick auf das Fahrzeuginnengeräusch nicht durchgeführt.

Zum anderen wird beispielweise von DUPONT ET AL., FRANCK ET AL., JAMES UND HOFMANN und SARRAZIN ET AL.²¹⁶ die Entstehung tonaler Geräusche im Antriebsstrang simulativ und experimentell untersucht. Dabei sind jedoch nur geringe Rückschlüsse auf die Validierung mit Bezug zum Gesamtfahrzeug und dem Kunden möglich.

Ein Ansatz, die detaillierte Simulation der Anregung durch den Antriebsstrang im Gesamtfahrzeug zu validieren, wird im FVA FORSCHUNGSVORHABEN NR. 682 I²¹⁷ verfolgt. Hierbei wird jedoch das Phänomen Torsionsheulen nicht explizit berücksichtigt und aufgrund des allgemeinen Ansatzes nicht näher simulativ und messtechnisch abgebildet.

2.8 Zwischenfazit zum Stand der Forschung

Im Folgenden soll ein Zwischenfazit zum in den vorherigen Kapiteln dargestellten Stand der Forschung gezogen werden. Zunächst wird im Stand der Forschung auf die Grundlagen der Produktentwicklung eingegangen. Hier stehen mit dem erweiterten ZHO Modell, dem IPEK X-in-the-Loop-Framework und der PGE - Produktgenerationsentwicklung ein in der KaSPro - Karlsruher Schule für Produktentwicklung etablierter Satz an grundlegenden Ansätzen zur Verfügung, welche genutzt werden können, um die zielgerichtete Entwicklung des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen zu systematisieren und in den Produktentwicklungsprozess einzuordnen.

Für die Entwicklung des Fahrzeuginnengeräuschs wird darauf folgend auf die Grundlagen der Akustik und der Geräuscherzeugung in Maschinen sowie die messtechnische Erfassung relevanter physikalischer Größen eingegangen. Des Weiteren wird auf ausgewählte messtechnische Methoden und numerische Methoden für die Simulation dynamischer Systeme eingegangen und diese unter Verweis auf tiefergehende Literatur erläutert.

²¹⁵ Eisele et al. (2010) ; Govindswamy et al. (2009) ; Tousignant et al. (2015)

²¹⁶ Dupont et al. (2014) ; Franck et al. (2011) ; James / Hofmann (2014) ; Sarrazin et al. (2014)

²¹⁷ Rick et al. (2015)

Die hier vorgestellten Grundlagen und Methoden sind dabei etabliert und weisen einen hohen Reifegrad in Ihrer Entwicklung auf. Auf Grund des grundlegenden Charakters der Ansätze und Methoden stehen diese jedoch nicht einer direkten Anwendung für die Entwicklung des Fahrzeuginnengeräuschs von Elektrofahrzeugen zur Verfügung. Des Weiteren sind die Verzahnung der Methoden und deren Einordnung im Entwicklungsprozess nicht explizit beschrieben. Leitbespiele existieren primär für die Entwicklung verbrennungsmotorisch angetriebener KFZ. Das hohe Abstraktionsniveau der Beschreibung der Grundlagen und Methoden ermöglicht jedoch eine Adaption an eine Vielzahl von Fragestellungen.

Im Zentrum der eingangs beschriebenen Methoden der Produktentwicklung steht je nach Sichtweise der Kunde. Aufgrund der – auch für diese Arbeit – großen Relevanz wird daher weiterhin auf die Grundlagen der Psychoakustik eingegangen und werden Wahrnehmung und Bewertung akustischer Größen durch den Menschen beschrieben. Aufgrund der in der Einleitung angerissenen Fragestellung wird, aufbauend auf den Grundlagen, auf Methoden für die objektivierte Bewertung tonaler Komponenten am Fahrzeuginnengeräusch eingegangen und werden diese – falls möglich – anhand des eingangs vorgestellten Leitbeispiels beschrieben. Die Mehrzahl der Methoden baut dabei auf der Berechnung der Verdeckung im kritischen Frequenzband auf und bewertet die Differenz zu dem tonalen Anteil des Geräusches. Es kann festgehalten werden, dass eine Vielzahl an Methoden und rechnergestützten Implementierungen existiert mit denen eine objektivierte Bewertung tonaler Geräuschanteile am Fahrzeuginnengeräusch durchgeführt werden kann.

Nicht berücksichtigt – in dieser Arbeit jedoch auch von untergeordneter Bedeutung – werden dabei die Interaktion mehrerer benachbarter Ordnungen.

Darauf folgend wird auf die Anregungsmechanismen permanentmagneterregter Synchronmaschinen (PMSM) und, aufbauend auf einer Übersicht und Klassierung der Anregungsmechanismen, auf die Einflussfaktoren torsionaler Anregung des Rotors eingegangen. Dabei werden diese unter Verweis auf tiefergehende Literatur systematisiert, und die Schrägung von Rotor bzw. Stator aufgrund der Relevanz für den weiteren Verlauf der Arbeit näher beleuchtet. Es zeigt sich, dass die grundlegenden Anregungsmechanismen von PMSM in der Forschung umfänglich betrachtet werden und sowohl regelungstechnische als auch gestalterische Optimierungsansätze verfolgt werden. Dabei erfolgen die Betrachtung der Anregungsmechanismen und deren Optimierung meist losgelöst von dem Einsatzzweck der EM und gehen nicht auf die NVH spezifischen Anforderungen an Traktionsantriebe in KFZ ein. Des Weiteren wird im Rahmen der Auslegung der Schrägung des Rotors dieser als Starrkörper angenommen und die dynamischen Eigenschaften nicht berücksichtigt.

Abschließend lässt sich festhalten, dass für die Entwicklung des Fahrzeuginnengeräuschs eine Vielzahl von grundlegenden und bereits auf die Anwendung im automobilen Umfeld angepassten Methoden existiert. Dabei erfolgt die Anpassung und Beschreibung der Methoden jedoch vornehmlich für die Entwicklung verbrennungsmotorisch betriebener Fahrzeuge. Es existieren nur wenige Ansätze zur durchgängigen Integration der Methoden sowie deren Einordnung in den Entwicklungsprozess von Elektrofahrzeugen. Auch für das eingangs beschriebene Leitbeispiel von tonalen Anteilen am Fahrzeuginnengeräusch aufgrund einer torsionalen Anregung durch den EM existieren keine durchgängigen Methoden für die Validierung und das Design.

3 Motivation und Zielsetzung

Im folgenden Kapitel soll ausgehend von dem dargestellten Stand der Forschung in Kapitel 2 die Motivation und die Zielsetzung für die Forschungsarbeit aufgezeigt werden.

In Bezug auf die Motivation und die Zielsetzung einer wissenschaftlichen Arbeit gilt es grundsätzlich, die Frage nach „rigor and relevance“ der Forschung zu beantworten.²¹⁸ Die Frage nach der Relevanz der Forschung respektive dem Forschungsbedarf und der Forschungslücke ergibt sich aus der eingangs in Kapitel 1 geschilderten Problemstellung sowie dem in Kapitel 2 dargelegten Fehlen durchgängiger Methoden und deren Integration in den Entwicklungsprozess. Demnach ist das Fahrzeuginnengeräusch ein wichtiges Differenzierungsmerkmal der Automobilhersteller und beeinflusst die Kaufentscheidung maßgeblich. Insbesondere für Elektrofahrzeuge spielt die akustische Qualität aufgrund des Wegfalls der Maskierung durch den Verbrennungsmotor eine entscheidende Rolle.

Des Weiteren gewinnen die Elektromobilität und damit die Integration elektrischer Antriebssysteme in KFZ erst in den letzten Jahren zunehmend an Bedeutung. Der umfangreiche Stand der Forschung in Bezug auf das Fahrzeuginnengeräusch von KFZ bezieht sich daher zu einem großen Teil auf konventionelle verbrennungsmotorisch betriebene Fahrzeuge. Für Elektrofahrzeuge umfasst der Stand der Forschung aufgrund der erst zunehmenden aufkommenden Relevanz noch nicht eine solche Vielzahl an auftretenden Phänomenen im Fahrzeuginnengeräusch. Auch sind diese in Bezug auf Anregung und Übertragungsmechanismen häufig nicht durchgängig erforscht.

Wie in Kapitel 2 aufgezeigt, existieren für simulative und messtechnische Untersuchungen sowie die Signalanalyse mächtige Methoden. Diese sind jedoch allgemeiner Natur und nicht spezifisch für die durchgängige Entwicklung und Validierung des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen angepasst. Daneben existieren mit in KaSPro - Karlsruher Schule für Produktentwicklung validierte Ansätze für die Strukturierung und Systematisierung von Produktentwicklungsprozessen.

²¹⁸ Allende (2004) ; Blessing (2003)

Diese sind vom Grundsatz allgemeiner Natur, können jedoch – und wurden in der Vergangenheit bereits mehrfach²¹⁹ – im Rahmen von Referenzprozessen an konkrete Entwicklungsschwerpunkte angepasst werden.

Unter Bezugnahme auf die PGE - Produktgenerationsentwicklung (siehe Kapitel 2.1.3) von KFZ kann festgehalten werden, dass bestehende Methoden und Ressourcen (Teil-/ Handlungssysteme) – bzw. Validierungsumgebungen im Sinne der Definition in Kapitel 2.1.2 – oftmals wieder- und weiterverwendet werden können. Der Transfer, die Anpassung, die Entwicklung und die Systematisierung von Methoden und Ressourcen für die durchgängige Validierung und Design in Bezug auf das Fahrzeuginnengeräusch von Elektrofahrzeugen sind somit nicht nur von Nutzen für das eingangs erwähnte Leitbeispiel, sondern sie können auch den Produktentwicklungsprozess zukünftiger Produktgenerationen unterstützen. In Bezug auf das eingangs in Bild 4 geschilderte tonale Geräusch existieren noch keine durchgängigen Methoden und Ressourcen für die Validierung sowie das Design auf den Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang und Komponente. Somit kann folgende Hypothese aufgestellt werden:

Systematisierte Methoden und Ressourcen für die Validierung und das Design des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen sind vorteilhaft in Bezug auf Zeit, Kosten und Qualität im Rahmen der Entwicklung von neuen Produktgenerationen.

Ohne die Ergebnisse der Analyse in Kapitel 5 vorwegnehmen zu wollen, sei an dieser Stelle erwähnt, dass der tonale Anteil am Fahrzeuginnengeräusch im Leitbeispiel dieser Arbeit auf eine torsionale Anregung des Getriebes durch den EM zurückzuführen ist. Dies wird im Folgenden als **Torsionsheulen** bezeichnet.

Es stellen sich somit die zentralen Fragen dieser Forschungsarbeit:

Welche Methoden und Ressourcen können für die Validierung und das Design des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen entwickelt und angewandt werden?

Kann die Entwicklung und Anwendung der benötigten Methoden und Ressourcen mit Hilfe des erweiterten ZHO-Modells und des XiL-Frameworks durchgängig systematisiert und beschrieben werden und was muss dabei berücksichtigt werden?

²¹⁹ Beispielhaft seien hier die Arbeiten von Jäger (2014) für die systematisierte Untersuchung von Quetschöldämpfern, von Brezger (2013) zur Weiterentwicklung von hybriden Triebsträngen und von Robens (2013) für die Skalierung der simulierten Vorbeifahrtsmessung in kleinen Halbfreifeldräumen genannt.

Damit lässt sich die Zielsetzung der Arbeit in folgendem Satz zusammenfassen:

Systematische Entwicklung und Anwendung der benötigten Methoden und Ressourcen für die Validierung und das Design des Fahrzeuginnengeräuschs von Elektrofahrzeugen in Bezug auf Torsionsheulen.

Für die systematische und planbare Erreichung der formulierten Zielsetzung muss die Forschung der wissenschaftlichen Strenge (rigor) genügen, um valide und generisch anwendbare Ergebnisse zu erzeugen.²²⁰ Dies soll im Folgenden (siehe Kapitel 4) mit Hilfe eines strukturierten Forschungsansatzes erreicht werden. Dieser baut auf den Ansätzen der KaSPro - Karlsruher Schule für Produktentwicklung auf und bedient sich somit eines validierten Rahmens, um die Forschung zu strukturieren und systematisch einzuordnen.

²²⁰ Blessing (2003)

4 Forschungsansatz

Ausgehend von dem oben formulierten Forschungsziel soll im Folgenden ein systematischer Ansatz zur Entwicklung, Strukturierung und Dokumentation der Methoden und Ressourcen und der damit generierten Ergebnisse erarbeitet werden.

Der Forschungsansatz orientiert sich dabei im Wesentlichen an den in 2.1 beschriebenen Grundlagen der Produktentstehung im Sinne der KaSPro - Karlsruher Schule für Produktentwicklung. So wird der Entwicklungsprozess – wie in Bild 5 dargestellt – als iterative Abfolge von Analyse und Synthese verstanden. Die Analyse des Objektsystems und die Synthese des Zielsystems stellen dabei die Validierung dar. Die Analyse des Zielsystems und die Synthese des Objektsystems werden unter dem Begriff Design subsumiert. Diese Untergliederung beschreibt folglich auch in dieser Arbeit die übergeordnete Herangehensweise und Gliederung der Methodenentwicklung.

Die systematische Beschreibung und Entwicklung der Methoden und Ressourcen im Rahmen der jeweiligen Analysen und Synthesen erfolgt dabei im Kontext des in Kapitel 2.1.2 eingeführten IPEK X-in-the-Loop Frameworks. Des Weiteren wird mit Bezug zum Objektsystem und dem Zielsystem²²¹ die Ebene der Validierung bzw. des Designs unterschieden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit erfolgt die Entwicklung der Methoden und Ressourcen für die Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang und Komponente, wobei die Ebene Komponente in den Elektromotor und dessen Rotor untergliedert wird. Auf die Ebene Wirkflächenpaar wird im Rahmen dieser Arbeit nicht näher eingegangen, da hier unter anderem tribologische Fragestellungen zu beantworten sind, welche den Inhalt weiterführender Forschungen darstellen (siehe Kapitel 9).

Der beschriebene Ansatz zur Systematisierung der Entwicklung von Methoden und Ressourcen für die jeweiligen Ebenen sowie die Ableitung der Rest-Fahrzeug-Modelle ist in Bild 39 oben dargestellt und kehrt auch im weiteren Verlauf der Arbeit als strukturierendes Element wieder.

²²¹ Es sei darauf hingewiesen, dass im Sinne der Lesbarkeit auf die sprachliche Eingrenzung des Objektsystems (bzw. Zielsystems) auf den für das Leitbeispiel relevanten Teil zu einem Subobjektsystem (Subzielsystem) verzichtet und dieses verallgemeinernd mit dem jeweiligen Überbegriff bezeichnet wird.

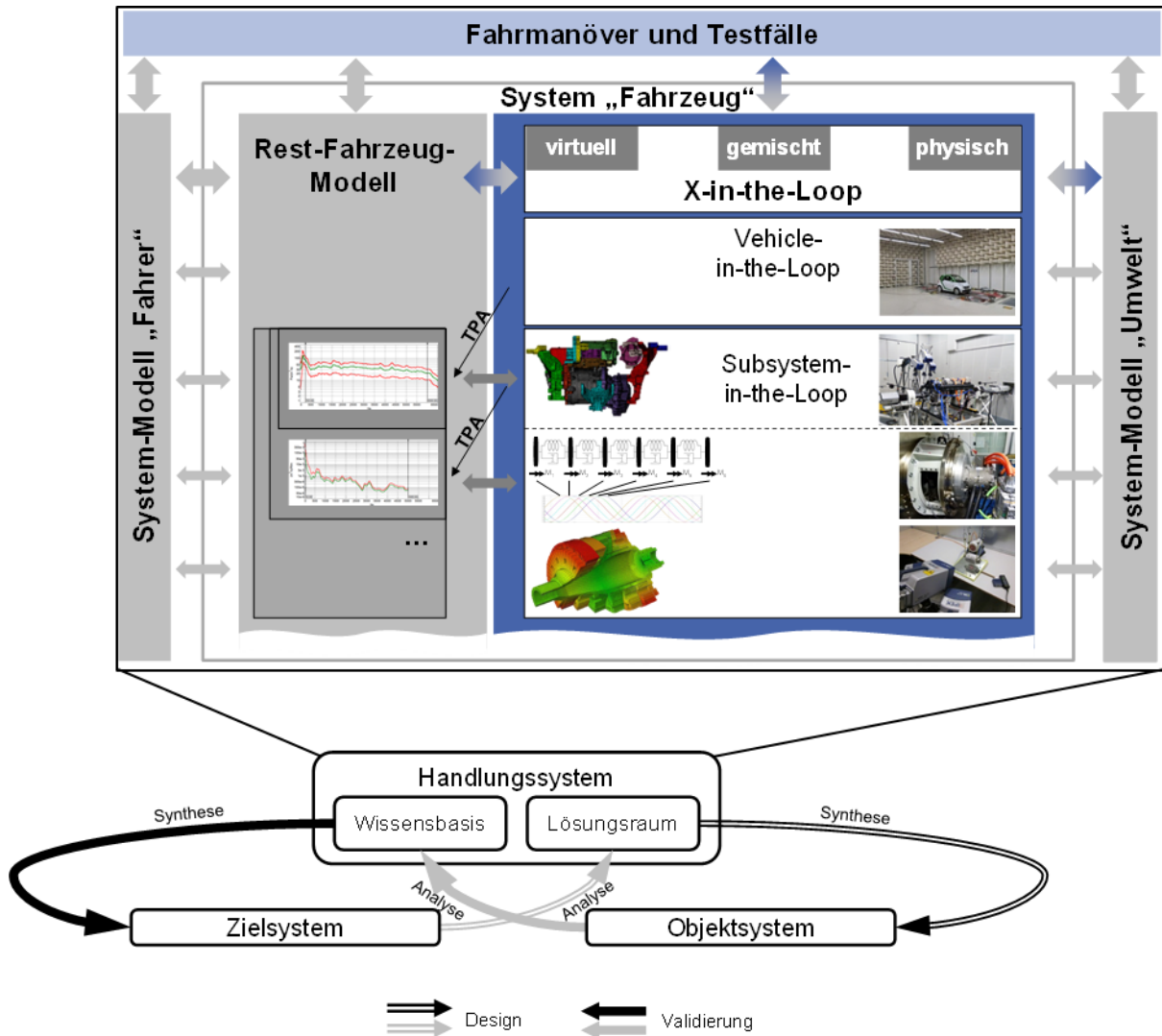


Bild 39: Systematisierung der Forschung auf Basis des erweiterten ZHO-Modells und des IPEK XiL-Frameworks zur Beschreibung der entwickelten und angewandten Methoden und Ressourcen für die Validierung sowie das Design des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen²²²

Hier wird ersichtlich, dass die im Handlungssystem enthaltenen Methoden und Ressourcen einheitlich mit Hilfe des IPEK XiL-Frameworks beschrieben werden und jeweils eindeutig der Analyse des Objektsystems, der Synthese des Zielsystems, der Analyse des Zielsystems und der Synthese des Objektsystems zugeordnet werden können. Im Falle der postulierten Wieder- und Weiterverwendung der Methoden und Ressourcen können diese somit zielführend ausgewählt und verwendet werden.

²²² Darstellung in Anlehnung an Albers et al. (2016c) und Lohmeyer (2013)

In Bezug auf den Startpunkt der iterativen Abfolge von Analyse und Synthese kann dieser im Rahmen der PGE - Produktgenerationsentwicklung grundsätzlich frei gewählt werden, da die Produktentwicklung immer auf Artefakte vorheriger Produktgenerationen bzw. ein Referenzprodukt zurückgreifen kann. Im Falle der vorliegenden Arbeit wird mit der Analyse des vorhandenen Fahrzeugs und seiner Subsysteme begonnen. Dies entspricht dem chronologischen Ablauf der Forschung und ist im Falle geringer Vorkenntnis über das Objektsystem zu empfehlen, da nach ALBERS nur über die Validierung ein Verständnis für ein Produkt entstehen kann.²²³

In Kapitel 5 werden folglich Methoden und Ressourcen zur Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme in Bezug auf Torsionsheulen entwickelt und angewandt und die Ergebnisse der Analysen präsentiert. Die Analyse erfolgt dabei in der physischen Domäne und grenzt sowohl Anregung als auch Wirkkette des Torsionsheulens ausgehend vom Gesamtfahrzeug bis auf Rotorebene ein.

Die Fahrmanöver und Testfälle werden dabei kapitelübergreifend im Hinblick auf die systematische Auswertbarkeit und Vergleichbarkeit der Ergebnisse und den Anforderungen der Signalanalyse aus Kapitel 2.2.5 gewählt. Eine detaillierte Beschreibung erfolgt im Rahmen von Kapitel 5.1.

In Kapitel 6 wird eine Methode zur Ableitung von Grenzwerten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen vorgestellt. Die Ableitung der Grenzwerte erfolgt dabei kaskadiert ausgehend vom Gesamtfahrzeug unter Verwendung der Methoden für die objektivierte Bewertung tonaler Geräusche aus Kapitel 2.5.2. Dabei werden geeignete Rest-Fahrzeug-Modelle im Sinne von Transferpfadanalysen für die Ebenen Antriebsstrang und Komponente aus den jeweils höheren Ebenen abgeleitet und seriell verknüpft.

Auf Basis der vorherigen Ergebnisse werden in Kapitel 7 Methoden zur Validierung des Designs in der virtuellen Domäne entwickelt und beispielhafte Anwendungen beschrieben.

In Kapitel 8 erfolgt eine Einordnung der entwickelten Methoden und Ressourcen in eine durchgängige Validierungsumgebung für das Phänomen Torsionsheulen in Elektrofahrzeugen. Die hier beschriebenen Methodik wird bewertet und die Ergebnisse den Forschungsfragen und Zielen gegenübergestellt.

²²³ Albers (2010)

5 Methoden zur Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen

In Kapitel 5 werden Methoden und Ressourcen zur Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme (Objektsystem) in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen entwickelt und angewandt und die Ergebnisse der Analysen präsentiert. Die Analyse erfolgt dabei in der physischen Domäne und grenzt sowohl Anregung als auch die Wirkkette des Torsionsheulens ein.

Die grundlegende Vorgehensweise für die Analyse orientiert sich dabei, wie in Bild 40 dargestellt, an den Ebenen des IPEK XiL-Frameworks und grenzt sowohl Übertragungspfade als auch Anregung im Sinne der maschinenakustischen Grundgleichung von Gesamtfahrzeug bis Subsystem immer weiter ein.

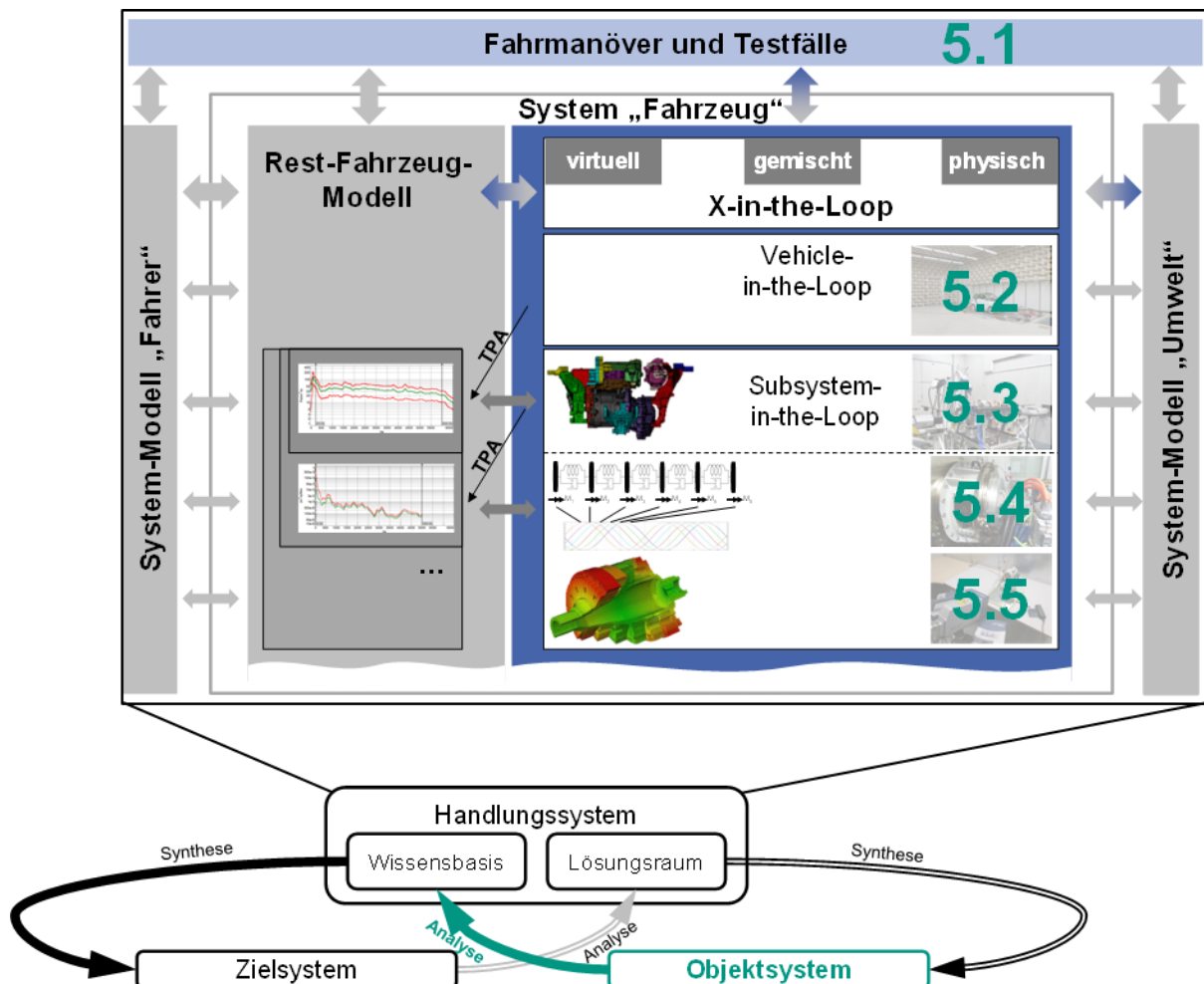


Bild 40: Systematisierung der entwickelten und angewandten Methoden und Ressourcen zur Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme (Objektsystem) in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen auf Basis des IPEK XiL-Frameworks

Dabei wird in Kapitel 5.1 zunächst auf die Grundlagen wie die Fahrmanöver und Testfälle, Methoden zur Erfassung der Drehzahl und die Auswertung der Resolver signale eingegangen.

Die Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme erfolgt dann ausgehend von der Analyse des Gesamtfahrzeugs in Kapitel 5.2. Darauf aufbauend wird in Kapitel 5.3 die Analyse des Antriebsstrangs auf einem reflexionsarmen Antriebsstrangprüfstand beschrieben. Aufgrund der Eingrenzung der Anregung auf den EM wird in Kapitel 5.4 das dynamische Drehmoment als relevante vibroakustische Schnittgröße analysiert und in Kapitel 5.5 eine experimentelle Modalanalyse des Rotors der PMSM durchgeführt.

Die Gliederung der Analysen der jeweiligen Ebenen im IPEK XiL-Framework ist einheitlich in die Beschreibung des Messaufbaus im Sinne des SID bzw. SUI (siehe Kapitel 2.1) und der Einflussfaktoren im Sinne des System-Modells Umwelt sowie die Ergebnisse der Analyse und ein Zwischenfazit unterteilt. Dabei wird bei der Beschreibung der verwendeten Methoden auf die Übertragbarkeit auf andere Phänomene und Anwendungsszenarien eingegangen und die Grenzen dieser dargestellt.

5.1 Grundlagen

Im Folgenden werden die Grundlagen und allgemeine Methoden für die Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme dargestellt. Zunächst wird dabei auf die Anforderungen bzgl. der Fahrmanöver und Testfälle eingegangen. Darauf aufbauend werden allgemeine Methoden für die Erfassung der Drehzahl in (elektrischen) Antriebssystemen vorgestellt, um abschließend auf die Auswertung der Resolver signale im Hinblick auf Drehungleichförmigkeit und Drehzahl einzugehen.

Um die durchgängige Vergleichbarkeit der Analyse auf den unterschiedlichen Ebenen zu gewährleisten, wird für die Untersuchungen in den Kapiteln 5.2, 5.3 und 5.4 dieselbe Hardware verwendet. Für die experimentelle Modalanalyse des Rotors in Kapitel 5.5 kommt ein baugleiches Exemplar zum Einsatz, da eine zerstörungsfreie Demontage des EM nicht möglich war.

5.1.1 Fahrmanöver und Testfälle

Die Fahrmanöver und Testfälle im Sinne des IPEK XiL-Frameworks (siehe Kapitel 2.1.2) werden kapitelübergreifend im Hinblick auf die systematische Auswertbarkeit und Vergleichbarkeit der Ergebnisse und den Anforderungen der Signalanalyse aus Kapitel 2.2.5 gewählt. Folglich ist das Ziel der Testfälle nicht die Nachbildung kundenspezifischer Fahrmanöver, sondern die effiziente akustische Analyse aller potenziellen Betriebspunkte des Elektrofahrzeugs.

Die Testfälle in den Kapiteln 5.2, 5.3 und 5.4 sind Drehzahlhochläufe mit einer konstanten Änderung der Drehzahl für konstante Momente des EM und Drehmomenthochläufe mit einer konstanten Steigerung des Drehmoments von dem maximalem Rekuperationsmoment hin zu dem maximalem Antriebsmoment bei einer konstanten Drehzahl.²²⁴

Die Auswahl der variierten Zustandsgrößen Drehzahl und Drehmoment des Antriebssystems erfolgt dabei im Hinblick auf die Untersuchung des drehzahl-/geschwindigkeitsabhängigen Fahrzeuginnengeräusches und der zugrundeliegenden Anregung durch den EM. In Bezug auf weitere Einflussgrößen wie die Temperatur und auch den Ladezustand der Batterie (**State of Charge – SOC**) bzw. die Bereitstellung der Gleichspannung wird versucht, diese möglichst konstant zu halten, um Einflüsse auf die Versuche gering zu halten. Somit lässt sich der Versuchsraum für drehzahl- und drehmomentabhängige Untersuchungen allgemein wie in Bild 41 darstellen.

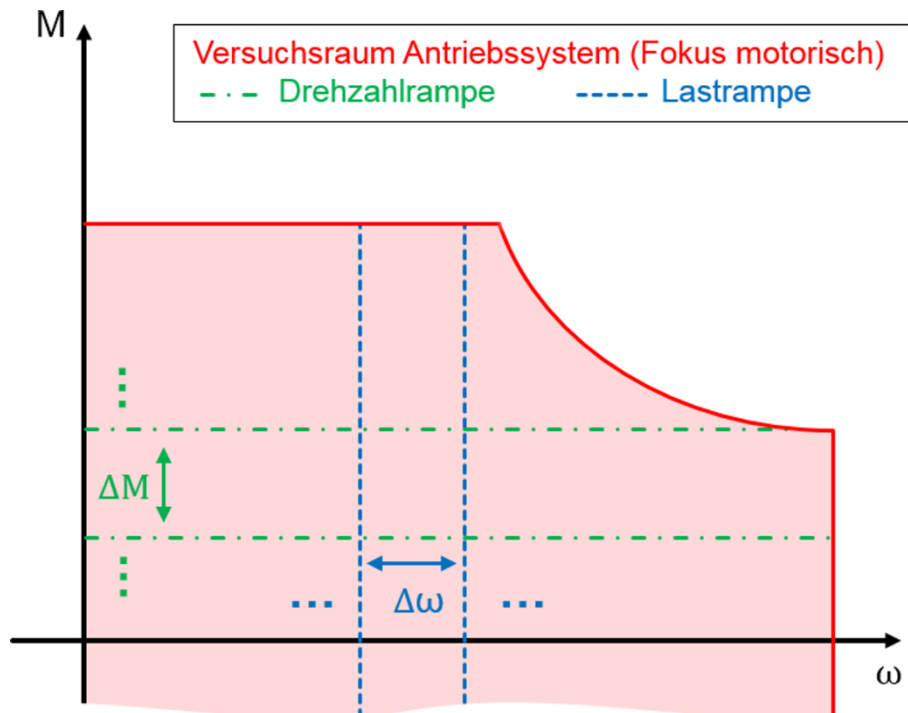


Bild 41: Versuchsraum des elektrischen Antriebssystems für drehzahl- (grün) und drehmomentabhängige (blau) Untersuchungen

²²⁴ Die Steigung der veränderlichen Größe bestimmt dabei die Güte der Auflösung bzgl. dieser im Rahmen einer FFT in Abhängigkeit von deren Blocklänge.

5.1.2 Erfassung der Drehzahl in (elektrischen) Antriebssystemen

Aus den Bedingungen der drehzahlbezogenen Signalanalyse (siehe Kapitel 2.2.5.2) und den oben definierten Fahrmanövern und Testfällen ergibt sich die Notwendigkeit einer hochgenauen Erfassung bzw. Berechnung der Drehzahl des EM. Für die Erfassung der Drehzahl existieren dabei mehrere standardisierte Methoden, die in elektrischen Antriebssystemen verwendet oder auf diese angepasst werden können.

Eine standardisierte Datenschnittstelle in heutigen Antriebssystemen stellt dabei der CAN-Bus dar. Auf diesem liegen dabei oftmals Informationen über die Drehzahl einzelner Komponenten und die Fahrzeuggeschwindigkeit, welche über interne Sensoren berechnet oder approximiert werden. Vorteilhaft ist dabei der geringe Eingriff in das bestehende System, da nur lesend auf die Informationen zugegriffen wird und die synchrone Aufzeichnung der digitalen Daten auf beiden verwendeten Messsystemen möglich ist. Ein Problem entsteht jedoch durch die Architektur des Bussystems, da die Taktrate nur ca. 1 ms beträgt. Somit sind Ordnungsanalysen nur eingeschränkt möglich und es sollte, wenn möglich, eine höher abgetastete Drehzahlinformation verwendet werden.²²⁵

Eine weitere Möglichkeit ist die Aufzeichnung physikalischer Größen, aus welchen direkt auf die Drehzahl geschlossen werden kann. Dabei können zum einen Lasertachometer (siehe Kapitel 2.2.4) verwendet werden. Aufgrund der Tatsache, dass das Fahrzeug wie in Kapitel 1 beschrieben nur über einen Vorwärtsgang mit einer festen (bekannten) Übersetzung verfügt und kein Schlupf im Antriebsstrang auftritt, ist die Fahrzeuggeschwindigkeit bzw. die Drehzahl der Seitenwellen direkt mit der Drehzahl der EM verknüpft. Somit kann die (quasi-)stationäre Drehzahl des EM direkt aus der gemittelten Drehzahl der Seitenwellen berechnet werden.²²⁶ Des Weiteren ist die Zwischenwelle des Getriebes aufgrund einer speziellen Präparation zugänglich und kann somit für die Erfassung der Drehzahl mit Hilfe eines Lastertachometers genutzt werden (siehe Bild 61). Eine weitere Möglichkeit zur Erfassung der Drehzahl sind Inkrementalgeber. Diese tasten eine gewisse Anzahl an Pulsen pro Umdrehung an einer Strichscheibe oder einem Zahnkranz ab und geben diese als TTL Signal an den Tachoeingang des Messsystems. Die Impulse können dann analog zu dem Lasertachometer in eine Drehzahl umgerechnet werden.

²²⁵ Tschöke / Henze (2003)

²²⁶ Im Falle einer identischen Drehzahl der Seitenwellen (Geradeausfahrt ohne Schlupf) kann auf die Mittelung der Drehzahl verzichtet werden.

Im Falle von Strom und Spannung auf der AC-Seite²²⁷ und dem Resolver liegt die Drehzahl nicht explizit als TTL-Signal vor, sondern kann über eine Auswertung bzw. Umrechnung der analogen Größen erfolgen. Dabei wird der Fakt ausgenutzt, dass sowohl in Strom als auch in Spannung die Drehzahlinformationen bzgl. des umlaufenden Magnetfeldes enthalten sind und dieses für die betrachtete PMSM synchron zur Rotordrehzahl ist. Eine weitere Möglichkeit ist die Auswertung der Resolver Signale bzgl. der Drehzahl bzw. Drehungleichförmigkeit. Dies wird im Folgenden beschrieben.

5.1.3 Auswertung Resolver Signale

Resolver sind ein mögliches technisches Konzept um den, in automobilen Anwendungen für die Regelung von elektrischen Motoren benötigten, Rotorlagewinkel zu messen.²²⁸ Dies geschieht über die Auswertung der durch die im Rotor anliegenden Wechselspannung U_0 induzierten Spannungen U_1 und U_2 welche in einer definierten Phasenlage zueinander stehen.²²⁹ Dies ist schematisch in Bild 42 dargestellt. Die mathematische Beschreibung der oben genannten Größen befindet sich in Gl. 20, Gl. 21 und Gl. 22.

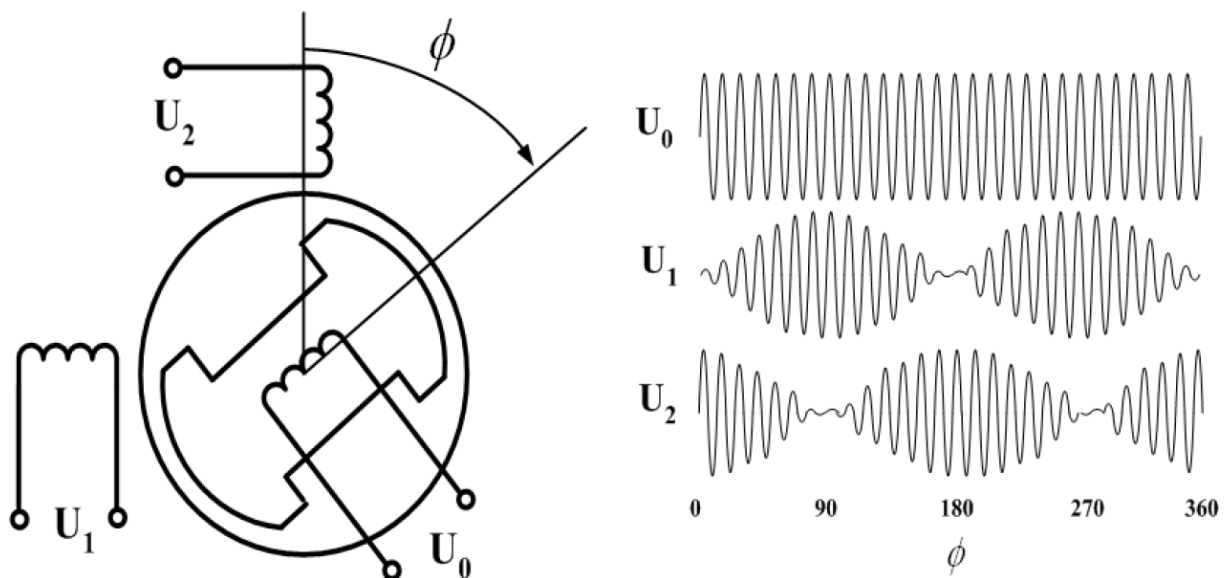


Bild 42: Schematische Funktionsweise und beispielhafte Signale U_0 , U_1 und U_2 eines Resolvers in Abhängigkeit des Rotorlagewinkels²³⁰

²²⁷ Die Signalerfassung und Konditionierung des Stroms und der Spannung zwischen Inverter und Elektromotor (AC Seite) wird in Kapitel 5.3 beschrieben.

²²⁸ Für weitere Möglichkeiten siehe Gächter et al. (2014).

²²⁹ Gächter et al. (2014) ; Kaewjinda / Konghirun (2006) ; Staebler (2000)

²³⁰ Kaewjinda / Konghirun (2006)

Die Größen ω_{ref} und φ_{el} sind dabei die Frequenz des Trägersignals und der elektrische Winkel. Dieser kann mit Hilfe der Polpaarzahl $2p$ in den mechanischen Winkel φ_{mech} und folglich die mechanische Drehzahl umgerechnet werden.

Die Signale werden am Stator des EM erfasst, über Kabel an die Leistungselektronik geleitet und im Regelbetrieb durch diese ausgewertet und für die Regelung des EM verwendet. Die Analyse der Resolversignale bietet dabei eine Möglichkeit die Drehungleichförmigkeit in den verschiedenen Versuchsaufbauten ohne einen Eingriff in das System zu analysieren.²³¹

Der Abgriff der Signale erfolgt dabei mit Hilfe einer Kabelverzweigung an einem Originalstecker und einem nachgeschalteten Trennverstärker, um die Rückwirkungen des Spannungsabgriffs auf die Lagewinkelerkennung der Leistungselektronik möglichst gering zu halten. Für die in den Kapiteln 5.2, 5.3 und 5.4 beschriebenen Messaufbauten wurde derselbe Spannungsabgriff verwendet, um die Ergebnisse vergleichbar zu halten. Die Signale können im Folgenden, wie geschehen, über ein Messsystem aufgezeichnet und einer Auswertung zugänglich gemacht werden. Ein Ausschnitt der aufgezeichneten Zeitrohdaten der Resolversignale ist in Bild 43 dargestellt.

$$U_0(t) = \hat{U}_0 * \sin(\omega_{ref} * t) \quad \text{Gl. 20}$$

$$U_1(\varphi_{el}, t) = \hat{U}_0 * k * \sin(\omega_{ref} * t) * \cos(\varphi_{el}) \quad \text{Gl. 21}$$

$$U_2(\varphi_{el}, t) = \hat{U}_0 * k * \sin(\omega_{ref} * t) * \sin(\varphi_{el}) \quad \text{Gl. 22}$$

²³¹ Der im folgenden Abschnitt beschriebene physische Abgriff der Signale wurde durch die Daimler AG zur Verfügung gestellt. Die Entwicklung der neuen Methode zur Auswertung der Signale erfolgte in enger Abstimmung mit Herrn Wolfram Schmid (Altran GmbH & Co. KG im Auftrag der Daimler AG) und Frau Christina Schöll (Daimler AG).

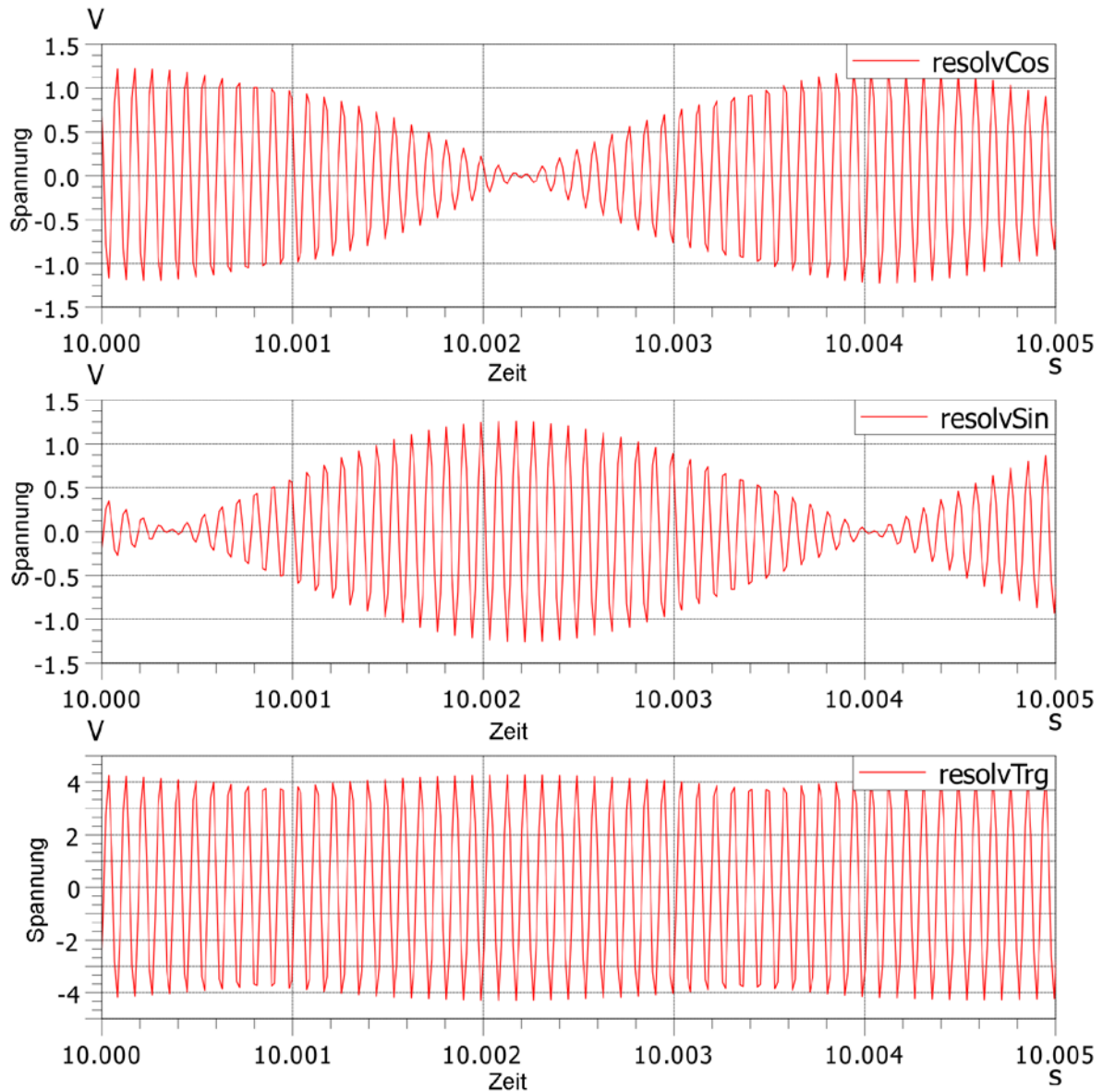


Bild 43: Ausschnitt der aufgezeichneten Resolversignale, Cosinus- (U_1 - *resolvCos*), Sinus- (U_2 - *resolvSin*) und Trägersignal (U_0 - *resolvTrg*) (von oben nach unten)

Im ersten Schritt der Auswertung der Signale werden nun die Einhüllenden \tilde{U}_1 und \tilde{U}_2 der gemessenen Signale U_1 und U_2 berechnet. Dies erfolgt im unten genannten Beispiel mit Hilfe der kohärenten Amplitudendemodulation.²³² Dabei werden die Signale U_1 und U_2 wie in den Gl. 23 und Gl. 24 dargestellt mit U_0 multipliziert und anschließend tiefpassgefiltert. Dabei entfällt der hochfrequente Anteil der Trägerfrequenz und es bleiben die resultierenden Einhüllenden \tilde{U}_1 und \tilde{U}_2 . Diese sind in Gl. 26 und Gl. 27 dargestellt. Die zugrundeliegende Transformation, welche die Wirkung der Tiefpassfilterung veranschaulicht, ist in Gl. 25 dargestellt.

²³² Kammeyer (2004)

Durch die Tiefpassfilterung entfällt der Term $\cos(2 * \omega_{ref} * t)$, da ω_{ref} wesentlich höher als die betrachtete Drehfrequenz ist.

$$U_0(t) * U_1(\varphi_{el}, t) = \hat{U}_0^2 * k * \sin^2(\omega_{ref} * t) * \cos(\varphi_{el}) \quad \text{Gl. 23}$$

$$U_0(t) * U_2(\varphi_{el}, t) = \hat{U}_0^2 * k * \sin^2(\omega_{ref} * t) * \sin(\varphi_{el}) \quad \text{Gl. 24}$$

$$\sin^2(\omega_{ref} * t) = \frac{1}{2} [1 - \cos(2 * \omega_{ref} * t)] \quad \text{Gl. 25}$$

$$\tilde{U}_1(\varphi_{el}(t)) = \frac{1}{2} * \hat{U}_0^2 * k * \cos(\varphi_{el}) \quad \text{Gl. 26}$$

$$\tilde{U}_2(\varphi_{el}(t)) = \frac{1}{2} * \hat{U}_0^2 * k * \sin(\varphi_{el}) \quad \text{Gl. 27}$$

Eine analoge Rechnung, welche für die Bestimmung der Drehzahl mit Hilfe einer Tachofunktion genutzt werden kann, ist in Gl. 28 und Gl. 29 dargestellt. Im Gegensatz zu der oben gezeigten Methode wird in diesem Verfahren die Trägerfrequenz nicht genutzt. Dabei werden die Signale U_1 und U_2 multipliziert und anschließend tiefpassgefiltert (siehe Gl. 28 und Gl. 25). Das resultierende Signal \tilde{U}_{12} ist nur vom elektrischen Winkel φ_{el} abhängig. Die Nulldurchgänge des Signals können nun für eine Bestimmung der Drehzahl herangezogen werden.

$$U_{12} = U_1(\varphi_{el}, t) * U_2(\varphi_{el}, t) = \hat{U}_0^2 k^2 * \sin^2(\omega_{ref} * t) * \cos(\varphi_{el}) * \sin(\varphi_{el}) \quad \text{Gl. 28}$$

$$\tilde{U}_{12} = \hat{U}_0^2 * k^2 * \sin(2 * \varphi_{el}) \quad \text{Gl. 29}$$

Die demodulierten Signale sind für eine beispielhafte Messung in Bild 44 dargestellt. In dem oberen Diagramm sind das gemessene Signal U_1 (*resolvCos*) und die demodulierten Signale \tilde{U}_1 (*DeAM_Cos*) und \tilde{U}_2 (*DeAM_Sin*) dargestellt. In dem unteren Diagramm ist das Signal \tilde{U}_{12} dargestellt. Dieses hat erwartungskonform die doppelte Frequenz der oberen, demodulierten Signale.

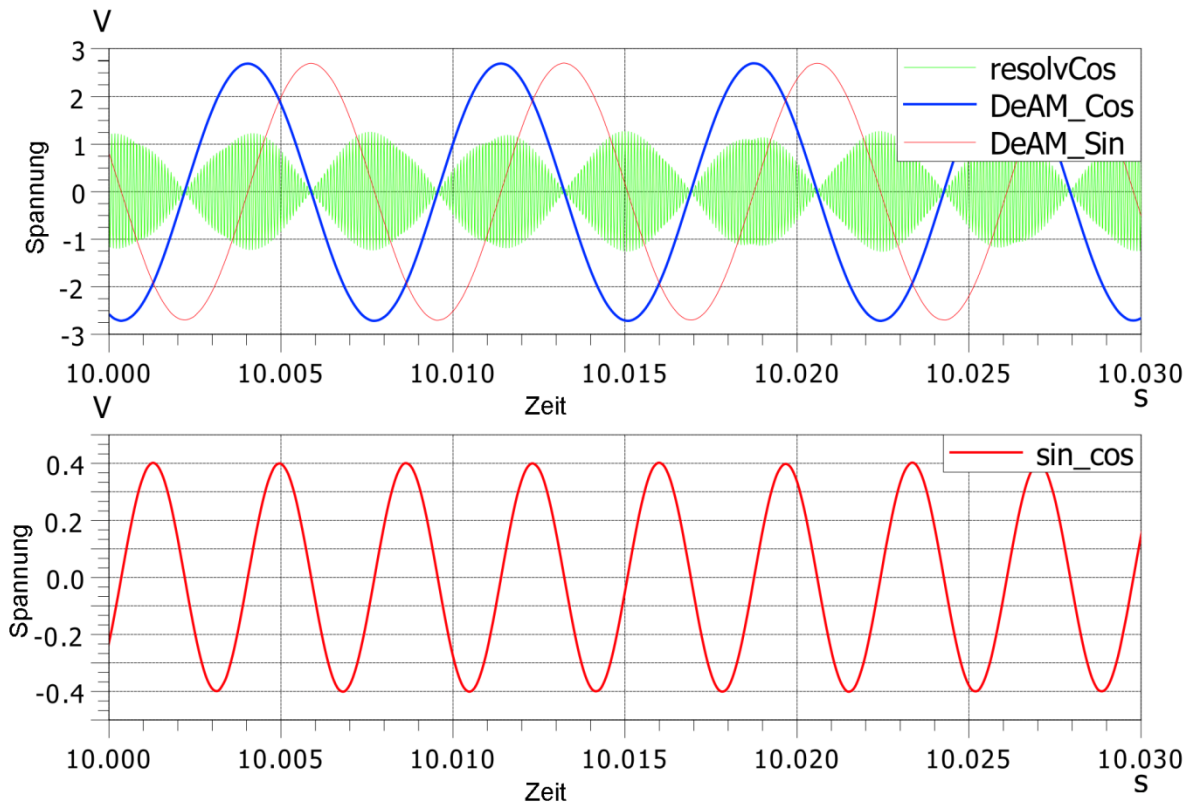


Bild 44: Amplitudendemodulierte Resolversignale (\tilde{U}_1 - DeAM_Cos und \tilde{U}_2 - DeAM_Sin) und Ausgangssignal (U_1 - resolvCos) (oben) und gefiltertes Produkt aus U_1 und U_2 (unten)

Die winkelabhängigen Signale \tilde{U}_1 und \tilde{U}_2 werden im nächsten Schritt für die Berechnung der Winkelgeschwindigkeit verwendet. Die Berechnung der Winkelgeschwindigkeit erfolgt über den in Gl. 30 dargestellten Zusammenhang.

$$\begin{aligned}
 & \frac{\tilde{U}_1 * \frac{d(\tilde{U}_2)}{dt} - \tilde{U}_2 * \frac{d(\tilde{U}_1)}{dt}}{\tilde{U}_1^2 + \tilde{U}_2^2} \\
 &= \frac{\frac{1}{4} * \hat{U}_0^4 * k^2 * [\cos^2 \varphi_{el}(t)) + \sin^2(\varphi_{el}(t))] * \frac{d(\varphi_{el}(t))}{dt}}{\frac{1}{4} * \hat{U}_0^4 * k^2 * [\cos^2 \varphi_{el}(t)) + \sin^2(\varphi_{el}(t))]} \quad \text{Gl. 30} \\
 &= \frac{d(\varphi_{el}(t))}{dt} = \dot{\varphi}_{el}
 \end{aligned}$$

Ein Vorteil der entwickelten Methode ist, dass die Rechenschritte ohne komplexe mathematische Operationen oder Rückwärtsschleifen²³³ auskommen. Es wird ausschließlich addiert, multipliziert, und die zeitliche Ableitung berechnet.

²³³ Dies ist beispielsweise im Rahmen des Phase-locked loop Verfahrens notwendig.

Zusätzlich wird ein Tiefpassfilter mit einstellbarer Grenzfrequenz benötigt. Sämtliche dieser Operationen sind in modernen Messsystemen verfügbar. Ein weiterer Vorteil der entwickelten Methode im Vergleich zu der Berechnung des Winkels mit Hilfe des Arkustangens aus dem Quotienten von $\sin(\varphi_{el})$ und $\cos(\varphi_{el})$, wie beispielsweise von STAEBLER²³⁴ beschrieben, ist die Stetigkeit des resultierenden Signals. Dies erleichtert die nachfolgende Auswertung merklich, da die Ableitung von nichtstetigen Signalen zu numerischen Problemen führt. Die Auswertung kann somit unabhängig von Messsystem und Software durchgeführt werden und ermöglicht die Analyse der Resolversignale in Bezug auf Drehzahl und Drehungleichförmigkeit.

Eine proprietäre Lösung zur Berechnung der Drehzahl und des Drehwinkels mit Hilfe von Resolversignalen wird in LMS Test.Lab ab der Version 15A ermöglicht. Hier ist jedoch nicht ersichtlich, welche Parameter einen Einfluss auf die Auswertung haben, da die Berechnung als geschlossene Funktion realisiert wird. Hier sind eine tiefgehende Analyse der zugrundeliegenden Funktionen und eine Bewertung hinsichtlich der Eignung in Bezug auf die Drehungleichförmigkeit notwendig.

Die berechnete Drehzahl kann nun (geglättet) als Führungsgröße für drehzahlbezogene Analysen, aber auch als eigene Analysegröße in Bezug auf die Drehungleichförmigkeit, verwendet werden. Eine Auswertung kann sowohl online als auch nachträglich erfolgen und erlaubt Aussagen über den Schwingungszustand des rotierenden Systems zu jedem Zeitpunkt.

Die Auswertung der verschiedenen Größen bezüglich der Drehzahl und der Vergleich dieser ist in Bild 45 und im Detail in Bild 46 dargestellt.

²³⁴ Staebler (2000)

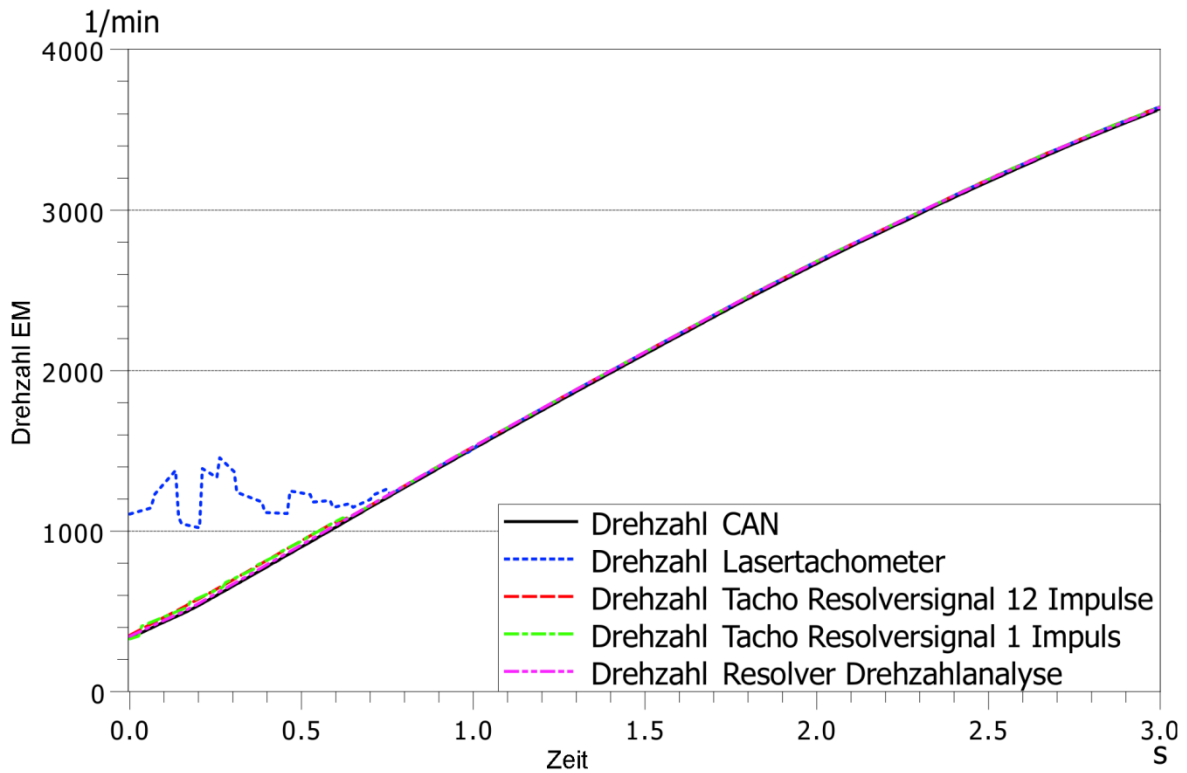


Bild 45: Vergleich verschiedener Verfahren zur Bestimmung der Motordrehzahl mit Fokus auf dem Beginn des Anfahrvorgangs / niedrige Drehzahlen

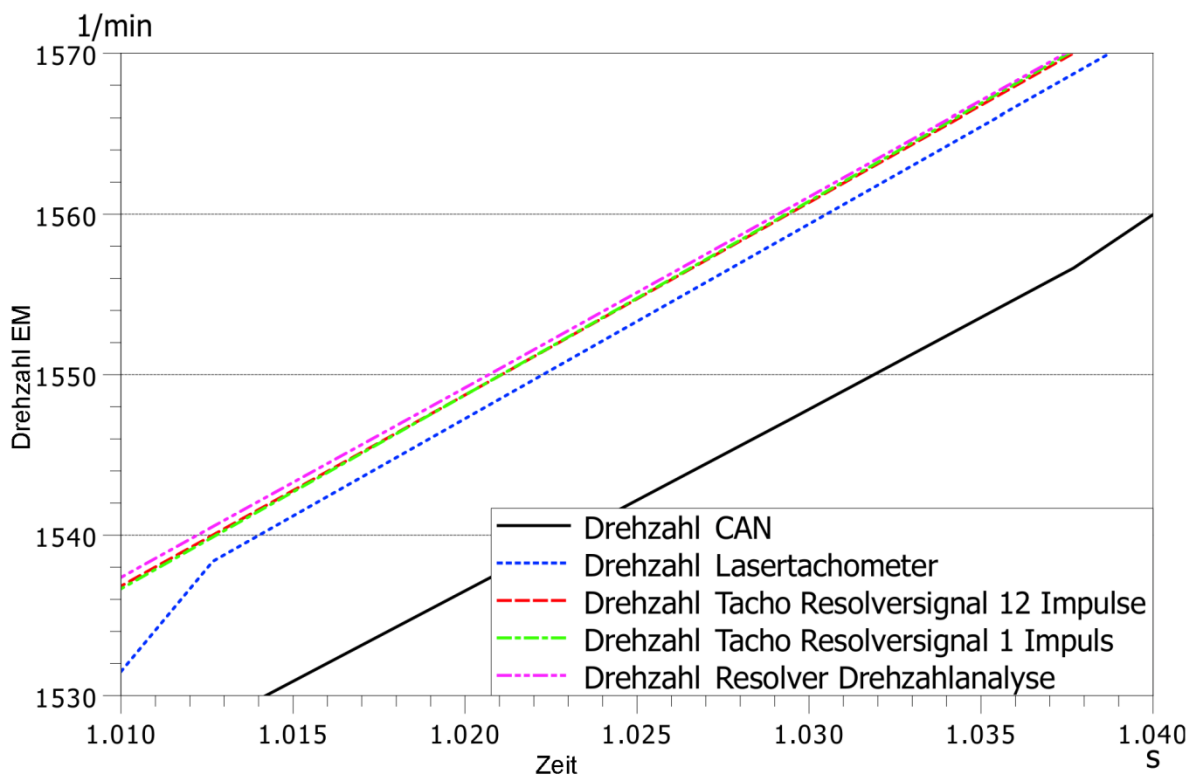


Bild 46: Vergleich verschiedener Verfahren zur Bestimmung der Motordrehzahl mit Fokus auf dem zeitlichen Versatz der Signale

Dabei zeigt sich, dass das Lasertachometer Probleme bei Anfahrvorgängen und sehr niedrigen Drehzahlen hat. Der detaillierte Vergleich der Größen zeigt, dass die aus den Resolverignalen berechnete Drehzahl einen sehr ähnlichen Verlauf aufweist und hier in Bezug auf die Eignung als Führungsgröße für eine drehzahlbezogene Auswertung keine Unterschiede bestehen. Das Lasertachometer zeigt einen leicht verzögerten Verlauf, kann jedoch im Bereich höherer Drehzahlen problemlos verwendet werden. Die Verwendung der CAN-Daten als Führungsgröße ist nicht uneingeschränkt möglich, da hier, wie oben beschrieben, eine zeitliche Verzögerung bzw. Drehzahldifferenz vorliegt, die je nach Anwendungsfall zu Problemen in der Analyse führen kann.

In Bild 47 sind die Ergebnisse der Frequenzanalyse der berechneten Drehungleichförmigkeit aus Gl. 30 dargestellt. In Bild 47 oben ist dabei das Spektrogramm der Drehungleichförmigkeit über der Drehzahl dargestellt. Hier lässt sich dann auch die Herausforderung im Rahmen der Interpretation der Analysen absehen. Aufgrund der vielfachen Frequenzinhalte im analysierten Signal lassen sich nur für einige Ordnungen und auch hier nur für einige Drehzahl- bzw. Frequenzbereiche valide Aussagen treffen.

Die Vielzahl der im Signal enthaltenen Störungen kann dabei auf die räumliche Nähe des Resolvers zu dem mit der Drehzahl des Rotors rotierenden elektrischen und magnetischen Feld in der PMSM sowie der Taktfrequenz der Leistungselektronik und deren jeweilige Seitenbänder zurückgeführt werden. Die Taktfrequenz der Leistungselektronik ist dabei mit in diesem Fall 10 kHz sehr nahe an der Trägerfrequenz des Resolvers von 11 kHz. Somit sind die gemessenen Signale U_0 , U_1 und U_2 mit konstanten und drehzahlabhängigen Störungen behaftet. Diese konnten auch im Rahmen einer Frequenzanalyse der gemessenen Signale nachgewiesen werden. Für eine tiefergehende Betrachtung, alternative Verfahren der Signalanalyse und mögliche Kompensationen von Störungen sei auf weiterführende Literatur verwiesen.²³⁵

Jedoch können für die im Leitbeispiel fokussierte 36te Ordnung für den Drehzahlbereich um die 5000 U/min Aussagen bezüglich der Drehungleichförmigkeit getroffen werden, da eine Störung der 36ten Ordnung durch eine kreuzende negative Ordnung erst bei ca. 6000 U/min auftritt. Dies wird insbesondere in Bild 47 unten dargestellten Ordnungsschnitt ersichtlich.

²³⁵ Hanselman (1990) ; Hwang et al. (2009) ; Kaewjinda / Konghirun (2007) ; Murray et al. (2002) ; Staebler (2000)

Für eine detaillierte Interpretation der Messergebnisse bzgl. der Drehungleichförmigkeit und einen Vergleich der Ergebnisse mit anderen Messmethoden (Rotationsvibrometer und Inkrementalgeber) am identischen rotierenden System in jeweils gleichen Messungen sei auf das Kapitel 5.3.4.2 verwiesen.

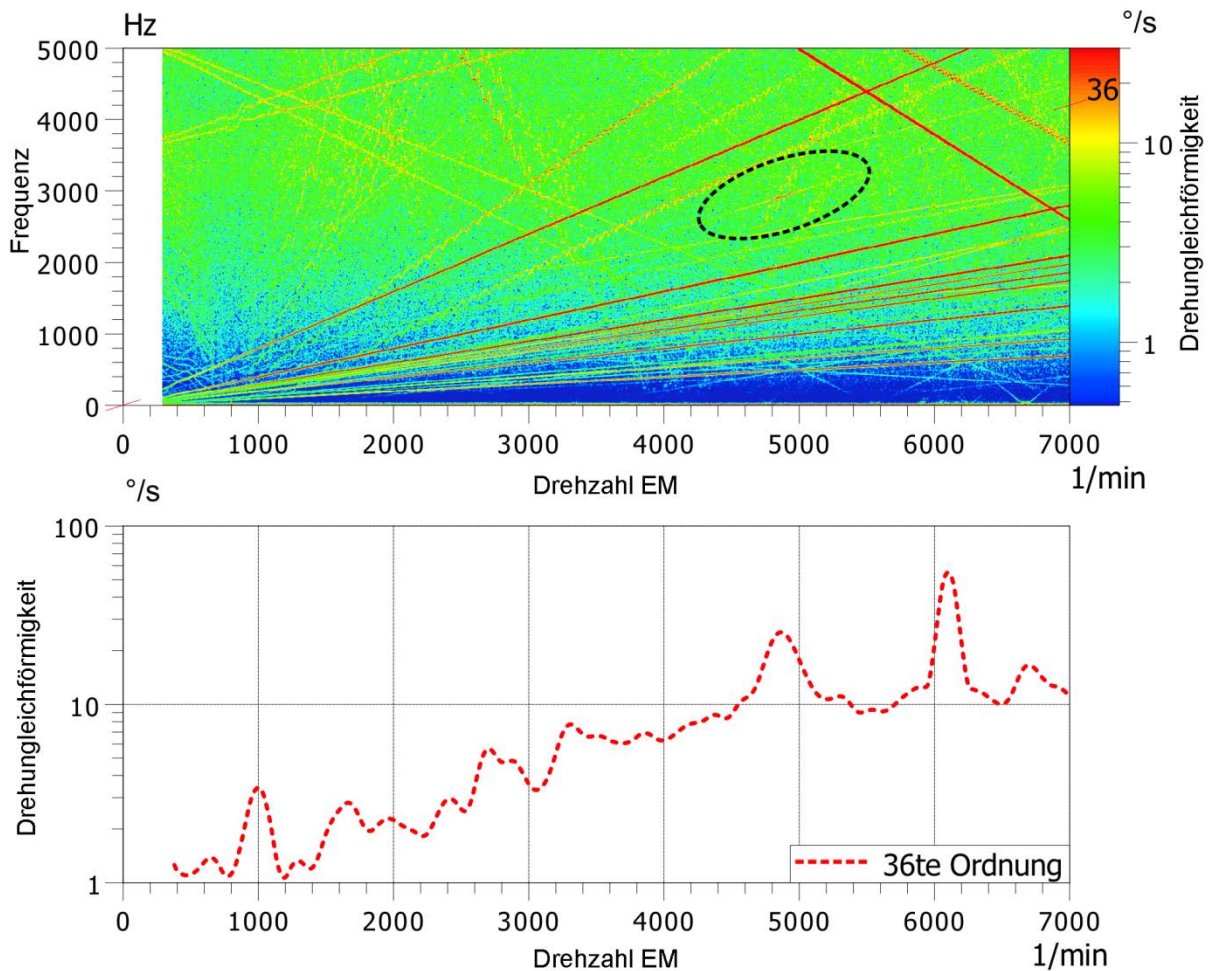


Bild 47: Beispielhafte Auswertung der Resolversignale bezüglich der Drehzahl im Frequenzbereich als Spektrogramm (oben) und Ordnungsschnitt (unten)

5.2 Analyse des Fahrzeuginnengeräusches

Ausgehend von der Schilderung der Problematik und der daraus abgeleiteten Motivation in Kapitel 1 wird im Folgenden auf die Analyse des Gesamtfahrzeugs eingegangen. Im Fokus steht dabei aufgrund der direkten Verknüpfung mit der Kundenrelevanz das Fahrzeuginnengeräusch. Der Messaufbau für die Analyse des Fahrzeuginnengeräusches ist dabei grundsätzlich auf andere antriebsstranginduzierte Phänomene übertragbar. Limitierungen in Bezug auf das zu analysierende Fahrzeuginnengeräusch ergeben sich insbesondere aus dem Betrieb des Fahrzeugs auf einem Rollenprüfstand bzw. der Straße und den diesbezüglichen Einflussfaktoren, welche in Kapitel 5.2.3 näher beschrieben werden.

5.2.1 Beschreibung des Prüflings

Der Prüfling ist ein Smart Fortwo (Baureihe 451) als Rechtslenker mit elektrischem Antriebsstrang. Der Radstand des Fahrzeugs beträgt 1,867 m. Das Fahrzeug verfügt über eine Topologie mit zentralem Motor welcher als PMSM ausgeführt ist und die Hinterachse über ein Getriebe mit einem Gang und zwei Stufen inklusive eines mechanischen Differentials antreibt. Das Getriebe ist ein Vorgelegegetriebe mit einer Gesamtübersetzung von ca. 10 zwischen EM und Seitenwellen. Die Ordnungen der Zahneingriffsfrequenzen der ersten und zweiten Stufe, mit Bezug auf die Drehzahl des EM, sind 21 und 7,7. Der dynamische Rollradius der Räder auf der Hinterachse beträgt 279 mm. Der Stator der PMSM verfügt über 36 Nuten und die Polpaarzahl der EM ist 6. Die Taktfrequenz der Leistungselektronik beträgt 10 kHz. Als Winkellagegeber kommt ein Resolver zum Einsatz.

5.2.2 Messaufbau

Für die Analyse des Gesamtfahrzeugs in Bezug auf das Fahrzeuginnengeräusch wird das betrachtete Fahrzeug mit Teilen der in Kapitel 2.2.4 beschriebenen Messtechnik ausgerüstet und werden Betriebsmessungen durchgeführt. Die folgende Beschreibung des Messaufbaus orientiert sich dabei an der Beschreibung in ALBERS ET AL.²³⁶.

Die verwendete Sensorik wurde dabei an ein (in Kapitel 2.2.4 beschriebenes) PAK MKII Messsystem angeschlossen, um eine synchronisierte Auswertung aller vibroakustischen Messgrößen zu ermöglichen. Des Weiteren wurden die CAN Daten synchron auf dem Messsystem aufgezeichnet und parallel zu den Messungen ausgewertet, um den allgemeinen Fahrzeugzustand zu überwachen. Wichtige Größen sind hierbei beispielsweise der SOC, welcher die Rekuperation beeinflusst sowie die Temperatur des Antriebs. Des Weiteren können die potentiellen Führungsgrößen Drehmoment und Drehzahl aus den CAN Daten gewonnen werden.

Das Fahrzeuginnengeräusch wird mit Hilfe eines binauralen Kunstkopfs auf dem Beifahrersitz und sechs im Fahrzeuginnenraum platzierten Mikrofonen aufgezeichnet. Die Mikrofone werden dabei statistisch zufällig um die Position der Beifahrerohren herum angebracht und können genutzt werden, um Variationen des Schalldrucks aufgrund von lokalen positions- und frequenzabhängigen Minima und Maxima darzustellen. Diese können insbesondere für höhere Frequenzen ein Problem darstellen, da die Wellenlänge des Luftschalls umgekehrt proportional zu

²³⁶ Albers et al. (2014e)

dessen Frequenz ist und folglich die Dichte der Schwingungsbäuche und Knoten zunimmt.²³⁷ Zusätzlich zu der Aufzeichnung des Fahrzeuginnengeräusches werden im Motorraum Mikrofone angebracht.

Die Positionierung der Mikrofone erfolgt dabei analog zu den Messungen auf dem reflexionsarmen Antriebsstrangprüfstand (siehe 5.3) in einer sternförmigen Anordnung um den Antriebsstrang.

Zusätzlich zu den akustischen Sensoren werden Vibrationssensoren auf dem Antriebsstrang (hier primär EM und Getriebe) sowie vor und nach den Motorlagern und der Drehmomentenstütze angebracht, um zum einen die akustische Abstrahlung und zum anderen die Einleitung von Körperschall in die Karosserie abschätzen zu können.

Um die Drehungleichförmigkeit im Antriebsstrang – insbesondere im Hinblick auf die 36te Ordnung – quantifizieren zu können werden die Signale des Resolvers auf der dem Getriebe abgewandten Seite des EM aufgezeichnet und wie in 5.1.3 beschrieben analysiert.

Eine Übersichtsdarstellung und eine schematische Darstellung des oben geschilderten Messaufbaus in Hinblick auf die Betriebsmessung des Fahrzeuginnengeräusches auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK sind in Bild 48 und Bild 49 dargestellt. In Bild 49 wird insbesondere die Analogie zu den in Kapitel 6.2 beschriebenen Luftschalltransferpfadanalysen deutlich. Die Transferpfade (sowohl Luftschall als auch Körperschall) sind dabei bereits dargestellt, jedoch nicht das hauptsächliche Ziel der Betriebsmessungen, da eine Quantifizierung dieser aufgrund einer unbekanntem Leistung der Quelle (in diesem Fall der Antriebsstrang) nur eingeschränkt möglich ist.²³⁸ Für die Durchführung von Transferpfadanalysen auf Basis von Betriebsmessungen sei auf weiterführende Literatur verwiesen.²³⁹ Das hauptsächliche Ziel der Untersuchungen ist somit wie oben beschrieben der Schalldruckpegel im Fahrzeuginnenraum.

²³⁷ Sokratov (2013) / Abschlussarbeit

²³⁸ Eine Bestimmung der Schalleistung des Antriebsstrangs mit Hilfe der Mikrofone im Motorraum gestaltet sich aufgrund mehrerer Faktoren als schwierig. Zum einen kann ein Übersprechen anderer Quellen, wie beispielsweise der Reifen nicht ausgeschlossen werden. Zum anderen sind die in DIN EN ISO 3744 (2011) Bedingungen in Bezug auf das Freifeld im Motorraum nicht erfüllt. Stehende Wellen können somit die Ergebnisse verfälschen. Auch eine Annahme des Motorraums als Hallraum und die Bestimmung der Schalleistung nach DIN EN ISO 3741 (2011) ist nicht gegeben.

²³⁹ De Klerk / Ossipov (2010) ; Gajdatsy et al. (2008) ; Janssens et al. (2011) ; Putner et al. (2012)

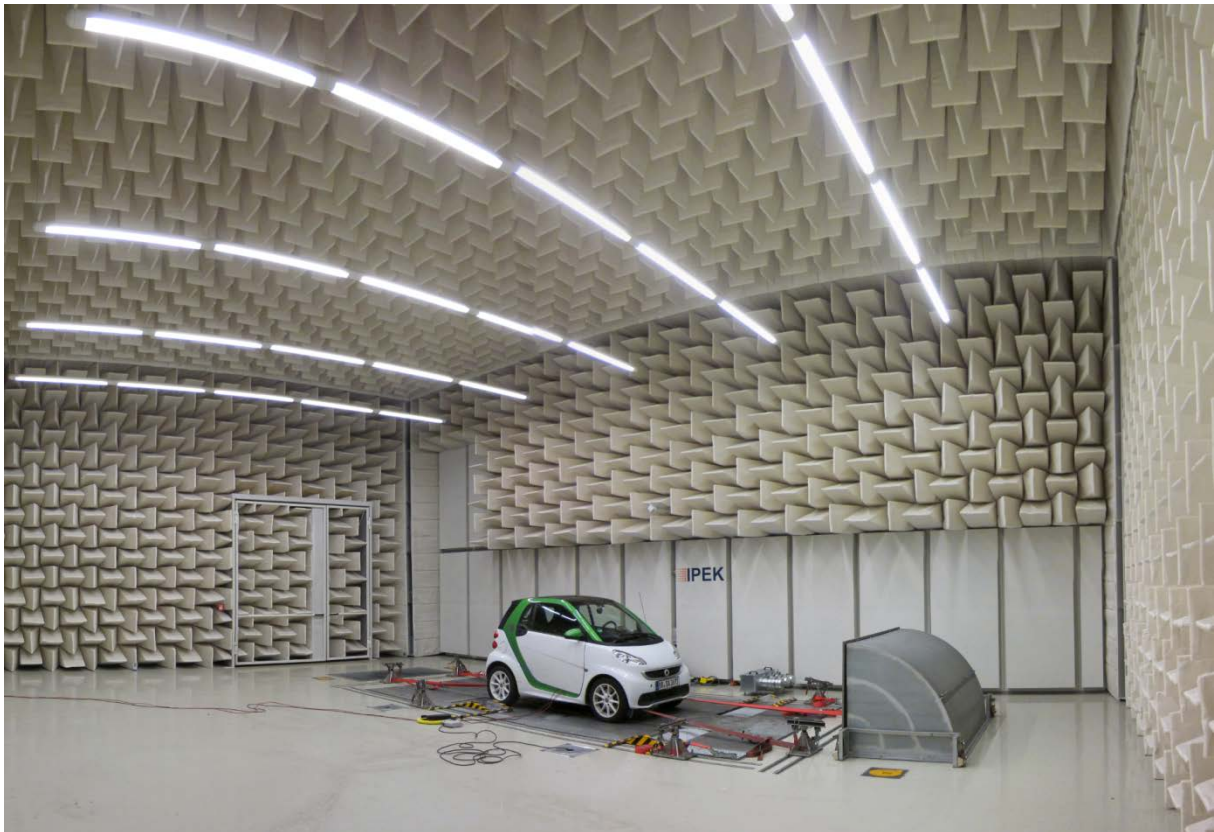


Bild 48: Messung Fahrzeuginnengeräusch auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK²⁴⁰

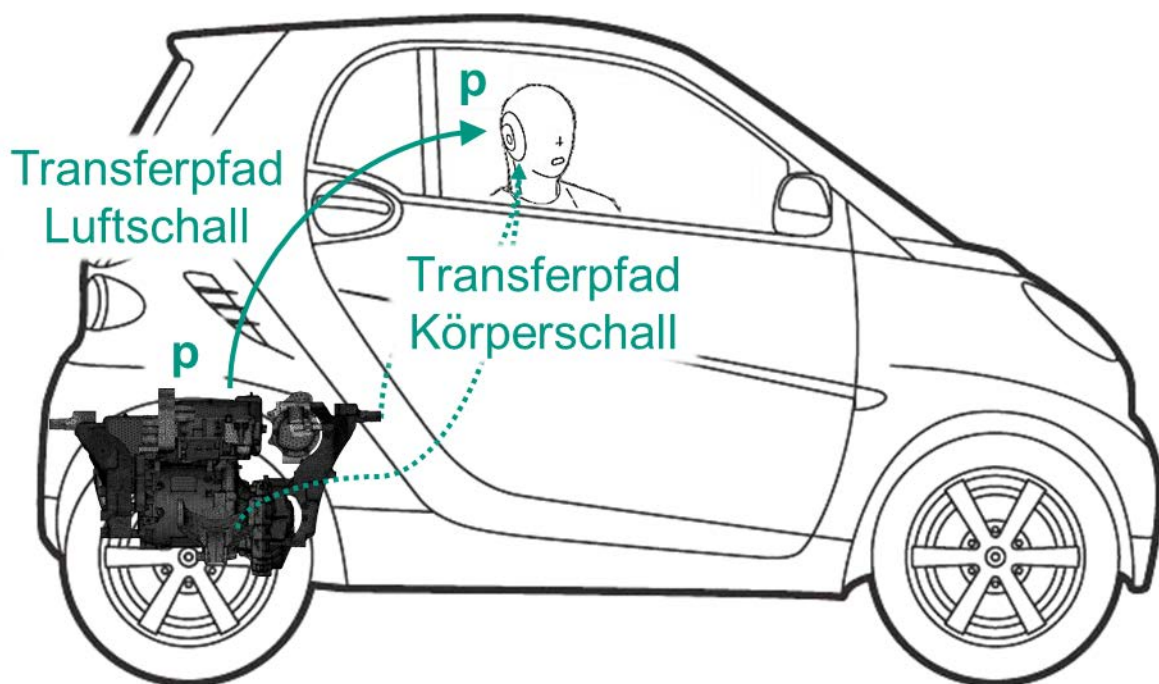


Bild 49: Schematische Darstellung der Betriebsmessungen des Schalldrucks im Fahrzeuginnenraum und im Motorraum, sowie Luftschall- und Körperschalltransferpfad²⁴¹

²⁴⁰ Albers et al. (2014e)

In Bezug auf die Fahrmanöver und Testfälle werden die oben beschriebenen Drehzahl- Drehmomentrampen gefahren. Hierbei stellt sich die Herausforderung die geforderten Betriebszustände einstellen zu können. Auf diesen Punkt und weitere Einflussfaktoren im Rahmen der Betriebsmessungen auf einem Akustikrollenprüfstand und auf der Straße wird im Folgenden eingegangen.

5.2.3 Einflussfaktoren

Bei der Analyse des Gesamtfahrzeugs muss grundlegend zwischen dessen Betrieb auf der Straße und auf einem Akustikrollenprüfstand unterschieden werden. Dies wirkt sich im Sinne des IPEK XiL-Frameworks (siehe Kapitel 2.1.2) vor allem auf das System-Modell Umwelt aus. Hierbei sind die größten Einflussfaktoren die veränderten Reifen- und Windgeräusche sowie die Möglichkeit, die oben beschriebenen Betriebszustände reproduzierbar einzustellen.

Der Akustikrollenprüfstand des IPEK verfügt über eine Nennleistung von 220 KW je Achse. Damit kann die geforderte Beschleunigung für die vorgegebenen Drehzahlrampen realisiert werden. Die Fesselung des Fahrzeugs auf dem Prüfstand kann grundsätzlich mit Hilfe unterschiedlicher Konzepte realisiert werden.²⁴² Im vorliegenden Versuchsaufbau wird das Fahrzeug über Spanngurte auf der Rolle fixiert. Auf dem Rollenprüfstand kann dem Fahrzeug im n-Alpha Modus (Geschwindigkeitsregelung durch den Prüfstand) eine konstante Drehzahl als auch eine Drehzahlrampe vorgegeben werden. Dies gestaltet sich im Falle des Drehmoments des EM (positiv als auch negativ) schwieriger, da im Gesamtfahrzeug – im Gegensatz zu den Untersuchungen in Kapitel 5.3 und 5.4 – das Drehmoment des EM nicht direkt über den CAN-Bus vorgegeben werden kann. Als Schnittstelle für die Beeinflussung des Drehmoments stehen daher nur Gaspedal und Bremse zur Verfügung. Um die Gaspedalstellung konstant und reproduzierbar einstellen zu können wird ein Potentiometer mit einer externen Spannungsversorgung an das elektrische Gaspedal angeschlossen und eine Spannung aufgeprägt. Somit lassen sich unter Abgleich mit den CAN Daten reproduzierbar konstante Gaspedalstellungen²⁴³ darstellen. Diese ermöglichen den Bereich von niedrigen negativen Momenten (Rekuperation) bis hin zum Maximalmoment darzustellen.

²⁴¹ Albers et al. (2014e)

²⁴² Albers et al. (2015c) ; Düser et al. (2011)

²⁴³ Eine konstante Gaspedalstellung entspricht nicht zwingend einem konstanten Drehmoment, da im Steuergerät häufig und auch in diesem Fall eine drehzahlabhängige Gaspedalkennlinie hinterlegt ist.

Die Anwendung dieser Methode und die folgende Erweiterung des Versuchsraums um größere negative Momente sind aufgrund der mechanisch aktuierten Bremse nicht möglich.²⁴⁴ Auf den Einsatz eines Fahrroboters wurde aufgrund der zusätzlichen akustischen Quelle verzichtet. Im Falle der Drehmomentrampen wird die Drehzahl durch den Rollenprüfstand auf einem konstanten Wert gehalten und das Drehmoment manuell über eine Betätigung der Bremse und des Gaspedals über der Zeit variiert. Hierbei wird auf eine möglichst konstante Änderung der Bremspedal- bzw. Gaspedalstellung geachtet.

Für den Betrieb und die Analyse des Fahrzeugs auf der Straße bietet sich nicht die Möglichkeit, die Fahrzeuggeschwindigkeit bzw. die Änderung dieser einzustellen. Die Änderung der Fahrzeuggeschwindigkeit ist hierbei nur durch die Gaspedalstellung und das resultierende Drehmoment sowie die Steigung der Straße beeinflussbar. Die Fahrzeuggeschwindigkeit stellt sich aufgrund des anliegenden Moments der Fahrwiderstände und der daraus resultierenden Beschleunigung als integrale Größe ein.

Das Halten einer konstanten Drehzahl bzw. Fahrzeuggeschwindigkeit im Rahmen einer Drehmomentrampe ist auf der Straße nicht möglich, da hierfür eine Regelung der Fahrzeuggeschwindigkeit mit Hilfe der Fahrwiderstände notwendig wäre. Diese Möglichkeit ist im Gegensatz zum Akustikrollenprüfstand nicht gegeben.

Das Reifengeräusch wird auf dem Rollenprüfstand durch eine veränderte Auflage des Reifens bzw. Krümmung der Oberfläche und eine andere Beschaffenheit der Oberfläche beeinflusst. Um diese Einflüsse möglichst gering zu halten, kommen am Akustikrollenprüfstand des IPEK Scheitelrollen mit einem Durchmesser von 1,910m zum Einsatz. Bedingt durch den großen Radius der Rollen können im Fall des betrachteten Fahrzeugs (mit einem Radstand von 1,867 m) nur eine Achse angetrieben werden. Die Vorderachse wird nicht angetrieben und liefert somit keinen Beitrag zum Fahrzeuginnengeräusch.

Bezogen auf die Windgeräusche ergeben sich Probleme hinsichtlich der Dynamik der Strömungsgeschwindigkeit und der laminaren Anströmung der Fahrzeugfront. Die Strömungsgeschwindigkeit auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK wurde mit konstant ca. 60 bis 80 km/h gemessen. Des Weiteren kann die Strömungsgeschwindigkeit nicht dynamisch geregelt werden und bildet somit nicht die Geschwindigkeit des Fahrzeugs nach. Hinsichtlich der laminaren Anströmung des Fahrzeugs wurden keine detaillierten Untersuchungen durchgeführt.

²⁴⁴ Die Einschränkung kann in dieser Arbeit aufgrund der symmetrischen Lastabhängigkeit des Phänomens (positive und negative Last verhalten sich akustisch ähnlich) auf der Ebene Gesamtfahrzeug vernachlässigt werden.

Aufgrund des maximalen Querschnitts der durchströmten Fläche, welcher kleiner als die Flächenprojektion der Fahrzeugfront ist kann jedoch auf inhomogene Anströmung geschlossen werden. Für das in dieser Arbeit fokussierte Phänomen ist dies jedoch von untergeordneter Bedeutung, da der Beitrag des Windgeräusches im betrachteten Geschwindigkeitsbereich gering ist (siehe auch Bild 2).

Die Messung des Fahrzeuginnengeräuschs unter Halbfreifeldbedingungen auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK kann grundsätzlich durchgeführt werden. Die untere Grenzfrequenz des Akustikrollenprüfstands des IPEK wird mit 80 Hz (entspricht dem Terzband um 63 Hz) angegeben.²⁴⁵ Somit sind die Ergebnisse diesbezüglich vergleichbar mit im Halbfreifeld gemessenen Straßenmessungen.

Eine detaillierte Untersuchung der Prüfstandseinflüsse und der Vergleich zwischen den Messergebnissen auf Straße und Prüfstand findet sich im folgenden Kapitel und in LUTZ²⁴⁶.

5.2.4 Ergebnisse

Im Folgenden wird auf die Ergebnisse der Fahrzeugmessungen auf Rollenprüfstand und Straße eingegangen und werden diese interpretiert. Der Fokus der Beschreibung liegt dabei auf der 36ten Ordnung mit Bezug zu der Drehzahl des EM.

Die Beschreibung der Ergebnisse erfolgt aufbauend auf der maschinenakustischen Grundgleichung in umgekehrter Reihenfolge der Wirkkette. Dabei wird aufgrund der Kundenrelevanz zunächst auf das Fahrzeuginnengeräusch eingegangen und die Messungen auf Straße und Akustikrollenprüfstand analysiert. Im Anschluss daran wird die Wirkkette der Geräuschestehung über das Geräusch im Motorraum auf die Oberflächenschnellen der Antriebsstrangkomponenten zurückgeführt. Abschließend wird der Körperschalleintrag des Antriebsstrangs in die Karosserie mit Hilfe von Messungen des Körperschalls vor und nach den Lagern quantifiziert. Alle neben dem Fahrzeuginnengeräusch ausgewerteten Größen basieren dabei auf der Messung D19 (siehe Bild 52 für die Zustandsgrößen des Fahrzeugs) auf dem Akustikrollenprüfstand des IPEK und sind somit über die Wirkkette hinweg vergleichbar. Die Darstellung der Ergebnisse (in diesem und den folgenden Kapiteln) erfolgt dabei einheitlich mit Hilfe von Spektrogrammen und daraus abgeleiteten Gesamtpegeln und einem Ordnungsschnitt der 36ten Ordnung. Als Abszisse wird dabei einheitlich die Drehzahl des EM aufgetragen.

²⁴⁵ Robens (2013)

²⁴⁶ Lutz (2014) / betreute Abschlussarbeit

In Bild 50 (analog zu dem eingangs gezeigten Bild 4) ist das energetische Mittel der Kunstkopfmikrofone im Fahrzeuginnenraum für eine Straßenmessung bei Teillast dargestellt. Hier wird ersichtlich, dass die 36te Ordnung im Bereich von ca. 5000 U/min – welches einer Frequenz von 3000 Hz entspricht – eine deutliche Überhöhung aufweist. Diese ist auf Basis der subjektiven Wahrnehmung des Autors und weiterer dahingehend geschulter Entwicklungsingenieure deutlich als tonale Geräuschkomponente wahrnehmbar. Dieser Eindruck wird durch die Anwendung psychoakustischer Metriken und Bewertungsverfahren (siehe Kapitel 2.5.2 und hier insbesondere Bild 38) unterstützt und motiviert die folgenden Untersuchungen auf dem Akustikrollenprüfstand.

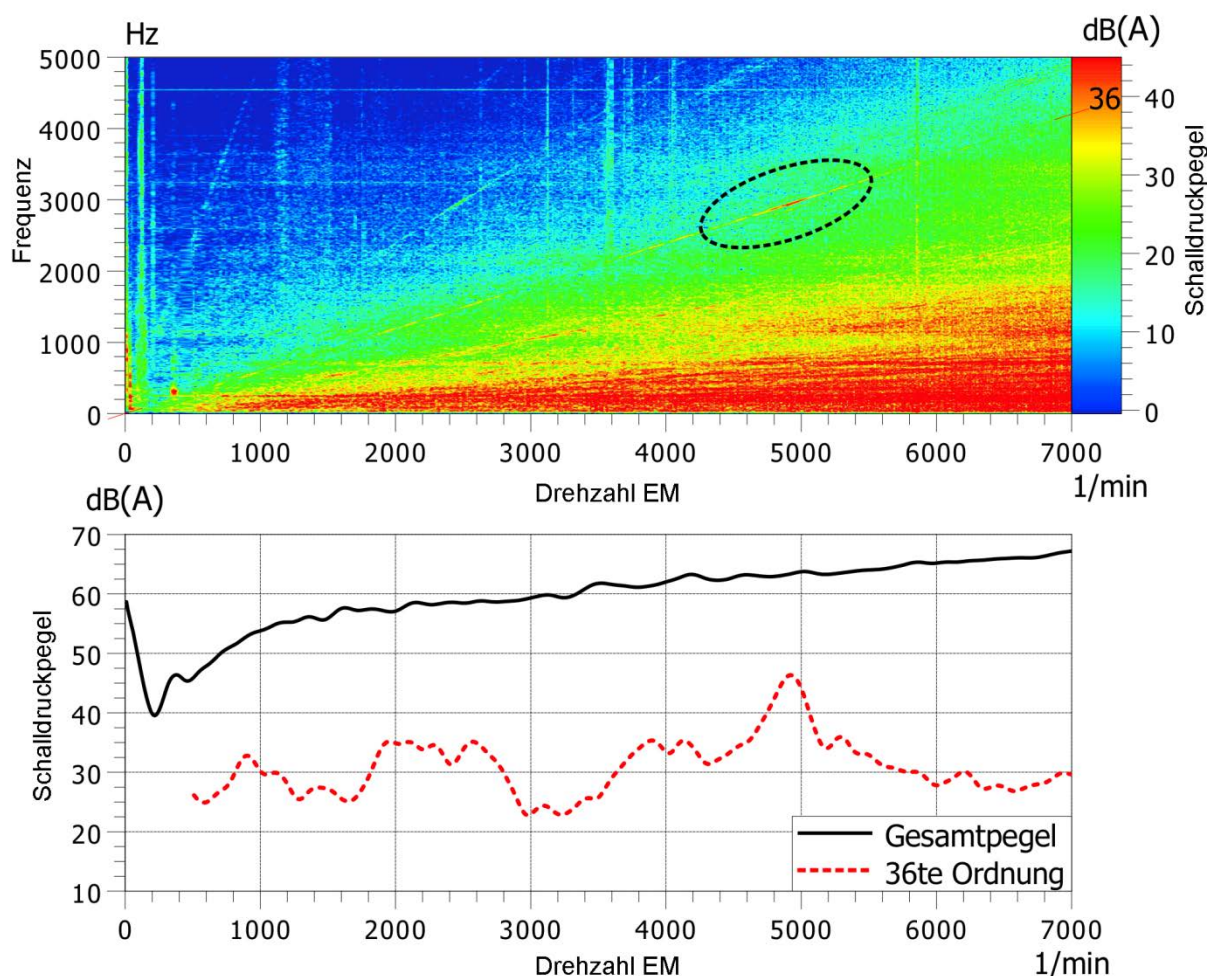


Bild 50: Energetisches Mittel der Kunstkopfmikrofone im Fahrzeuginnenraum als Spektrogramm (oben), Gesamtpegel und Ordnungspegel (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf der Straße (Messung TL011)²⁴⁷

²⁴⁷ Messungen durchgeführt durch Dienstleister im Auftrag der Daimler AG. Der Messaufbau entspricht bis auf den Abgriff der Resolversignale dem in 5.2.2. Weitere Änderungen werden, wenn relevant, im Text erwähnt. Auswertung der Messungen durch den Autor.

Analog zu Bild 50 ist in Bild 51 das energetische Mittel der Kunstkopfmikrone im Fahrzeuginnenraum für eine Messung auf dem Akustikrollenprüfstand bei Teillast dargestellt.

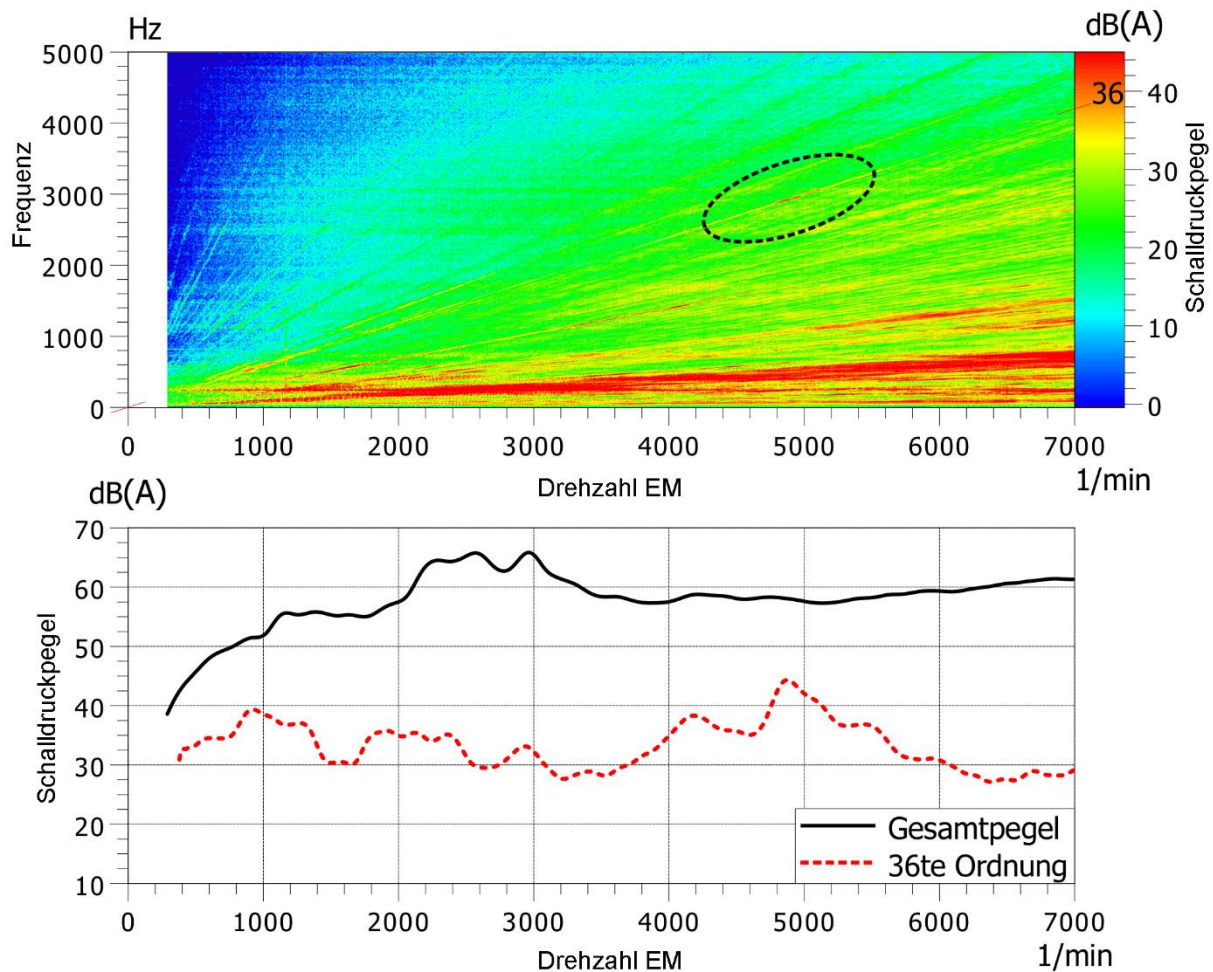


Bild 51 Energetisches Mittel der Kunstkopfmikrone im Fahrzeuginnenraum als Spektrogramm (oben), Gesamtpegel und Ordnungsschnitt (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf dem Akustikrollenprüfstand (Messung D19)²⁴⁸

Im Vergleich zu der Straßenmessung zeigt sich, dass die Überhöhung der 36ten Ordnung im Fahrzeuginnengeräusch nach wie vor deutlich zu erkennen und auch wahrnehmbar ist. Jedoch sind aufgrund eines stärker ausgeprägten Reifengeräusches – bedingt durch das Ablösen der Reifen auf der Rollenoberfläche unter Last – stärkere Störgeräusche wahrnehmbar und zeigen sich im Spektrogramm sowohl im fokussierten Bereich als auch im Drehzahlbereich von ca. 2200 bis ca. 3000 U/min. Des Weiteren fehlt das Windgeräusch, da das Fahrzeug auf dem Akustikrollenprüfstand ohne Gebläse betrieben wurde.

²⁴⁸ Albers et al. (2014e)

Dies führt zu einem – insbesondere für hohe Geschwindigkeiten – deutlich niedrigeren Gesamtpegel. Analoge Ergebnisse für weitere Messungen auf einem Akustikrollenprüfstand der Daimler AG und einer Teststrecke des KIT sind in Anhang 11.8 dargestellt. Hier zeigt sich die Problematik von Straßenmessungen aufgrund des nicht idealen Fahrbahnbelags und störenden Geräuscheinflüssen.

Die für das Fahrzeug relevanten Zustandsgrößen – parallel zu der Messung über den CAN Bus aufgezeichnet – sind in Bild 52 dargestellt.

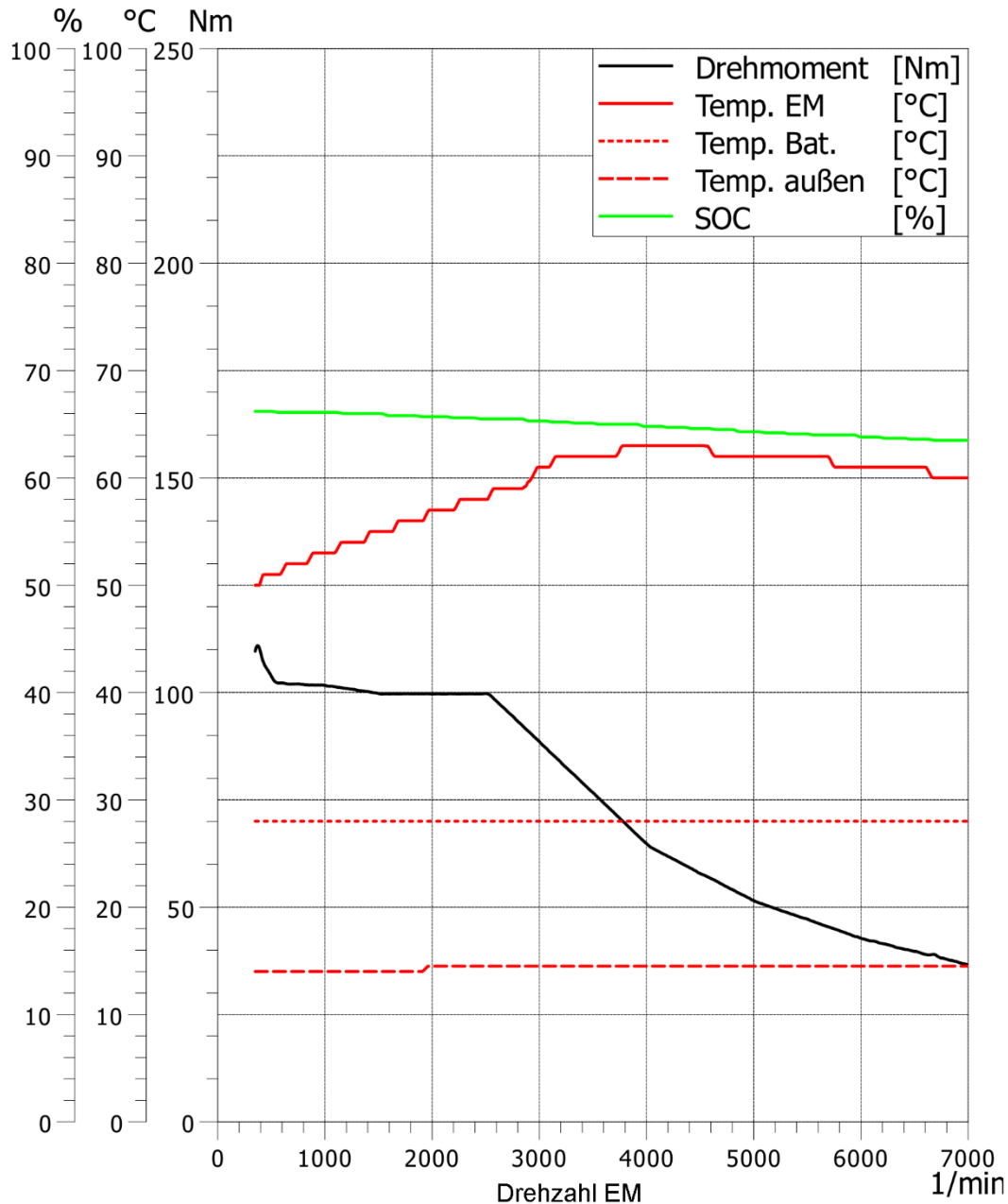


Bild 52: Zeitverlauf der Zustandsgrößen über der Motordrehzahl für einen Drehzahlhochlauf auf dem Akustikrollenprüfstand (Messung D19)

Hier werden sowohl das von der EM bereitgestellte Drehmoment als auch elektrische Größen und Systemtemperaturen dargestellt. Der Verlauf des Drehmoments entspricht dabei der erwarteten Kennlinie einer PMSM mit einem konstanten Drehmoment im unteren Drehzahlbereich und der charakteristischen Leistungshyperbel im höheren Drehzahlbereich. Die weiteren Größen weisen keine Auffälligkeiten auf, wobei hier insbesondere auf SOC und Temperaturen zu achten ist, da diese in bestimmten Bereichen zu einem anderen Systemverhalten führen können.

Ausgehend von der Analyse des Fahrzeuginnengeräusches auf der Straße und dem Akustikrollenprüfstand soll im Folgenden der nächste Schritt in der Analyse gegangen werden. In Bild 53 ist das energetische Mittel der sechs Mikrofone im Motorraum als Spektrogramm, Gesamtpegel und Ordnungsschnitt dargestellt.

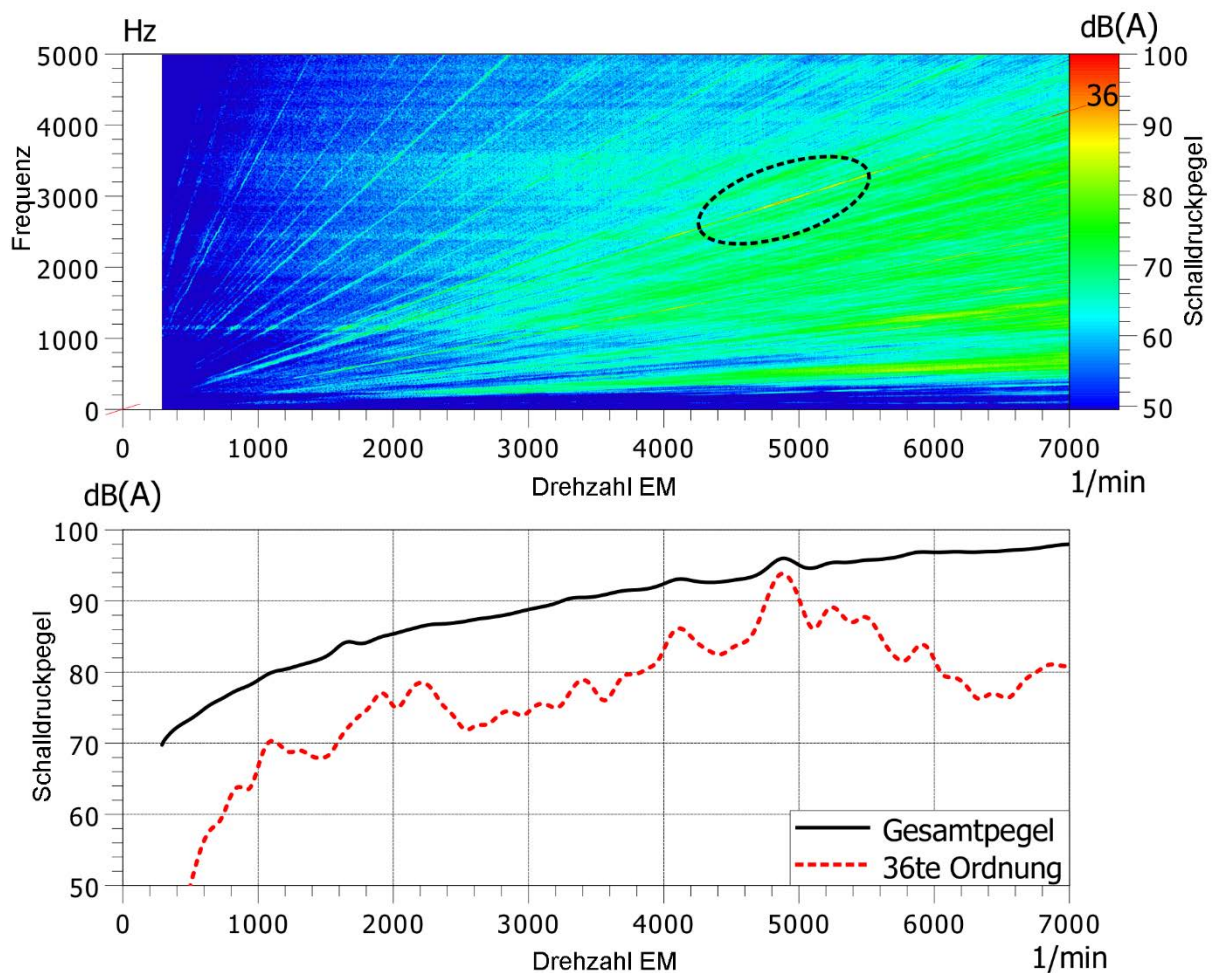


Bild 53: Energetisches Mittel der Mikrofone im Motorraum als Spektrogramm (oben), Gesamtpegel und Ordnungspegel (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf dem Akustikrollenprüfstand (Messung D19)

Dabei zeigt sich analog zu den Messungen im Fahrzeuginnenraum eine deutliche Überhöhung der 36ten Ordnung im Drehzahlbereich von 5000 U/min, wobei sowohl Gesamtpegel als auch 36te Ordnung deutlich höher liegen. Des Weiteren wird der Gesamtpegel im fokussierten Bereich deutlich durch die 36te Ordnung dominiert. Dies zeigt sich an dem Abstand und dem gemeinsamen Anstieg der beiden Kurven. Die Beobachtungen unterstützen die Hypothese, dass die 36te Ordnung auf den Antriebsstrang zurückzuführen ist.

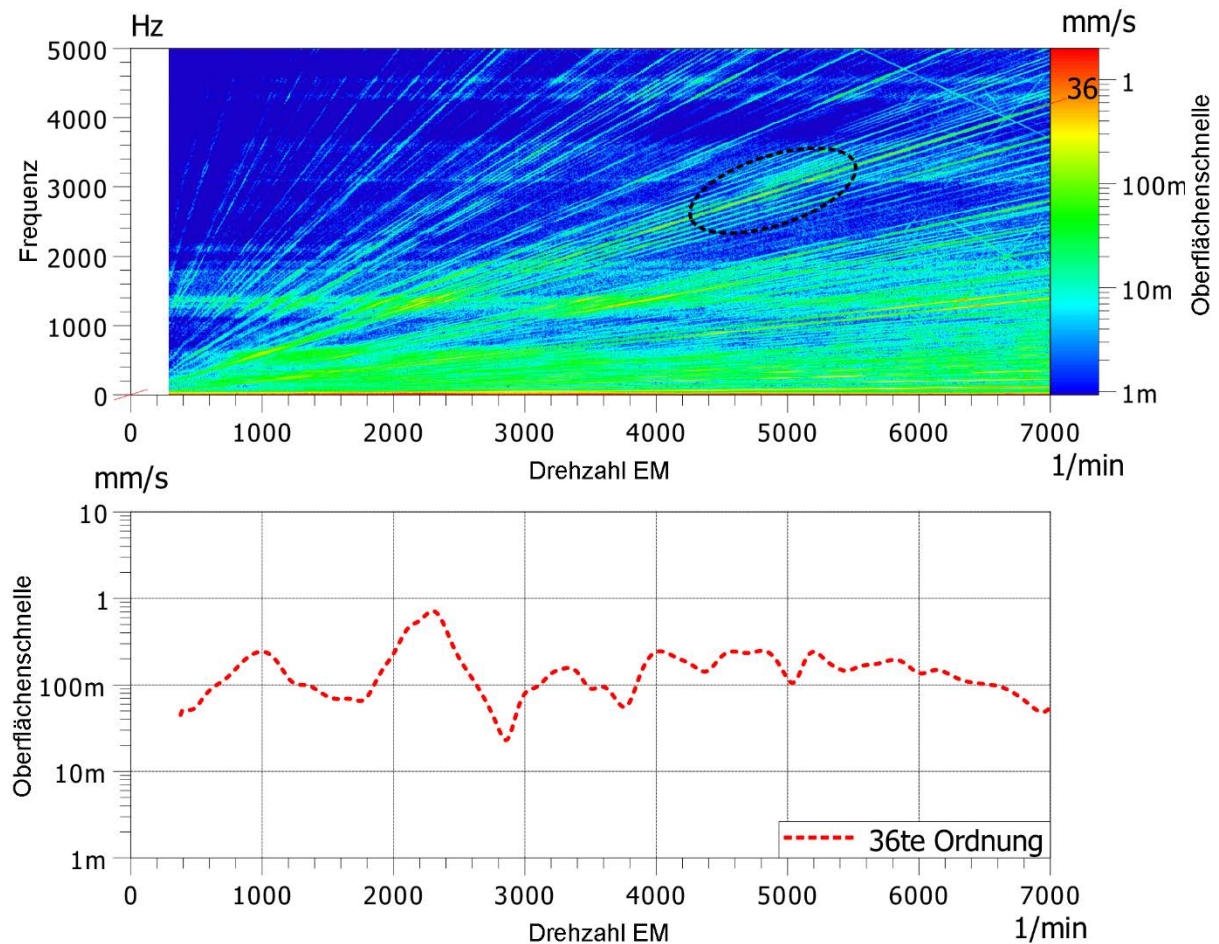


Bild 54: Oberflächenschnelle in Richtung der Flächennormale auf dem Gehäuse des EM als Spektrogramm (oben) und Ordnungspegel (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf dem Akustikrollenprüfstand (Messung D19)

In Bezug auf die Abstrahlung kann nach der maschinenakustischen Grundgleichung die Oberflächenschnelle als guter Indikator für eine mögliche Überhöhung im Luftschall herangezogen werden. Insbesondere in hohen Frequenzbereichen erreicht der Abstrahlgrad Werte nahe eins²⁴⁹ und eine Überhöhung im Luftschall kann meistens auf eine Überhöhung im Körperschall zurückgeführt werden.²⁵⁰

In Bild 54 und Bild 55 sind die Oberflächenschnelle in Normalenrichtung für je einen Messpunkt auf EM und Getriebe dargestellt.

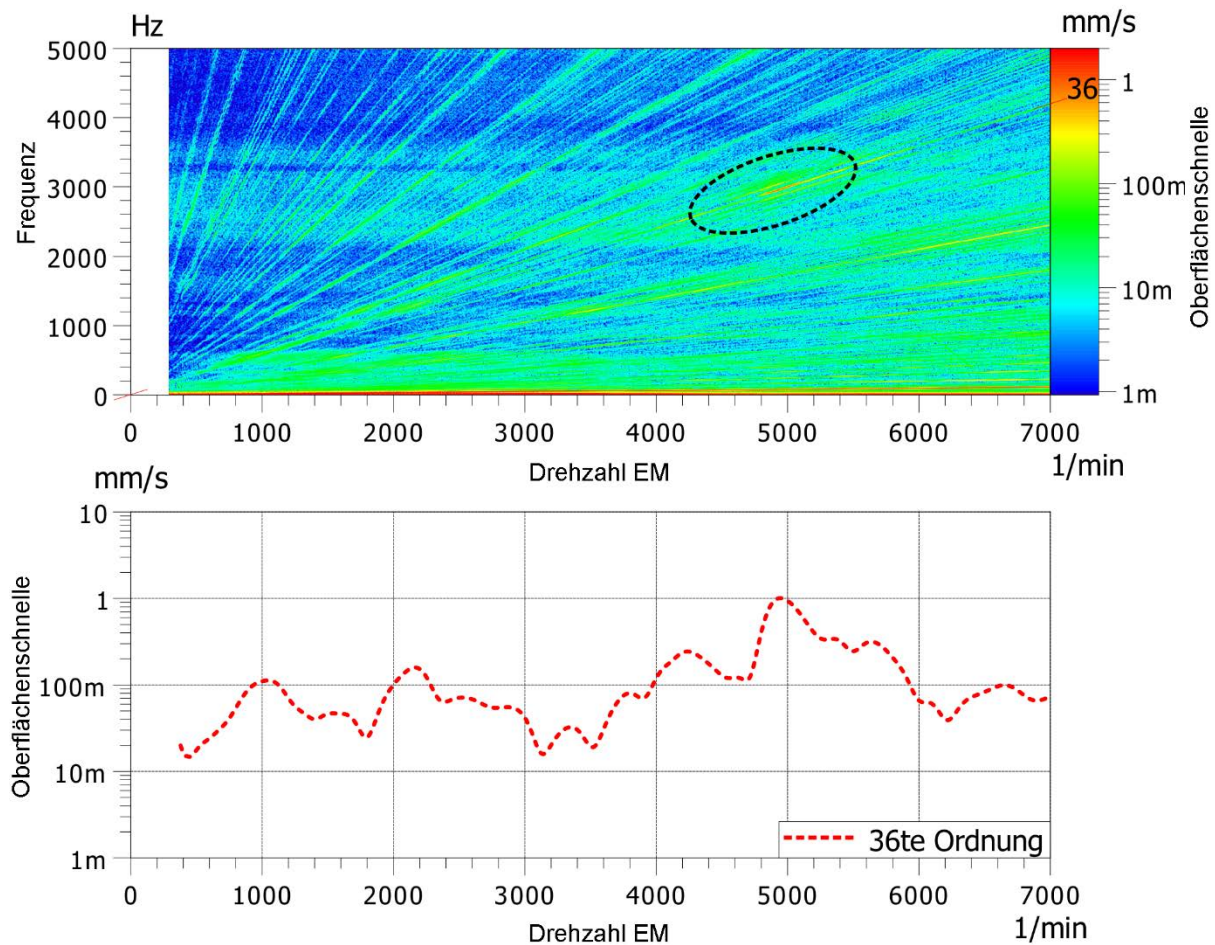


Bild 55: Oberflächenschnelle in Richtung der Flächennormale auf dem Getriebegehäuse als Spektrogramm (oben) und Ordnungspegel (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf dem Akustikrollenprüfstand (Messung D19)

²⁴⁹ Angert (2006)

²⁵⁰ Der umgekehrte Schluss, von einer Überhöhung im Körperschall auf eine Überhöhung im Luftschall zu schließen, ist streng wissenschaftlich nicht korrekt, da hier die Möglichkeit der konstruktiven Interferenz im Rahmen der Abstrahlung besteht.

Dabei wird bei der Analyse der Ergebnisse für den Messpunkt auf der EM ersichtlich, dass hier keine nennenswerte Überhöhung der 36ten Ordnung im relevanten Drehzahlbereich zu erkennen ist. Im Gegensatz dazu zeigt die 36te Ordnung der Oberflächenschnelle auf dem Getriebe eine deutliche Überhöhung im Drehzahlbereich von 5000 U/min. Die Oberflächenschnelle in Richtung der Flächennormale an dem gewählten Messpunkt auf dem Getriebe erreicht dabei Werte von bis zu 1mm/s. Dabei muss einschränkend erwähnt werden, dass die Analyse des Körperschalls an nur einem bzw. zwei Punkten auf der Struktur meistens nicht genügt, da der Körperschall örtlich variiert.

Abschließend soll auf die Analyse des Körperschalls vor und nach den Elastomerlagern des Antriebsstrangs zur Karosserie eingegangen werden. Hieraus lassen sich erste Rückschlüsse auf den Körperschalleintrag des Antriebsstrangs in die Karosserie ziehen.

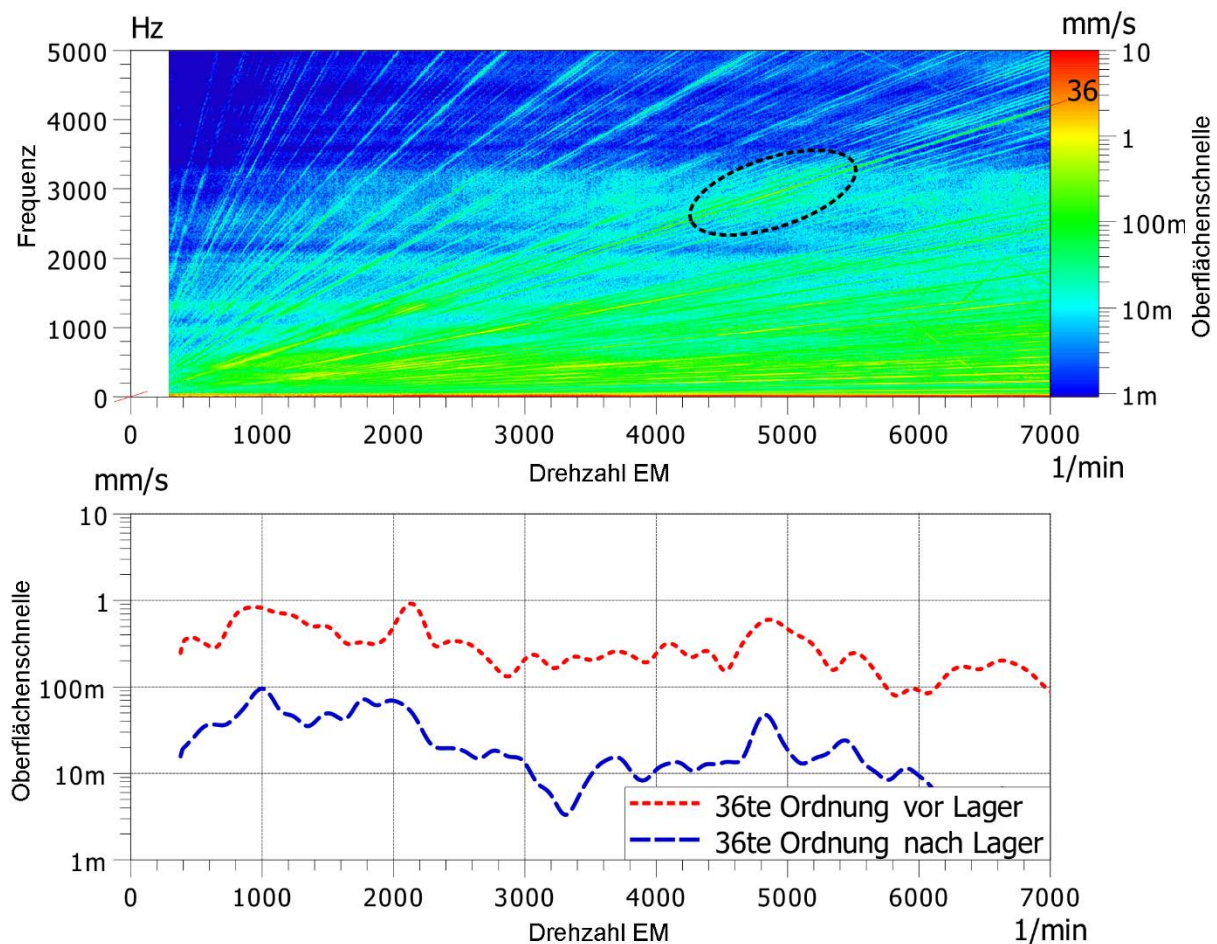


Bild 56: Oberflächenschnelle vor und nach dem Lager (EM) als Spektrogramm (oben, nur vor dem Lager) und Ordnungspegel (unten, vor und nach dem Lager) für einen Drehzahlhochlauf auf dem Akustikrollenprüfstand (Messung D19)

Dabei wird der Körperschall als Vektorbetrag der gemessenen Oberflächenschnellen in Richtung der Flächennormalen und in der Ebene angegeben. In Bild 56, Bild 57 und Bild 58 sind jeweils das Spektrogramm der Messstelle vor Lager und die 36te Ordnung der Messstelle vor und nach Lager dargestellt.

Aus der Differenz der Ordnungen lässt sich dabei ein erster Anhaltswert für die Abkopplung des Antriebsstrangs gewinnen. Bei der 36ten Ordnung vor Lager wird deutlich, dass hier nur für den Fall des Lagers auf Seite des Getriebes eine Überhöhung der 36ten Ordnung im relevanten Bereich festgestellt werden kann. Für das Lager auf Seite des EM und das Pendelstützenlager kann dies nicht beobachtet werden. Die Differenz der 36ten Ordnungen vor und nach den Lagern beträgt im Schnitt ca. 20 dB. Zu beobachten ist hierbei jedoch, dass im Falle des Pendelstützenlagers und des Lagers der EM nach Lager eine stärkere Überhöhung der 36ten Ordnung vorliegt, als aus der Messung vor Lager zu erwarten wäre. Eine mögliche Erklärung hierfür ist das Übersprechen des über das Getriebelager eingeleiteten Körperschalls auf die anderen Messpunkte nach Lager.

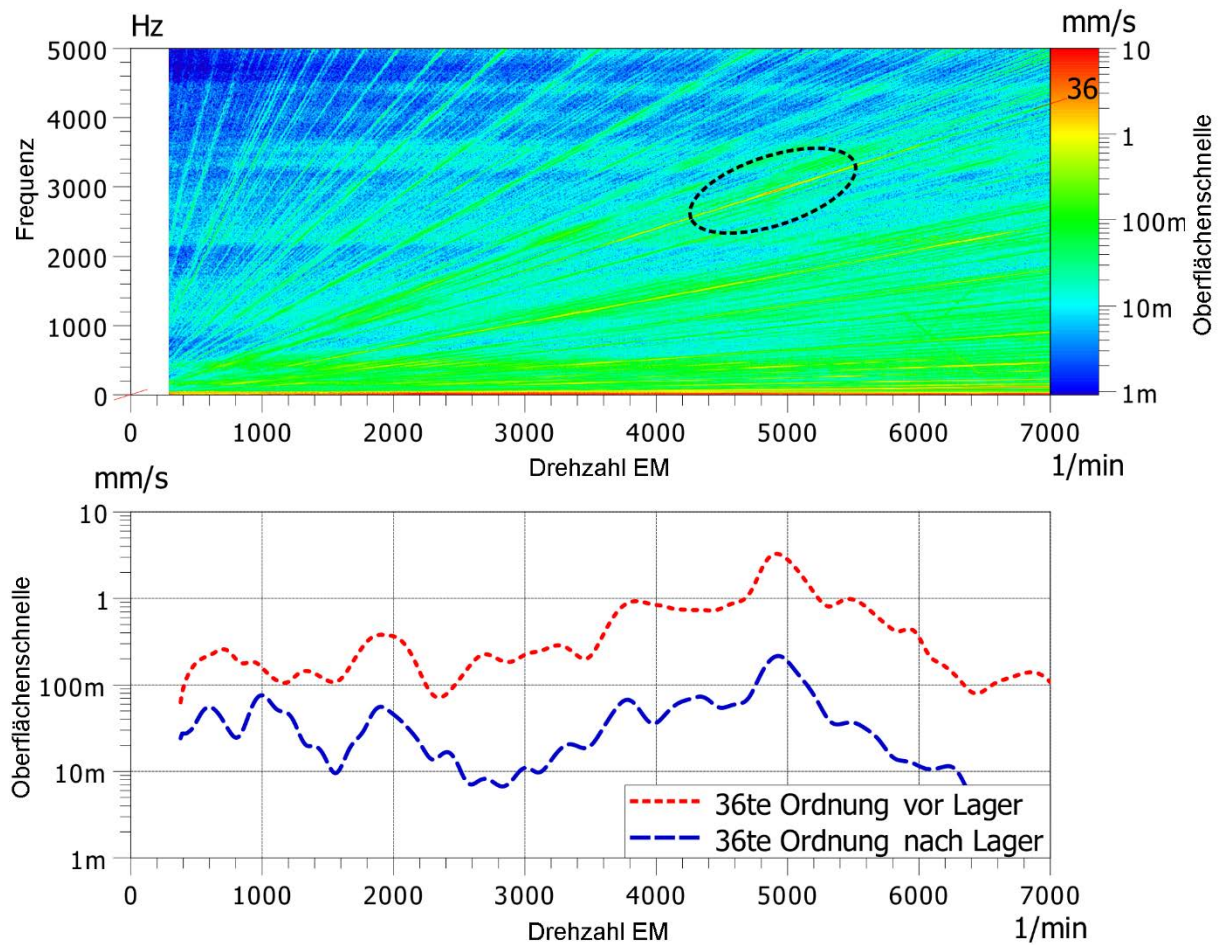


Bild 57: Oberflächenschnelle vor und nach dem Lager (Getriebe) als Spektrogramm (oben, nur vor dem Lager) und Ordnungspegel (unten, vor und nach dem Lager) für einen Drehzahlhochlauf auf dem Akustikrollenprüfstand (Messung D19)

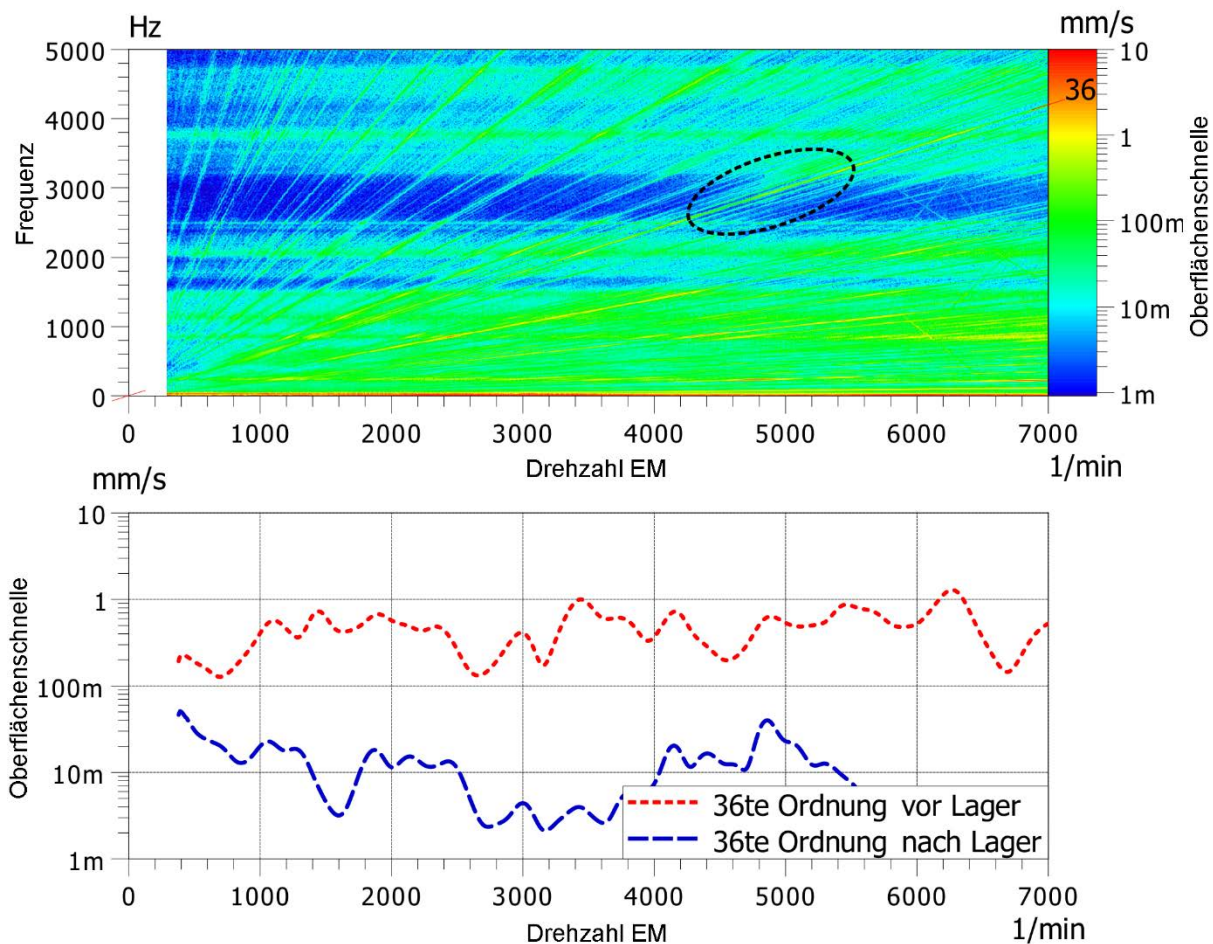


Bild 58: Oberflächenschnelle vor und nach der Pendelstütze als Spektrogramm (oben, nur vor dem Lager) und Ordnungspegel (unten, vor und nach dem Lager) für einen Drehzahlhochlauf auf dem Akustikrollenprüfstand (Messung D19)

5.2.5 Zwischenfazit

Im Folgenden soll ein Zwischenfazit in Bezug auf den Messaufbau, die Einflussfaktoren und die damit erzielten Ergebnisse gezogen werden.

In Bezug auf die Einflussfaktoren bei der Messung des Fahrzeuginnengeräusches kann festgehalten werden, dass das auf dem Akustikrollenprüfstand gemessene Fahrzeuginnengeräusch nicht für eine subjektive bzw. objektivierte Bewertung mit psychoakustischen Verfahren genutzt werden kann, da die Verdeckung maßgeblich durch Wind und Reifengeräusch determiniert wird und diese auf dem Akustikrollenprüfstand nicht mit Straßenmessungen vergleichbar sind. Für Vergleichsmessungen mit Bezug zu antriebsstranginduzierten Phänomenen und eine tiefgehende ordnungsbasierte Analyse dieser kann der Akustikrollenprüfstand jedoch sehr gut genutzt werden, da er in Bezug auf die Fahrmanöver und Lastfälle sowie die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse deutliche Vorteile bietet.

Die Überhöhung der 36ten Ordnung im Fahrzeuginnengeräusch bei ca. 50 km/h kann auf den Antriebsstrang und aufgrund der Ordnungszahl auf den EM zurückgeführt werden. Erste Hinweise deuten auf eine primäre Abstrahlung durch das Getriebe hin.

Der nächste Schritt im Rahmen der Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme ist daher die detaillierte Untersuchung des Antriebsstrangs auf einem reflexionsarmen Antriebsstrangprüfstand.

5.3 Analyse des Antriebsstrangs

Ausgehend von den Ergebnissen der Analyse des Gesamtfahrzeugs auf dem Akustikrollenprüfstand wird im Folgenden auf die Analyse des Antriebsstrangs auf einem reflexionsarmen Antriebsstrangprüfstand eingegangen.²⁵¹ Im Fokus steht dabei die weitere Eingrenzung der Überhöhung der 36ten Ordnung und die synchrone Analyse von elektrischen, strukturdynamischen und akustischen Messgrößen, um die phänomenspezifische Wissensbasis domänenübergreifend zu erweitern und die Wirkkette der Geräuschenstehung (siehe Kapitel 2.2.3) weiter auszuarbeiten. Der Messaufbau ist dabei grundsätzlich auf andere antriebsstranginduzierte Phänomene übertragbar. Limitierungen ergeben sich insbesondere durch die komplexe Ansteuerung des Antriebsstrangs außerhalb des Fahrzeugs.

5.3.1 Beschreibung des Prüflings

Der Prüfling ist der Antriebsstrang des in Kapitel 5.2 untersuchten Fahrzeugs inklusive des Integralträgers und der Motorlager aus dem Fahrzeug. Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, wurden der identische Motor und das identische Getriebe verwendet (siehe Kapitel 5.2.1).

5.3.2 Messaufbau

Für die nähere vibroakustische Analyse des Antriebsstrangs wird dieser auf einem reflexionsarmen Antriebsstrangprüfstand betrieben. Die Beschreibung des Messaufbaus und der Ergebnisse orientiert sich dabei an den Beschreibungen in ALBERS ET AL.²⁵².

²⁵¹ Die Messungen erfolgten auf einem reflexionsarmen Antriebsstrangprüfstand der Daimler AG. Die Konzeptionierung, Definition, Durchführung und Auswertung der Messungen (inklusive der verwendeten Messtechnik) erfolgte durch den Autor. Der Aufbau und die Ansteuerung des Antriebsstrangs auf dem Prüfstand erfolgten mit freundlicher Unterstützung der Daimler AG.

²⁵² Albers et al. (2013d) ; Albers et al. (2014a) ; Albers et al. (2013e)

Die verwendete Sensorik wurde dabei an ein (in Kapitel 2.2.4 beschriebenes) PAK MKII Messsystem angeschlossen, um eine synchronisierte Auswertung aller vibroakustischen sowie elektrischen Messgrößen zu ermöglichen. Des Weiteren wurden die CAN Daten synchron auf dem Messsystem aufgezeichnet und parallel zu den Messungen ausgewertet, um den allgemeinen Zustand des Antriebsstrangs zu überwachen (siehe oben).

Der Prüfstands Aufbau mit dem eingesetzten Mess-Setup ist schematisch in Bild 59 dargestellt.

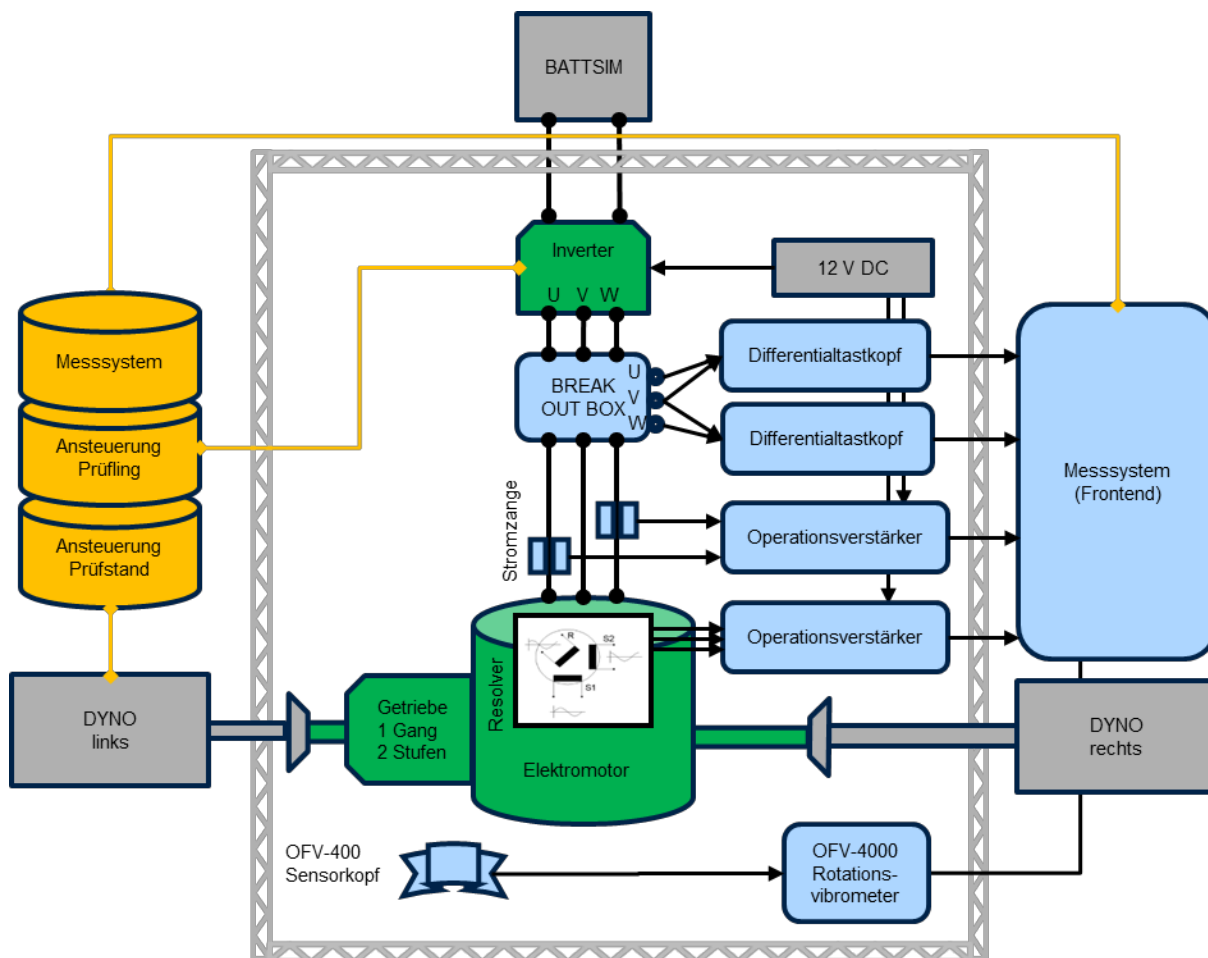


Bild 59: Schematisches Messsetup auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand²⁵³

Nicht dargestellt sind die zehn Triax-Vibrationssensoren für die Messung der Oberflächenschnellen auf den Oberflächen des Getriebes und des EM, sowie jeweils vor und nach dem Motorlager, Getriebelager und der Drehmomentenstütze. Des Weiteren wird das Signal von sechs sternförmig um den Mittelpunkt des Rotors des EM angeordneten Mikrofonen aufgezeichnet.

²⁵³ Albers et al. (2014a)

Die Anordnung der Mikrofone im Fernfeld in Bezug zu EM und Getriebe des Antriebsstrangs ist in Bild 60 schematisch dargestellt. Für die Beurteilung der akustischen Abstrahlung des EM und des Getriebes kommen zwei Mikrofone im Nahfeld zum Einsatz. Neben den konventionellen Messmitteln zur Analyse der vibroakustischen Eigenschaften des Antriebsstrangs kommen mehrere speziell auf den Anwendungsfall angepasste Methoden zum Einsatz.

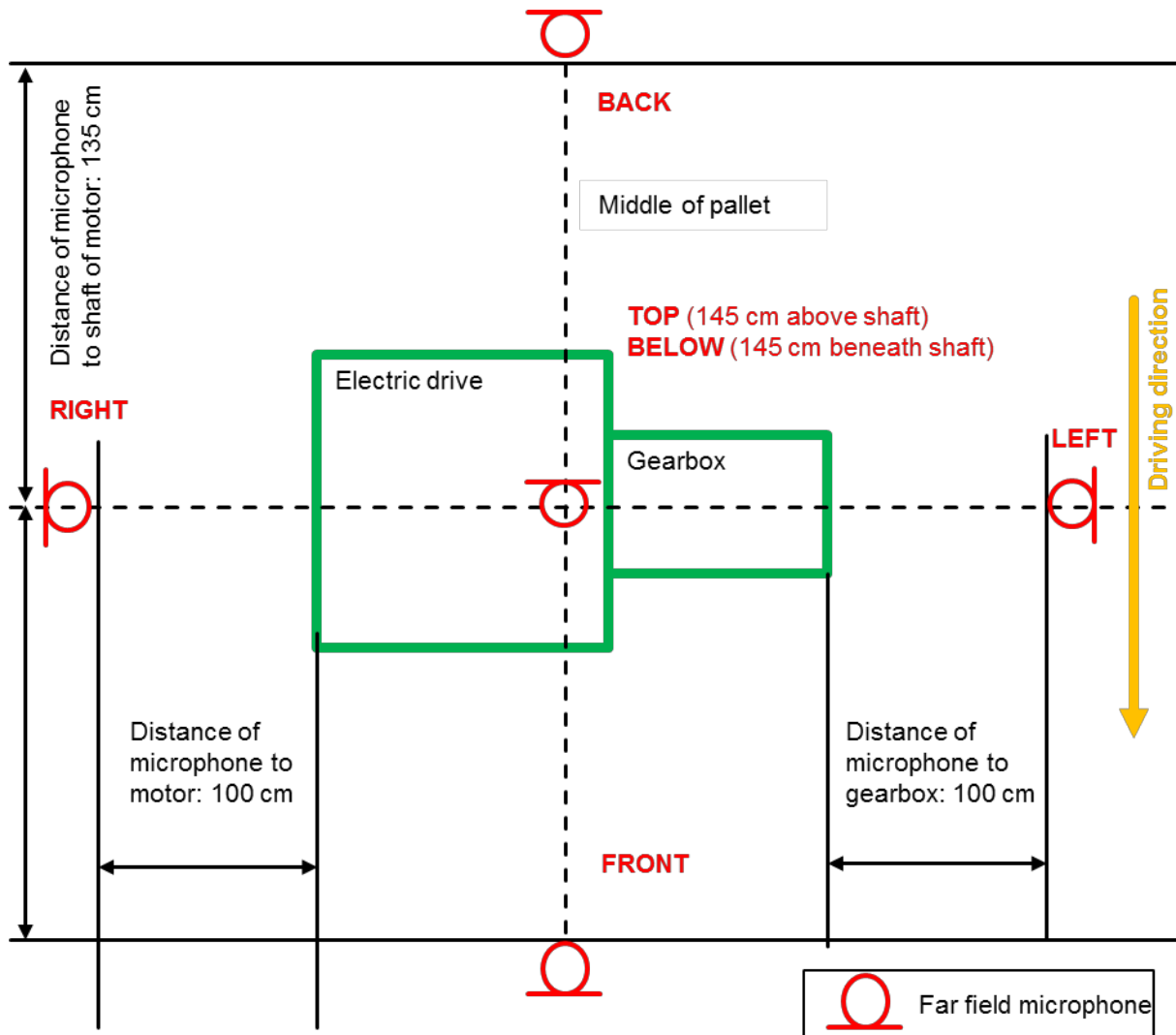


Bild 60: Positionierung der Fernfeldmikrofone auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand²⁵⁴

Aufgrund der Vermutung einer relevanten torsionalen Anregung durch den EM (siehe Kapitel 5.3.4.2) soll die Drehungleichförmigkeit des Systems untersucht werden. Dafür wird ein modifiziertes Getriebe mit aus dem Getriebegehäuse herausgeführten, verlängerten Eingangs- und Zwischenwellen eingesetzt.

²⁵⁴ Albers et al. (2013d)

Die Drehungleichförmigkeit der verlängerten Wellen sowie der Seitenwellen wird mit einem Rotationsvibrometer gemessen. Dies ist in Bild 61 dargestellt.

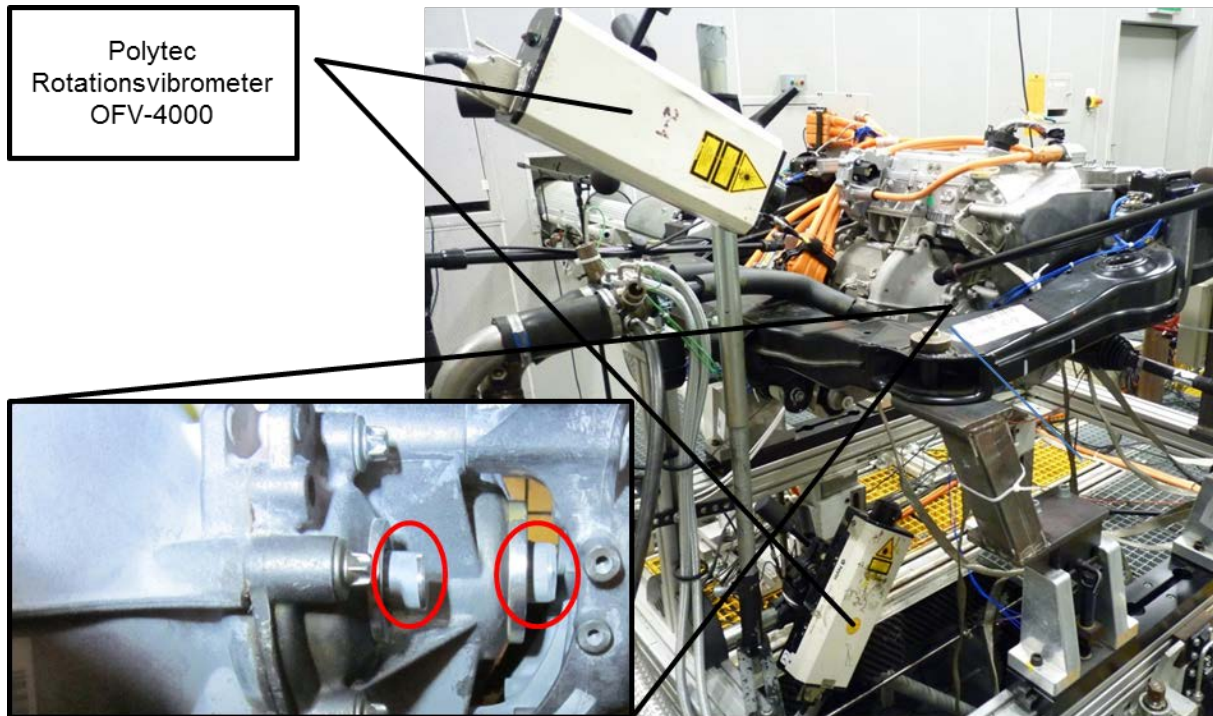


Bild 61: Positionierung und Ausrichtung der OFV-400 Rotationsvibrometer auf den herausgezogenen Getriebewellen auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand

Eine weitere verwendete Methode zur Messung der Drehungleichförmigkeit ist der Abgriff und die Auswertung der amplitudenmodulierten Resolversignale des EM wie beschrieben in 5.1.3.

Des Weiteren werden jeweils zwei Phasen der Spannungen und Ströme auf der AC-Seite des Inverters abgegriffen. Die Messung des Stroms erfolgt mit Strommesszangen und wird mit Hilfe eines Operationsverstärkers mit dem Akustikmesssystem aufgezeichnet. Der gesicherte Abgriff der Spannungen über eine Breakoutbox erfolgt dabei mithilfe eines Differenzialastkopfs²⁵⁵ mit einem Teilungsfaktor von 1/100. Ein weiteres eingesetztes Messsystem ist ein 3D-Scanning-Vibrometer für die Messung der translatorischen Bewegung der herausgezogenen Wellenenden und die flächendeckende Messung der Oberflächenschnellen der einzelnen Komponenten des Antriebsstrangs. Dies ist in Bild 62 dargestellt.

²⁵⁵ Differential Probe LeCroy AP031 mit einem einstellbaren Teilungsfaktor von 1/10 und 1/100.

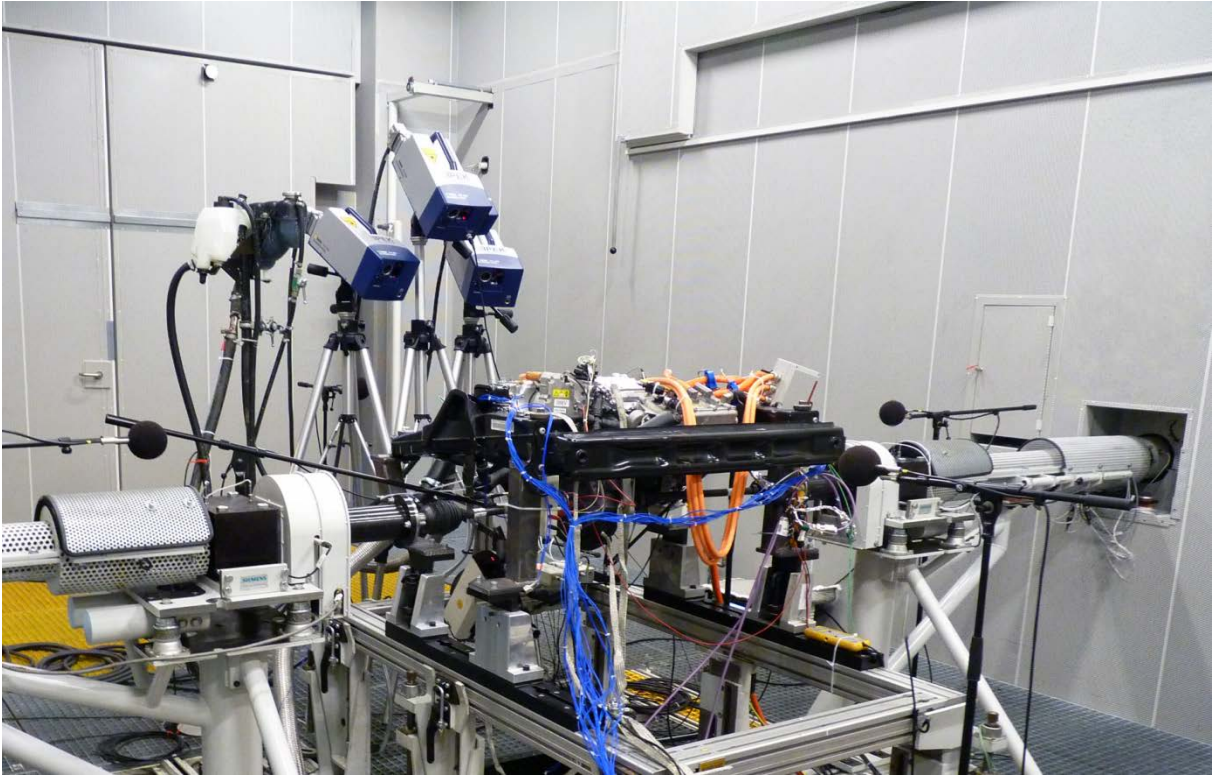


Bild 62: Positionierung und Ausrichtung des PSV-400-3D Scanning Vibrometers auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand²⁵⁶

Alle aufgezählten Messgrößen – unabhängig ob elektrischer, mechanischer oder akustischer Natur – mit Ausnahme des 3D-Scanning-Vibrometers werden auf dem PAK MKII Messsystem synchron aufgezeichnet. Dies erleichtert die einheitliche Auswertung der Messdaten in Bezug auf die akustische Wirkkette und die Korrelation der gemessenen Größen.

5.3.3 Einflussfaktoren

Auf dem Antriebsstrangprüfstand kann dem Antriebsstrang im n-Alpha Modus (Geschwindigkeitsregelung durch den Prüfstand) eine konstante Drehzahl sowie eine Drehzahlrampe vorgegeben werden. Dabei wird das Drehmoment des EM mit Hilfe einer Restbussimulation über CAN vorgegeben und der Prüfstand regelt auf die eingestellte Drehzahl bzw. Drehzahlrampe. Das Drehmoment des EM kann im Gegensatz zu den Untersuchungen am Gesamtfahrzeug frei eingestellt werden. Dies erlaubt die Untersuchung des gesamten Betriebsbereiches inklusive negativer Momente (Rekuperation), wie beschrieben in 5.1.1.

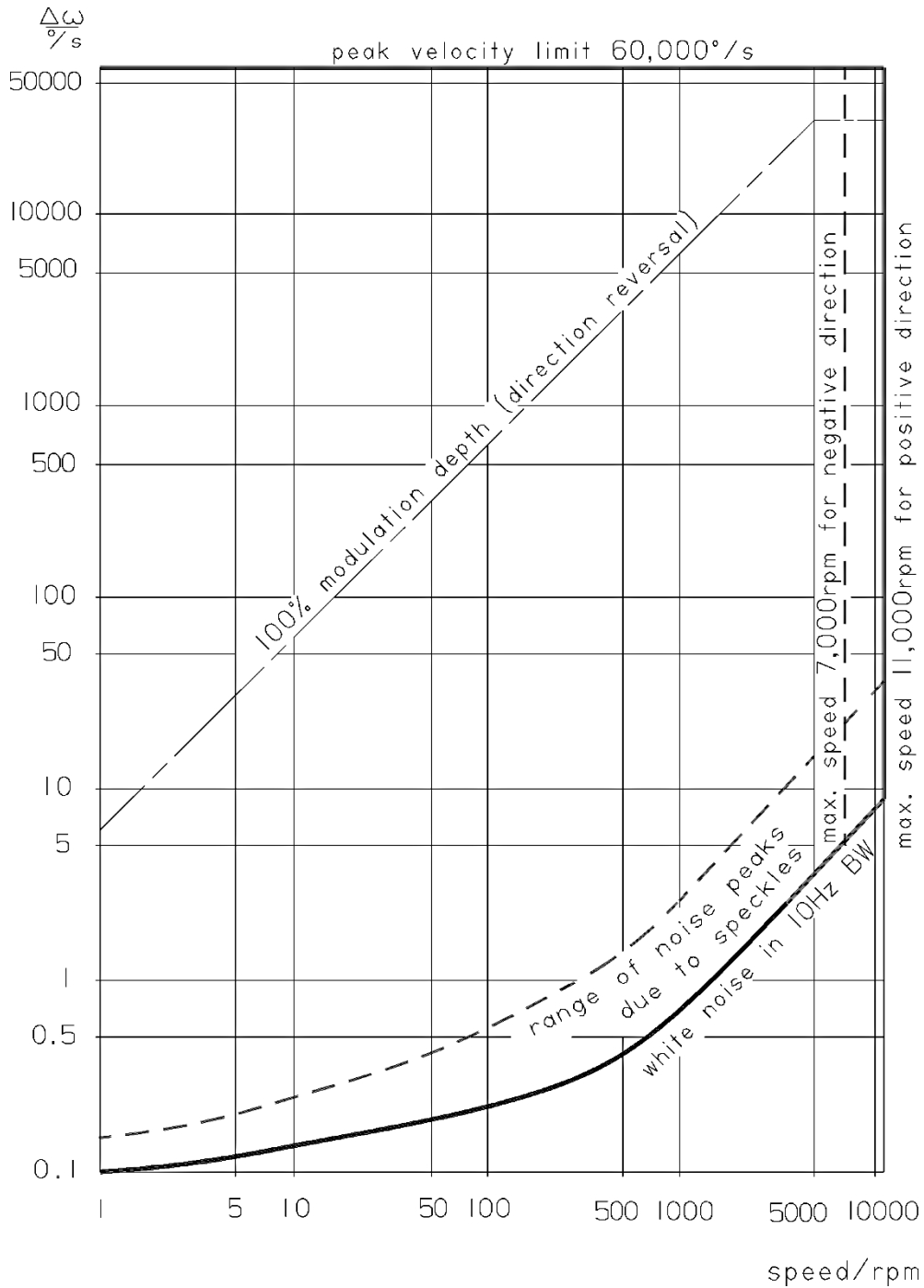
²⁵⁶ Albers et al. (2014a)

Der Zustand des Antriebsstrangs kann dabei aufgrund der externen Kühlung und Batteriesimulation sehr genau und reproduzierbar eingestellt werden. Die Temperatur der Kühlung wurde dabei bei allen Versuchen auf 26 °C eingestellt und der SOC der Batteriesimulation betrug konstant 80%.

Bei der messtechnischen Analyse des Antriebsstrangs auf einem reflexionsarmen Prüfstand bietet dieser ideale Bedingungen für akustische Messungen. Die Messungen des Schalldrucks erfolgen unter Freifeldbedingungen, wodurch Einflüsse durch stehende Wellen ausgeschlossen werden.

Des Weiteren wird auf einen fahrzeugähnlichen mechanischen Aufbau mit identischen Motorlagern, identischem Trägerrahmen und identischen Seitenwellen geachtet. Dadurch sind sowohl der rotatorischer Aufbau als auch die Einbindung des Antriebsstrangs in das Fahrzeug möglichst realitätsnah abgebildet und der Körperschalleintrag in die Karosserie kann abgeschätzt werden.

In Bezug auf die Analyse der Drehungleichförmigkeit können die Herausforderungen anhand des in Bild 63 dargestellten Arbeitsbereiches nachvollzogen werden. Mit steigender Drehzahl nimmt bei konstantem Signal der Signalrauschabstand ab. Da die Messung im Grenzbereich des Rotationsvibrometers abläuft – gekennzeichnet durch eine vergleichsweise hohe Drehzahl in Kombination mit einer hohen Ordnung/Frequenz (was zu kleinen Amplituden führt) – ist eine genaue Ausrichtung der Laser auf die Mitte der Welle geboten. Dabei muss berücksichtigt werden, dass der Antriebsstrang in den Motorlagern elastisch gelagert ist und sich die Position der herausgezogenen Wellen unter Last verändert, da sich das Drehmoment an der Pendelstütze abstützt.

Bild 63: Arbeitsbereich und Rauschen des Polytec OFV-4000 Rotationsvibrometers²⁵⁷²⁵⁷ Polytec (2002)

5.3.4 Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Messungen auf dem Antriebsstrangprüfstand dargestellt. Dabei werden zunächst die Ergebnisse der vibroakustischen Analyse dargestellt, um darauf aufbauend auf die Analyse der Drehungleichförmigkeit einzugehen. Im Anschluss werden die Ergebnisse der Messungen mit dem PSV-400-3D Scanning Vibrometer diskutiert, um abschließend die Analyse der Strom- und Spannungsmessung zu zeigen.

5.3.4.1 Vibroakustische Analyse

Die Diskussion der vibroakustischen Analyse orientiert sich analog zu Kapitel 5.2 an der maschinenakustischen Grundgleichung und beginnt mit der Auswertung des Schalldruckpegels im Fernfeld. Die Ergebnisse der Fernfeldmessungen für eine Teillastmessung sind in Bild 64 dargestellt.

Dabei wird das energetische Mittel aller Messpositionen gebildet und als Spektrogramm über der Drehzahl sowie Gesamtpegel und Ordnungsschnitt der 36ten Ordnung dargestellt. Es zeigt sich analog zu der Messung im Motorraum des Fahrzeugs eine deutliche Überhöhung der 36ten Ordnung bei ca. 5000 U/min. Diese dominiert in diesem Drehzahlbereich deutlich den Gesamtpegel, welcher analog zu der Überhöhung der Ordnung ansteigt.

Um die Lastabhängigkeit der Überhöhung zu untersuchen, werden, wie in Kapitel 5.1.1 beschrieben, Drehzahlrampen für verschiedene Lastfälle (Drehmomente) gefahren. Die Ergebnisse sind in Bild 65 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Überhöhung der 36ten Ordnung für alle dargestellten Lastfälle auftritt und den Gesamtpegel dominiert. Die kritische Drehzahl bzw. Frequenz ist für alle untersuchten Lastfälle konstant und liegt leicht unterhalb von 5000 U/min. Die Überhöhung ist für die Rekuperation stärker ausgeprägt.

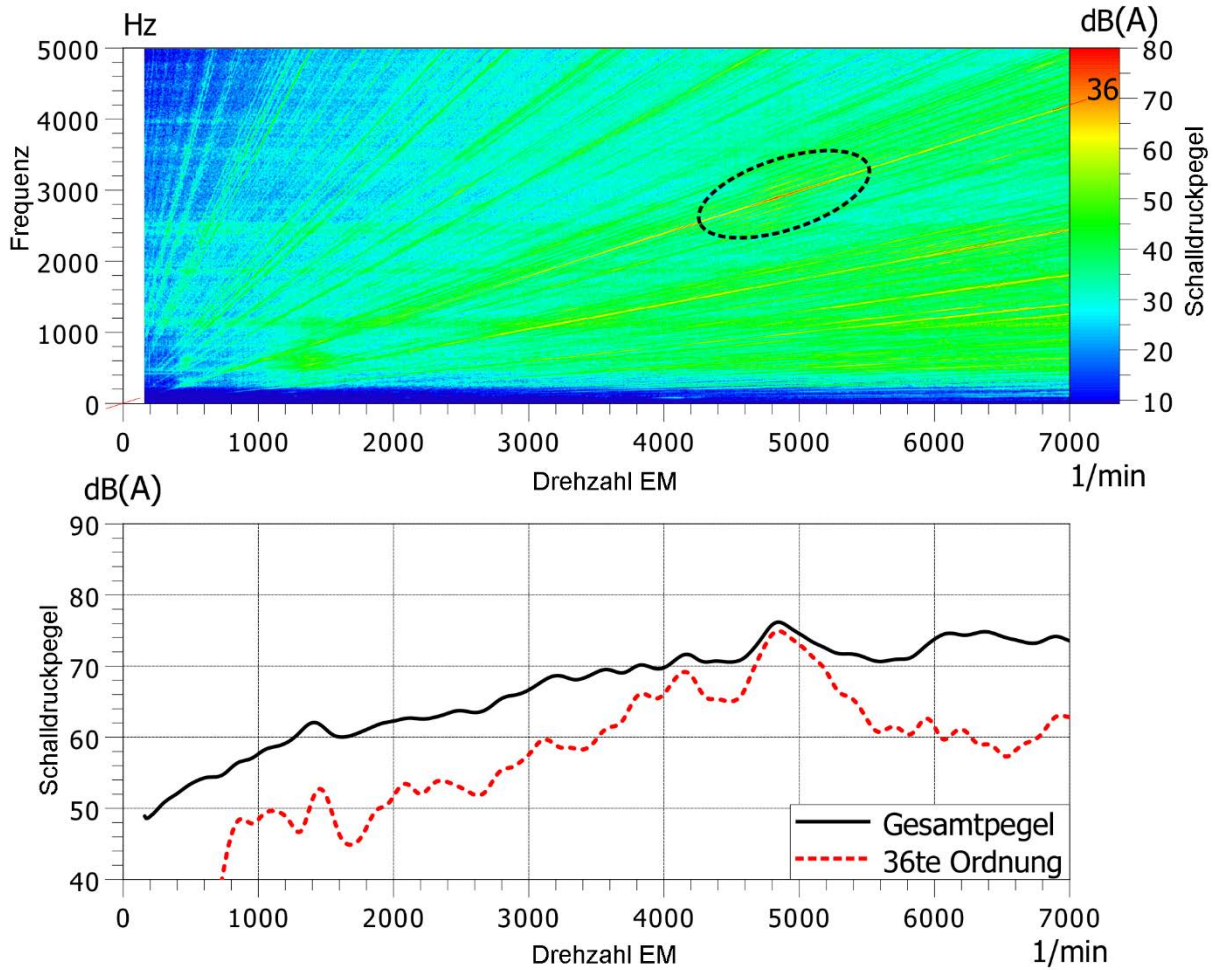


Bild 64: Energetisches Mittel der Mikrofone im Fernfeld als Spektrogramm (oben), Gesamtpegel und Ordnungspegel (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand²⁵⁸

²⁵⁸ Vgl. Albers et al. (2014a)

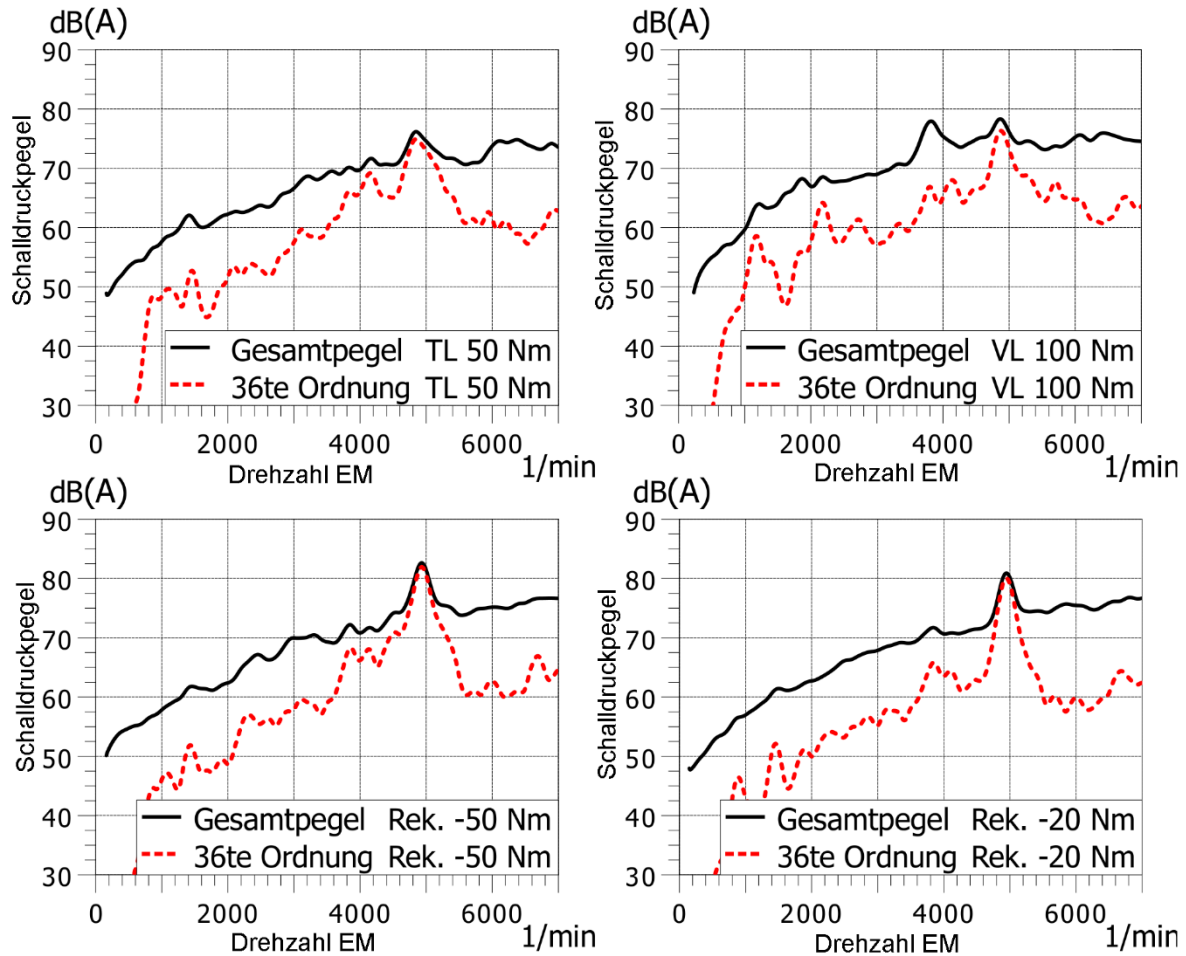


Bild 65: Energetisches Mittel der Mikrofone im Fernfeld als Gesamtpegel und Ordnungspegel für Drehzahlhochläufe mit verschiedenen Lastfällen auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand²⁵⁹

Für eine tiefere Analyse der Lastabhängigkeit des untersuchten Phänomens werden im nächsten Schritt Lastrampen bei einer konstanten Drehzahl gefahren. Das Ergebnis für eine Drehzahl von 4930²⁶⁰ U/min ist in Bild 66 als Ordnungsanalyse sowie Gesamtpegel und Ordnungsschnitt über dem Drehmoment dargestellt. Es zeigt sich eine deutliche Überhöhung der 36ten Ordnung über den gesamten Lastbereich mit der Ausnahme geringer Drehmomente. Die Pegel sind für negative Drehmomente deutlich höher als für positive Drehmomente mit jeweils nahezu konstanten Verläufen in den jeweiligen Bereichen.

²⁵⁹ Vgl. Albers et al. (2013d)

²⁶⁰ Bei 4930 U/min zeigten sich für die Drehzahlrampen mit verschiedenen Drehmomenten die größten Amplituden im Ordnungsschnitt der 36ten Ordnung (siehe Bild 65).

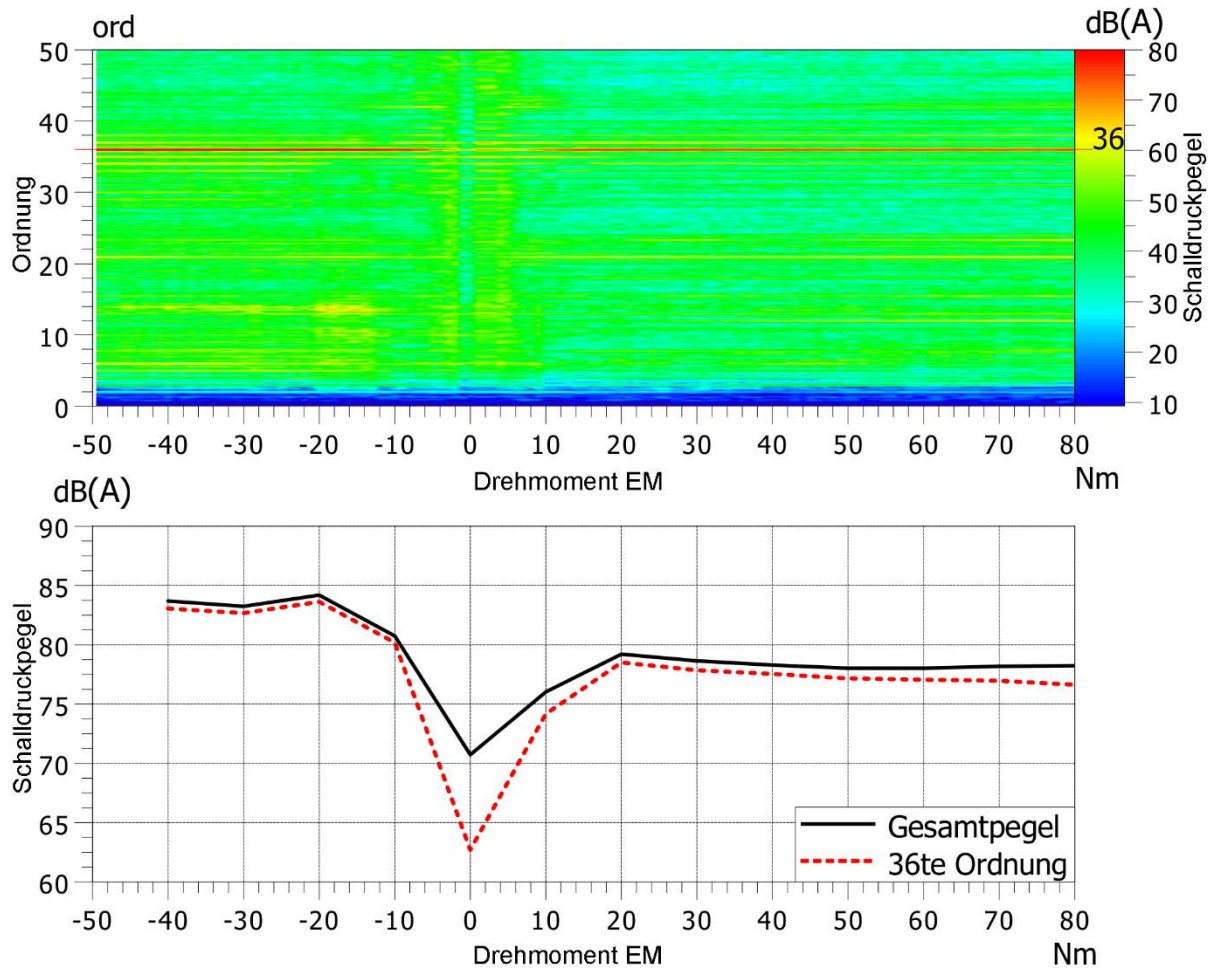


Bild 66: Energetisches Mittel der Mikrofone im Fernfeld als Spektrogramm (oben), Gesamtpegel und Ordnungspegel (unten) für eine lineare Lastanhebung bei konstant 4930 U/min auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand ²⁶¹

Im nächsten Schritt wird im Sinne der maschinenakustischen Grundgleichung das Nahfeld von Getriebe und EM analysiert. Die Ergebnisse sind in Bild 67 und Bild 68 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Überhöhung der 36ten Ordnung bei ca. 5000 U/min im Nahfeld des Getriebes stärker ausgeprägt ist. Jedoch muss an dieser Stelle erwähnt werden, dass die Messungen des Schalldrucks im Nahfeld starken positionsabhängigen Schwankungen ausgesetzt sind. Des Weiteren lässt sich ein Übersprechen zwischen Getriebe und EM aufgrund der räumlichen Nähe der Komponenten nicht ausschließen. So zeigten Messungen mit leicht veränderten Mikrofonpositionen gegenläufige Tendenzen. Dies bestätigt die Notwendigkeit einer eingehenden Analyse der Oberflächenschnellen des Antriebsstrangs mit Fokus auf EM und Getriebe.

²⁶¹ Vgl. Albers et al. (2013d)

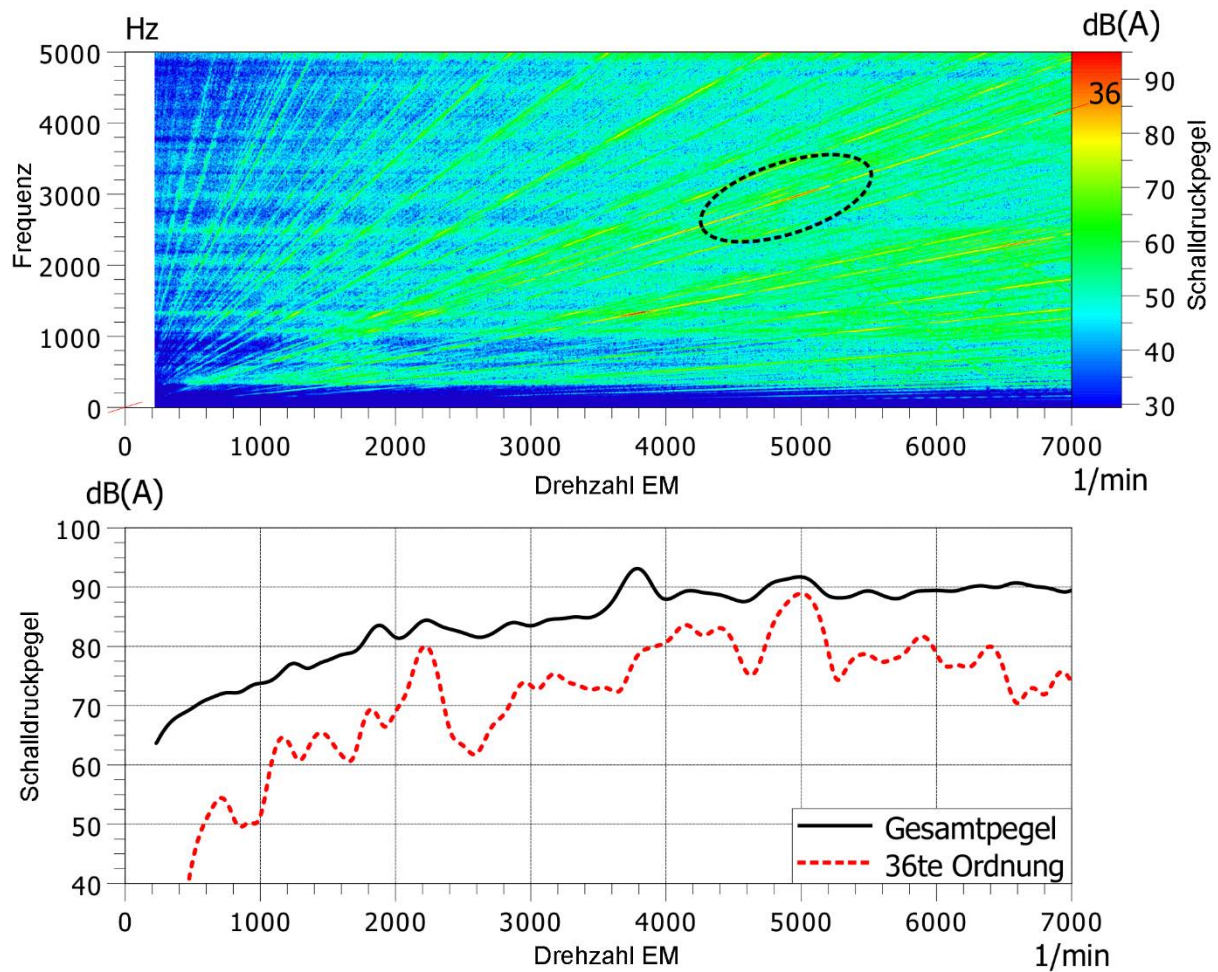


Bild 67: Mikrofon im Nahfeld des Getriebes als Spektrogramm (oben), Gesamtpegel und Ordnungspegel (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand

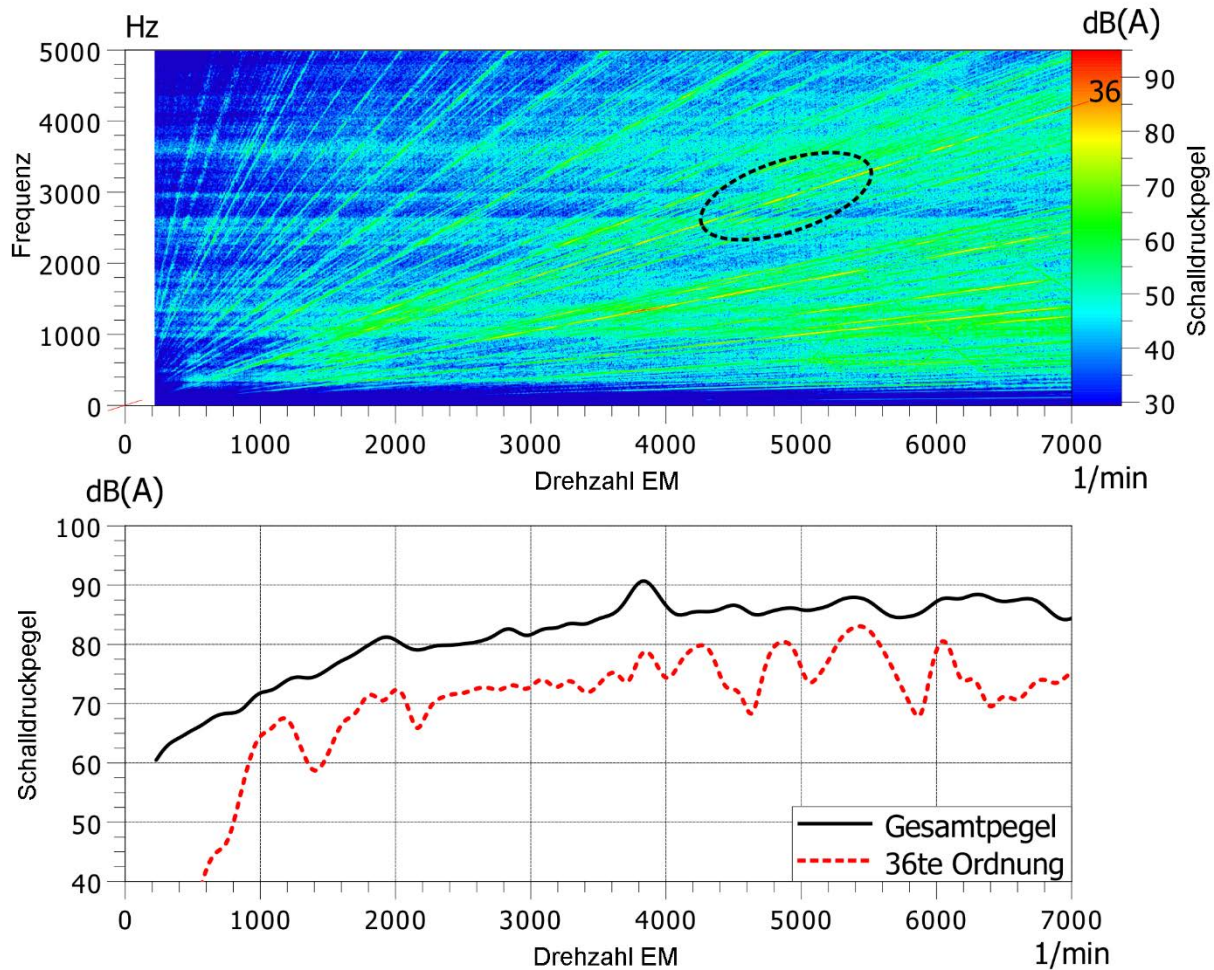


Bild 68: Mikrofon im Nahfeld des EM als Spektrogramm (oben), Gesamtpegel und Ordnungspegel (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand

Die Untersuchung der Oberflächenschnellen erfolgte in einem ersten Schritt analog zu den Fahrzeugmessungen mit Hilfe von Vibrationssensoren auf Getriebe und EM. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind mit gleicher Skalierung in Bild 69 und Bild 70 dargestellt. Hier bestätigen sich die Ergebnisse aus Kapitel 5.2. Die Überhöhung der 36ten Ordnung der Oberflächenschnelle in Richtung der Flächennormalen ist für das Getriebe wesentlich stärker ausgeprägt. Die maximale Amplitude ist mit 5 mm/s größer als die – an anderer Position auf dem Getriebe – im Fahrzeug gemessene Überhöhung. Dies stellt die Frage nach der räumlichen Verteilung der Amplituden für den Bereich der Überhöhung und motiviert die in 5.3.4.3 vorgestellte Laserscanningvibrometrie.

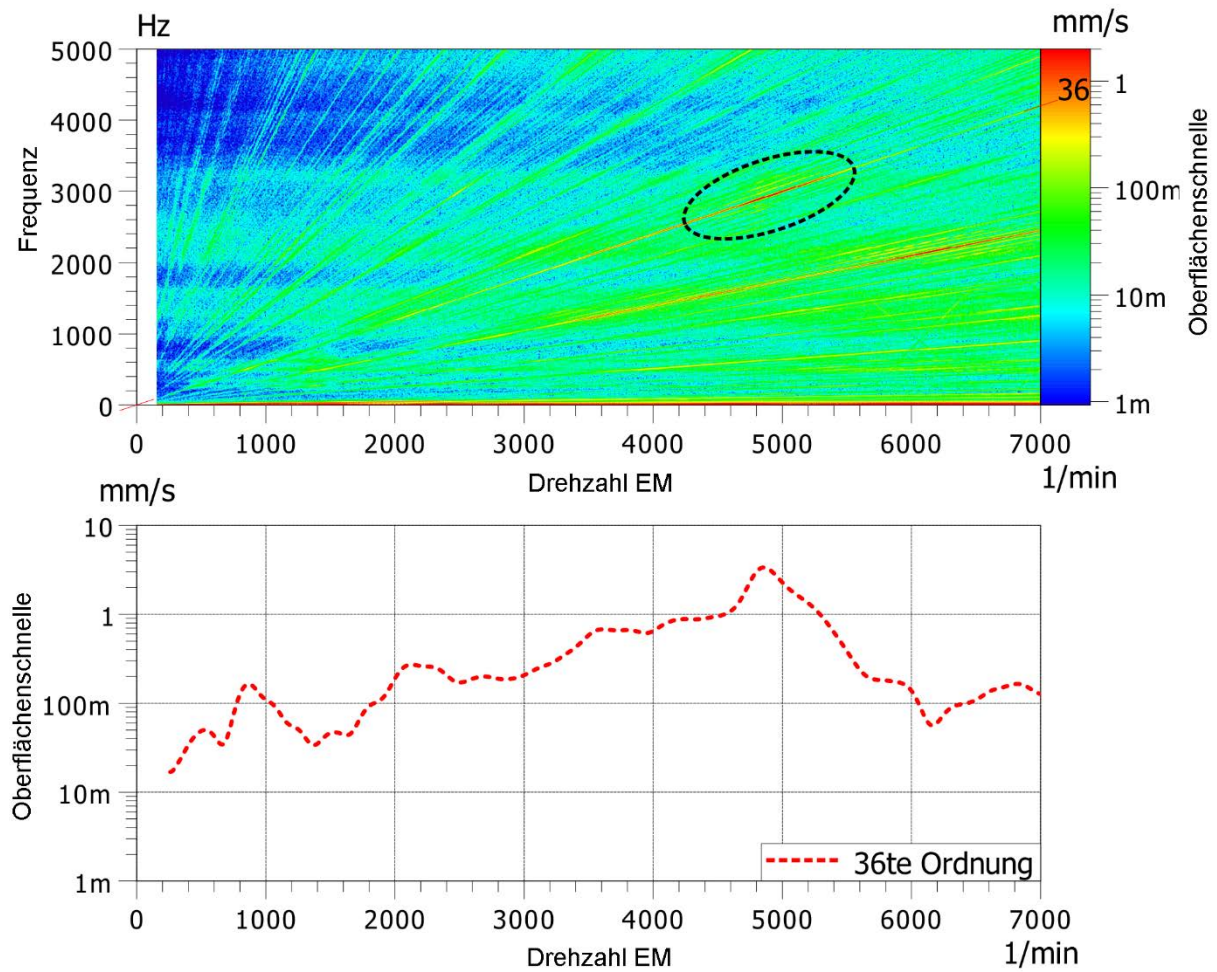


Bild 69: Oberflächenschnelle in Richtung der Flächennormale auf dem Getriebegehäuse als Spektrogramm (oben) und Ordnungspegel (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand

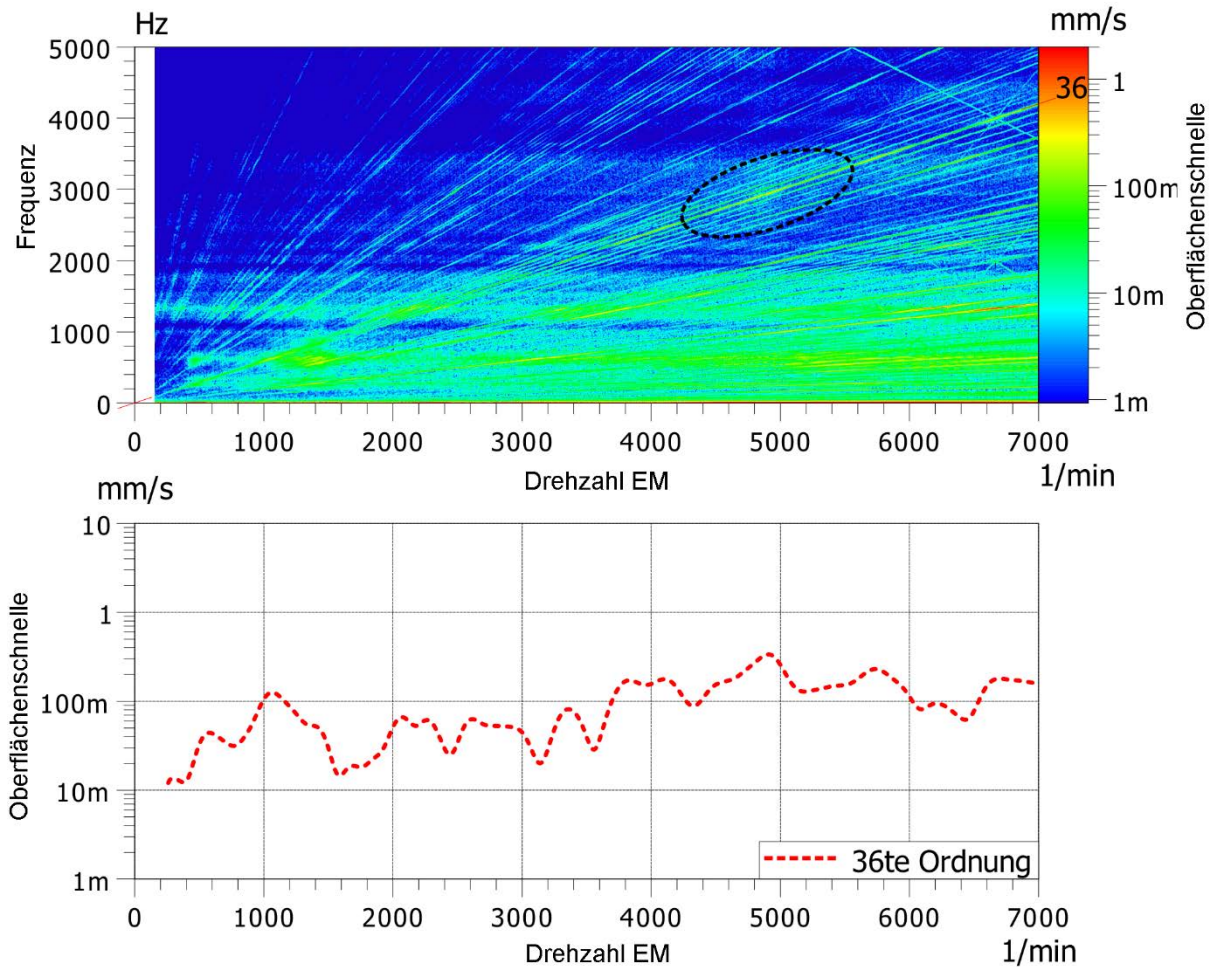


Bild 70: Oberflächenschnelle in Richtung der Flächennormale auf dem Gehäuse des EM als Spektrogramm (oben) und Ordnungspegel (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand

Zunächst soll jedoch analog zu Kapitel 5.2 auf die Einleitung von Körperschall in die Karosserie eingegangen werden. Dafür werden wiederum die Vektorbeträge der Vibrationssensoren vor und nach Lager ausgewertet und die Amplituden der Ordnungsschnitte verglichen. Die Ergebnisse für das Lager auf Getriebe- und E-Motor-Seite, sowie die Pendelstütze sind in Bild 71, Bild 72 und Bild 73 dargestellt. Dabei werden die Ergebnisse der Fahrzeugmessung bestätigt. Eine deutliche Überhöhung der 36ten Ordnung im Bereich von 5000 U/min kann nur für das Getriebelager ausgemacht werden. Die Abkopplung zwischen Vor- und Nachlager kann durch die Pegeldifferenz abgeschätzt werden und beträgt durchschnittlich ca. 20 dB.

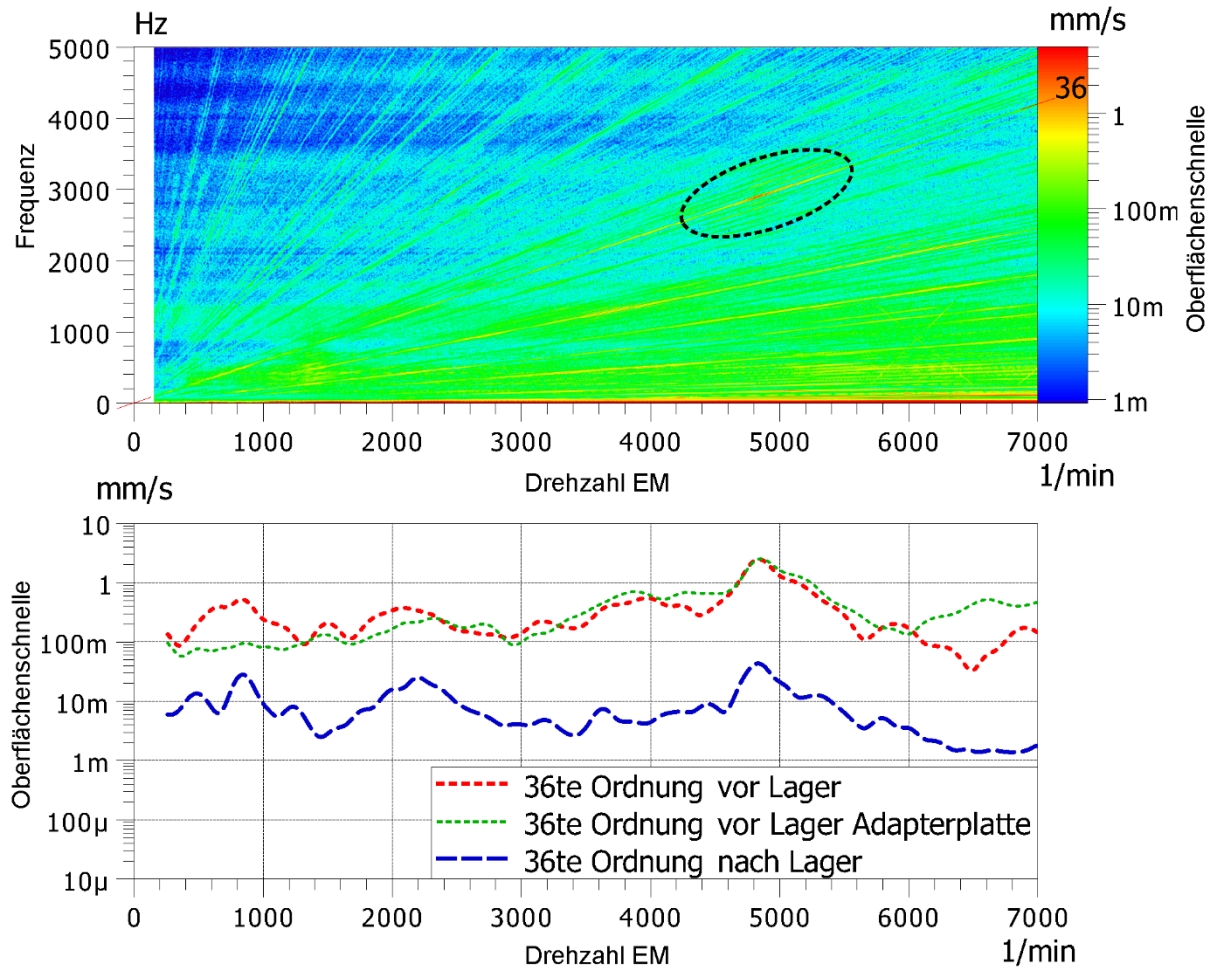


Bild 71: Oberflächenschnellen vor und nach dem Lager (Getriebe) als Spektrogramm (oben, nur vor dem Lager) und Ordnungspegel (unten, vor und nach dem Lager) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand

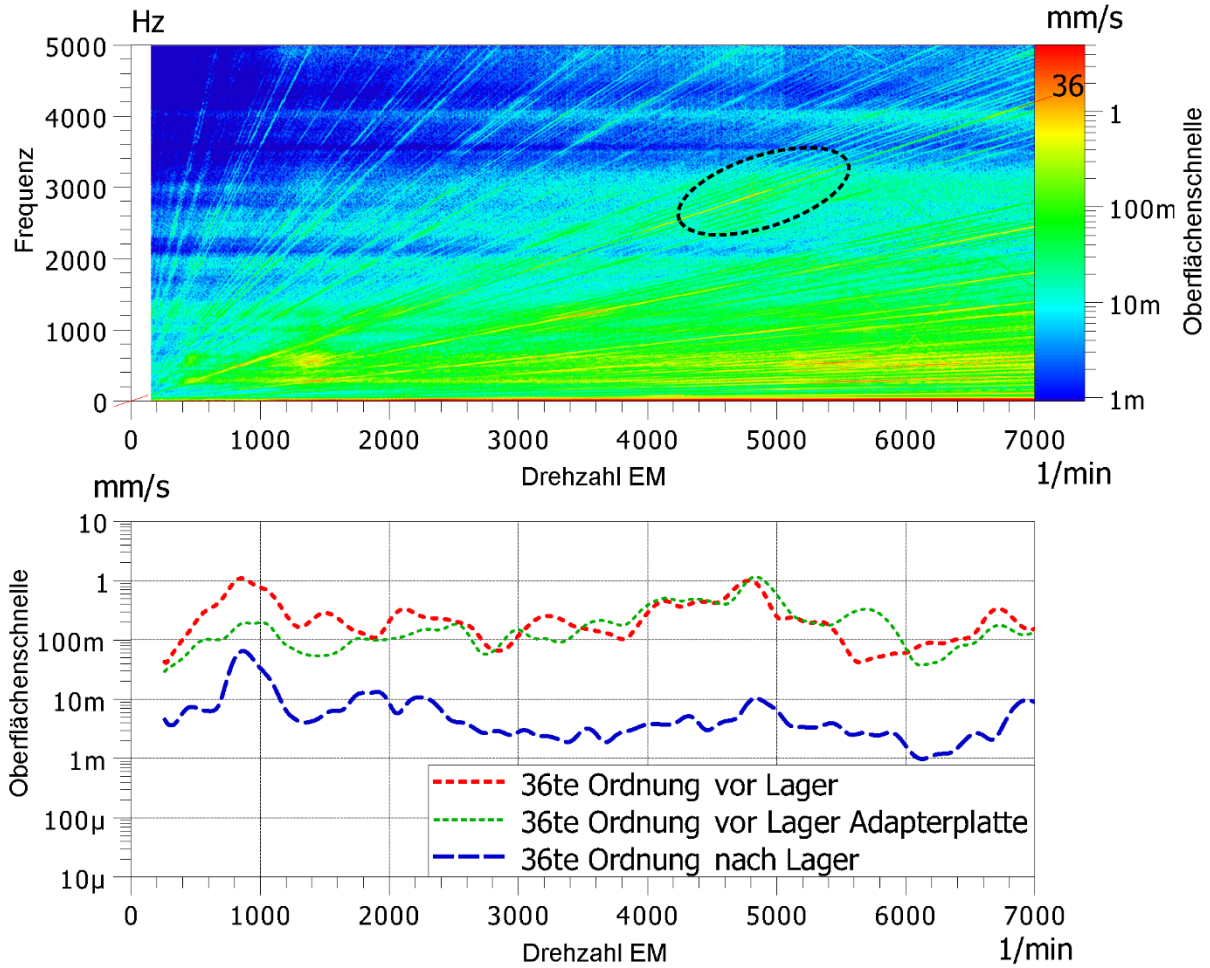


Bild 72: Oberflächenschnellen vor und nach dem Lager (EM) als Spektrogramm (oben, nur vor dem Lager) und Ordnungspegel (unten, vor und nach dem Lager) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand

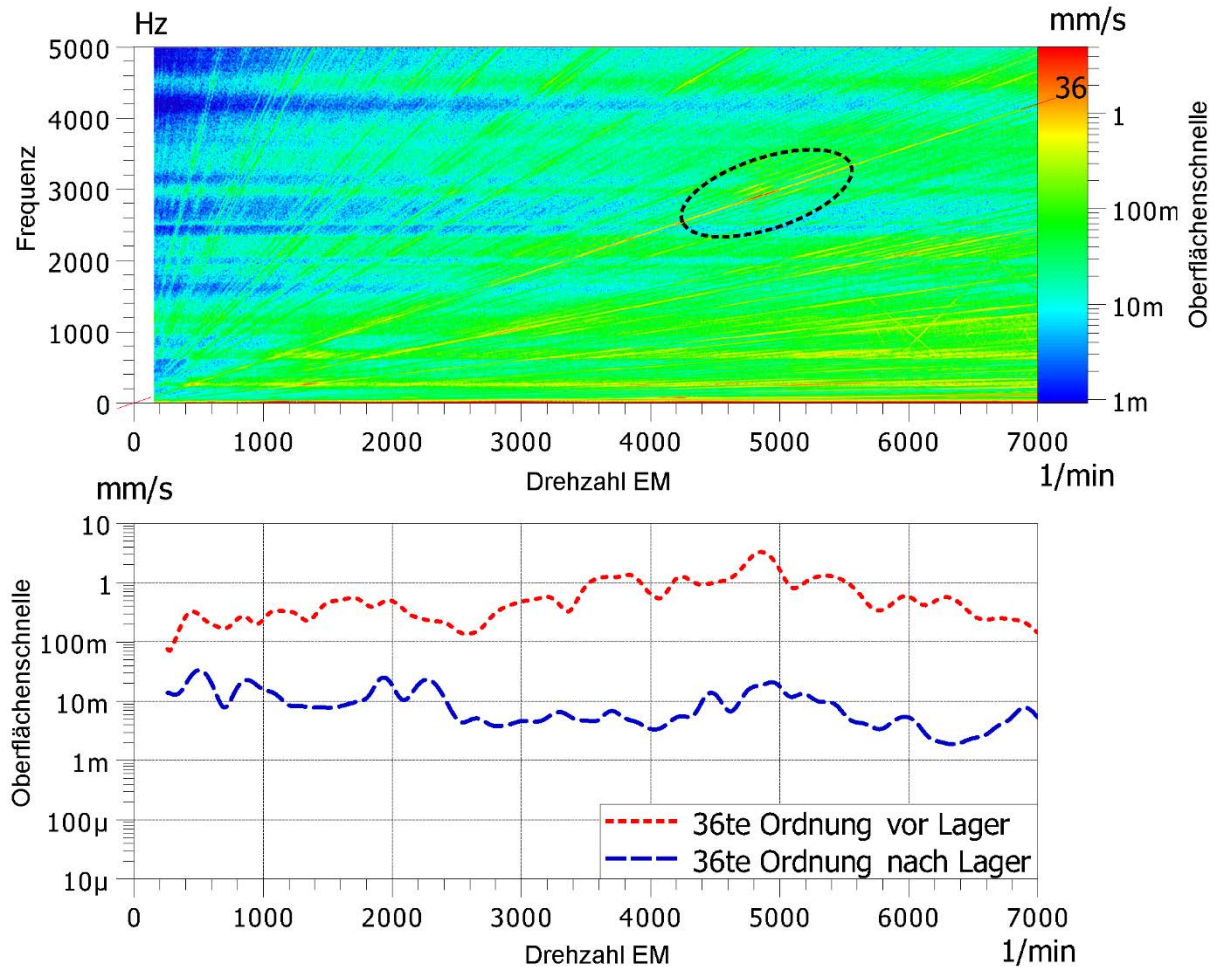


Bild 73: Oberflächenschnellen vor und nach der Pendelstütze als Spektrogramm (oben, nur vor dem Lager) und Ordnungspegel (unten, vor und nach dem Lager) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand

Die Ergebnisse der vibroakustischen Analyse auf dem reflexionsarmen Antriebsstrangprüfstand bestätigen dabei die Ergebnisse der Fahrzeugmessung und erweitern die Wissensbasis um die Möglichkeit der gezielten Lastvariation und der Möglichkeit negativer Momente.

Auf Basis der Untersuchungen und deren Ergebnissen wird im Sinne von Kapitel 2.2.3 zunächst folgende Wirkkette postuliert: Es erfolgt eine torsionale Anregung des Getriebes durch den EM. Dies würde sowohl die drehzahlabhängige Anregung durch den EM als auch die primäre Abstrahlung von Luftschall durch das Getriebe erklären.

Somit entsteht die Notwendigkeit einer Untersuchung des rotierenden Systems, um die Anregung näher eingrenzen und schlussendlich quantifizieren zu können.

5.3.4.2 Analyse der Drehungleichförmigkeit

Im Folgenden wird auf die Ergebnisse der Analyse der Drehungleichförmigkeit eingegangen. Dabei werden die Messungen auf den Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang und Komponente (im Vorgriff auf Kapitel 5.4) vor- und gegenübergestellt und die Drehungleichförmigkeit mit der Überhöhung der 36ten Ordnung im Fernfeld des Antriebsstrangprüfstandes korreliert.

Für die Analyse der Drehungleichförmigkeit werden im Rahmen dieser Arbeit drei unterschiedliche Verfahren genutzt. Im Fahrzeug wird die Drehungleichförmigkeit mit Hilfe der nach Kapitel 5.1.3 ausgewerteten Resolversignale quantifiziert. Diese Methode steht neben dem Fahrzeug auch auf dem Antriebsstrangprüfstand und dem Komponentenprüfstand zur Verfügung. Zusätzlich zu der Auswertung der Resolversignale wird die Drehungleichförmigkeit der Getriebeeingangswelle, der Zwischenwelle und der Ausgangswelle mit Hilfe von Rotationsvibrometern erfasst. Auf dem Komponentenprüfstand kann die in dem Drehmomentsensor integrierte Strichscheibe genutzt werden, um die Drehungleichförmigkeit auf der Ausgangsseite des EM zu analysieren. Ein Nachteil besteht somit in den unterschiedlichen Messpositionen der Drehungleichförmigkeit, womit die Phasenlage nicht verglichen werden kann. Ein Vergleich der Amplituden ist jedoch zulässig.²⁶²

In Bild 74 sind die Ergebnisse der Resolverauswertung und der Messung der Drehungleichförmigkeit mit Hilfe von Rotationsvibrometern dargestellt. Die Ordnungsanalyse und der Ordnungsschnitt der nach Kapitel 5.1.3 berechneten Drehungleichförmigkeit zeigt dabei eine deutliche Überhöhung der 36ten Ordnung im Bereich von 5000 U/min. Es zeigt sich jedoch auch das Problem der Auswertung der Resolversignale aufgrund der nicht mit der Drehzahl korrelierenden elektrischen Störungen im Bereich von 6000 U/min. Hier kann die nach Kapitel 5.1.3 berechnete Drehungleichförmigkeit nicht mehr ausgewertet werden, da die Überhöhung keiner realen Überhöhung entspricht. Dies ist für das betrachtete Phänomen jedoch nicht relevant.

Im Vergleich der aus den Resolversignalen berechneten Drehungleichförmigkeit zeigt die mit einem Rotationsvibrometer auf der Getriebeeingangswelle gemessene Drehungleichförmigkeit einen in Amplitude und Lage ähnlichen Verlauf und bestätigt somit die Ergebnisse der Resolvermessung.

²⁶² Hier wird die Annahme getroffen, dass die Messposition nicht in einem Schwingungsknoten einer Eigenform in der Nähe der betrachteten Frequenz liegt.

Die auf der Zwischenwelle des Getriebes gemessene Drehungleichförmigkeit zeigt eine analoge Überhöhung der 36ten Ordnung mit reduzierter Amplitude. Die Reduktion der Amplitude wird durch die Übersetzung des Getriebes ins Langsame ($i \approx 2$ für die erste Getriebestufe) erklärt. Auf der Ausgangswelle des Getriebes ist keine Überhöhung der 36ten Ordnung messbar.

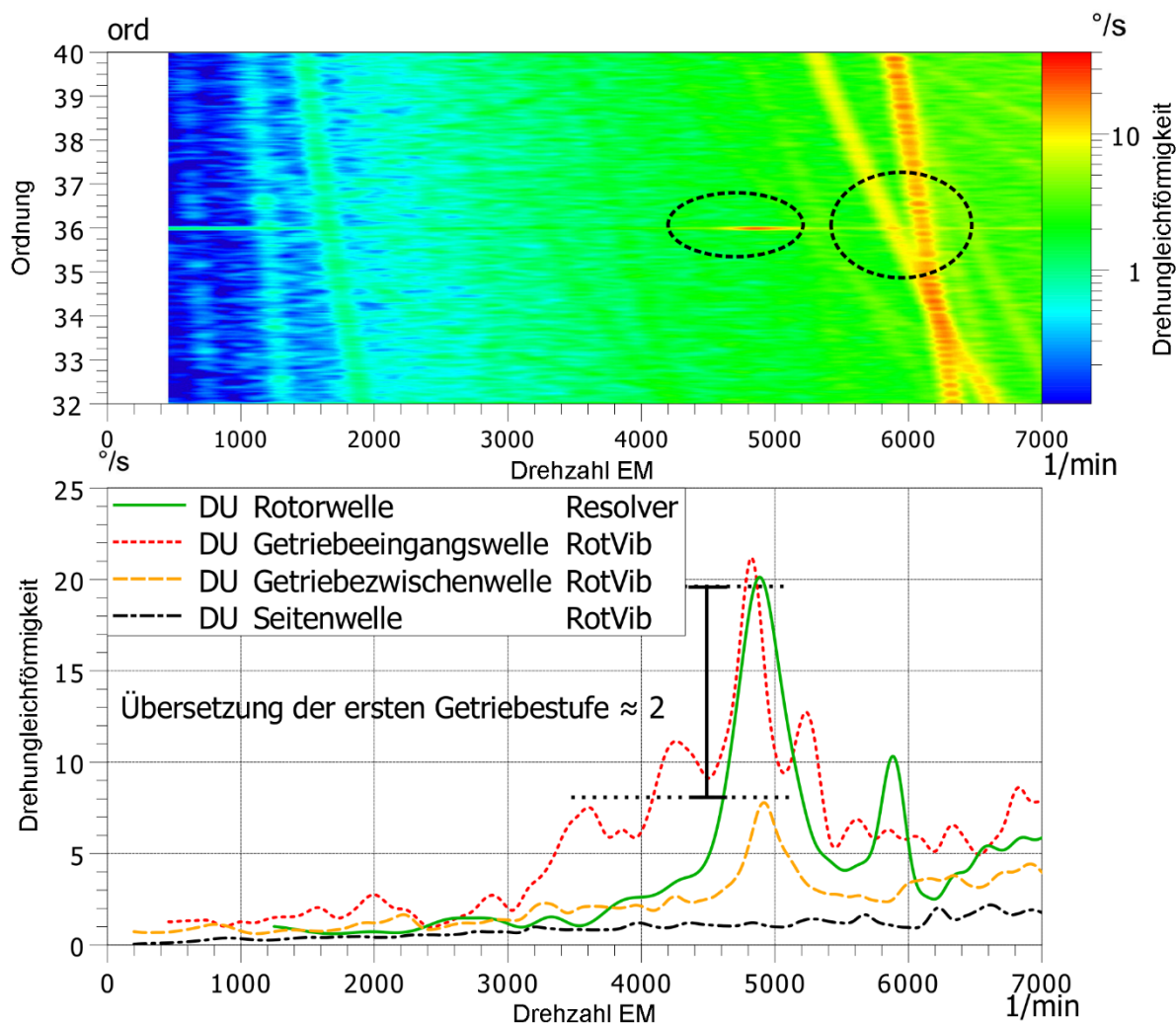


Bild 74: Vergleich der 36ten Ordnung der Drehungleichförmigkeit (DU) als Spektrogramm (oben, nur Resolver) und Ordnungsschnitt (unten, Resolver und Rotationsvibrometer) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand ²⁶³

Ein Vergleich der Messverfahren auf den Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang und Komponente ist in Bild 75 dargestellt und zeigt vergleichbare Ergebnisse für die Überhöhung der 36ten Ordnung der Drehungleichförmigkeit in Bezug auf Lage und Amplitude.

²⁶³ Albers et al. (2014a)

In Bezug auf die mit Hilfe der Strichscheibe gemessene Drehungleichförmigkeit zeigt sich eine Abnahme des Signal-Rausch-Verhältnisses mit steigender Drehzahl. Des Weiteren zeigt sich, dass die Störungen auf dem Resolver signal bei ca. 6000 je nach Messaufbau variieren. In einem nächsten Schritt soll auf den in der Wirkkette postulierten Zusammenhang der Überhöhung der 36ten Ordnung des Schalldrucks im Fernfeld und der Drehungleichförmigkeit eingegangen werden.

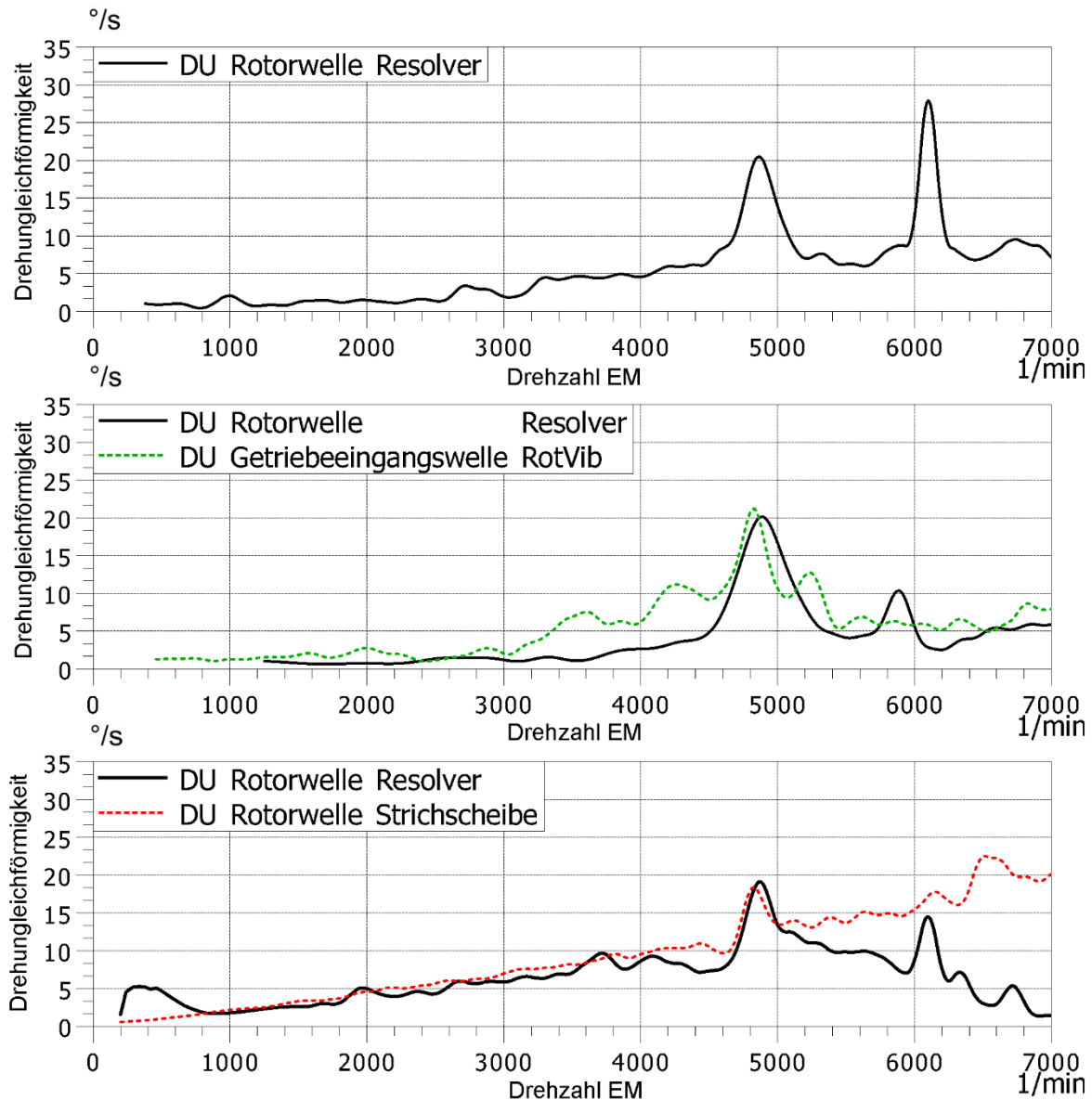


Bild 75: Vergleich der 36ten Ordnung der Drehungleichförmigkeit (DU) als Ordnungsschnitt gemessenen mit Resolver, Rotationsvibrometer und Strichscheibe in Fahrzeug- (oben), Antriebsstrang- (Mitte) und Komponentenmessungen (unten)²⁶⁴

²⁶⁴ Albers et al. (2014e)

Dies erfolgt mit Hilfe von Kreuzordnungen, welche ein Maß für die Korrelation der Signale darstellen.²⁶⁵ Die Ergebnisse für die 36ten Kreuzordnungen auf energetisch gemitteltem Luftschall und der mittels zweier Verfahren bestimmen Drehungleichförmigkeit sind in Bild 76 dargestellt.

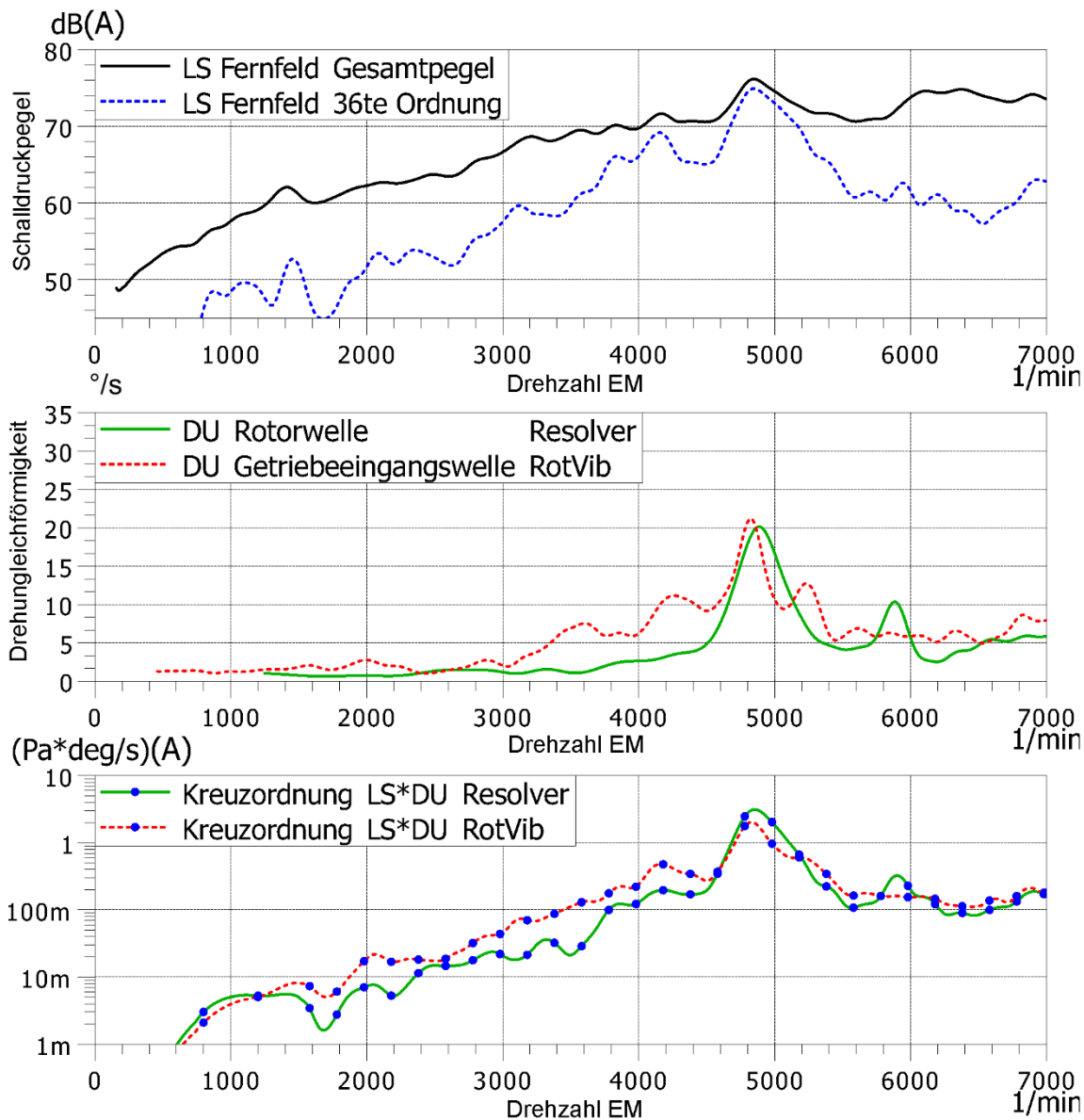


Bild 76: 36te Kreuzordnungen (unten) der Ordnungsschnitte der Drehungleichförmigkeit (DU) gemessenen mit Resolver und Rotationsvibrometer (Mitte) mit dem energetischen Mittel der Fernfeldmikrofone (oben) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand ²⁶⁶

²⁶⁵ Für die Definition der Kreuzordnungen sei auf das Kreuzleistungsspektrum in Kapitel 2.2.5 verwiesen.

²⁶⁶ Albers et al. (2014a)

Es zeigt sich, dass die Überhöhung der 36ten Ordnung bei ca. 5000 U/min auch in den Kreuzordnungen deutlich ausgeprägt ist und somit in diesem Bereich eine Korrelation zwischen Drehungleichförmigkeit und Schalldruck besteht. Die Korrelation darf hierbei nicht mit Kausalität verwechselt werden, da diese mathematisch nicht gleichbedeutend sind. Im Sinne der maschinenakustischen Grundgleichung und unter der Annahme einer schwachen Struktur-Fluid-Kopplung wird in diesem Fall jedoch davon ausgegangen, dass die Überhöhung im Schalldruck auf die Überhöhung der Drehungleichförmigkeit bzw. eine torsionale Anregung des Getriebes durch den EM zurückzuführen ist.

5.3.4.3 Laserscanningvibrometrie und Einpackversuch

Im nächsten Schritt sollen die Ergebnisse der Laserscanningvibrometrie vorgestellt werden. Im Rahmen der Laserscanningvibrometrie wurden zum einen die translatorische Bewegung der herausgezogenen Getriebewellen und zum anderen die Oberflächenschnellen des Antriebsstrangs analysiert.

Die Ergebnisse für erstere Untersuchung sind in Bild 77 und in Bild 78 für verschiedene Lasten dargestellt.

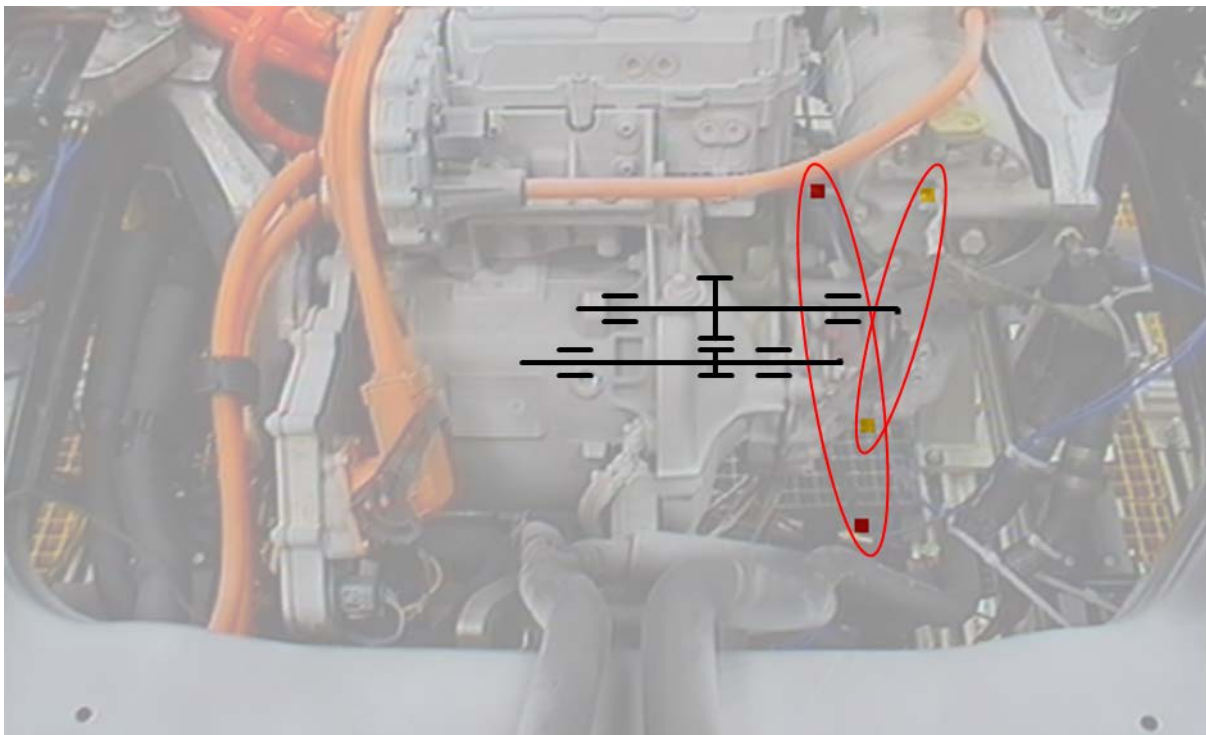


Bild 77: PSV-Messungen aus frontaler Perspektive für die Biegeschwingungen der herausgeführten Getriebewellen (Zeichnung nicht maßstabsgetreu) bei 5000 U/min, 3000 Hz und 50 Nm für 0 und 180 Grad Phasenlage

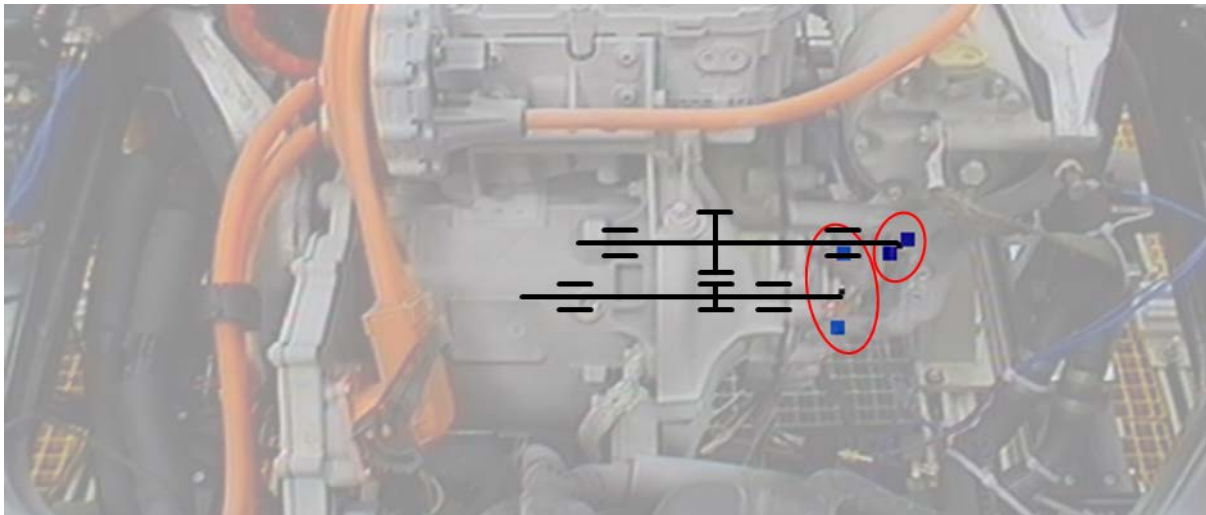


Bild 78: PSV-Messungen aus frontaler Perspektive für die Biegeschwingungen der herausgeführten Getriebewellen (Zeichnung nicht maßstabgetreu) bei 5000 U/min, 3000 Hz und 0 Nm für 0 und 180 Grad Phasenlage

Die Funktionsweise der Scanningvibrometrie bedingt dabei einen konstanten Betriebspunkt (siehe Kapitel 2.3.1), der in diesem Fall bei 5000 U/min liegt. Der Vergleich der Auslenkung für eine Last von 50 Nm in Bild 77 und für eine Last von 0 Nm in Bild 78 bestätigt die Ergebnisse aus Abschnitt 5.3.4.1 hinsichtlich des Einbruchs der Überhöhung im Fall geringer Lasten. Des Weiteren kann geschlussfolgert werden, dass die Überhöhung der 36ten Ordnung des Schalldrucks mit der translatorischen Auslenkung bzw. Biegeschwingung der Wellen korreliert.

Die Ergebnisse der Analyse der Oberflächenschnellen auf dem Antriebsstrang sind für die Messung aus frontaler Perspektive in Bild 79 dargestellt. Die Darstellung der Ergebnisse für die Messung von links und von rechts finden sie in Anhang 11.9. Eine statistische Auswertung der Oberflächenschnellen mit Bezug zu den einzelnen Bauteilen des Antriebsstrangs ist in Tabelle 1 dargestellt. Dabei werden die Ergebnisse aus Kapitel 5.3.4.1 bestätigt.

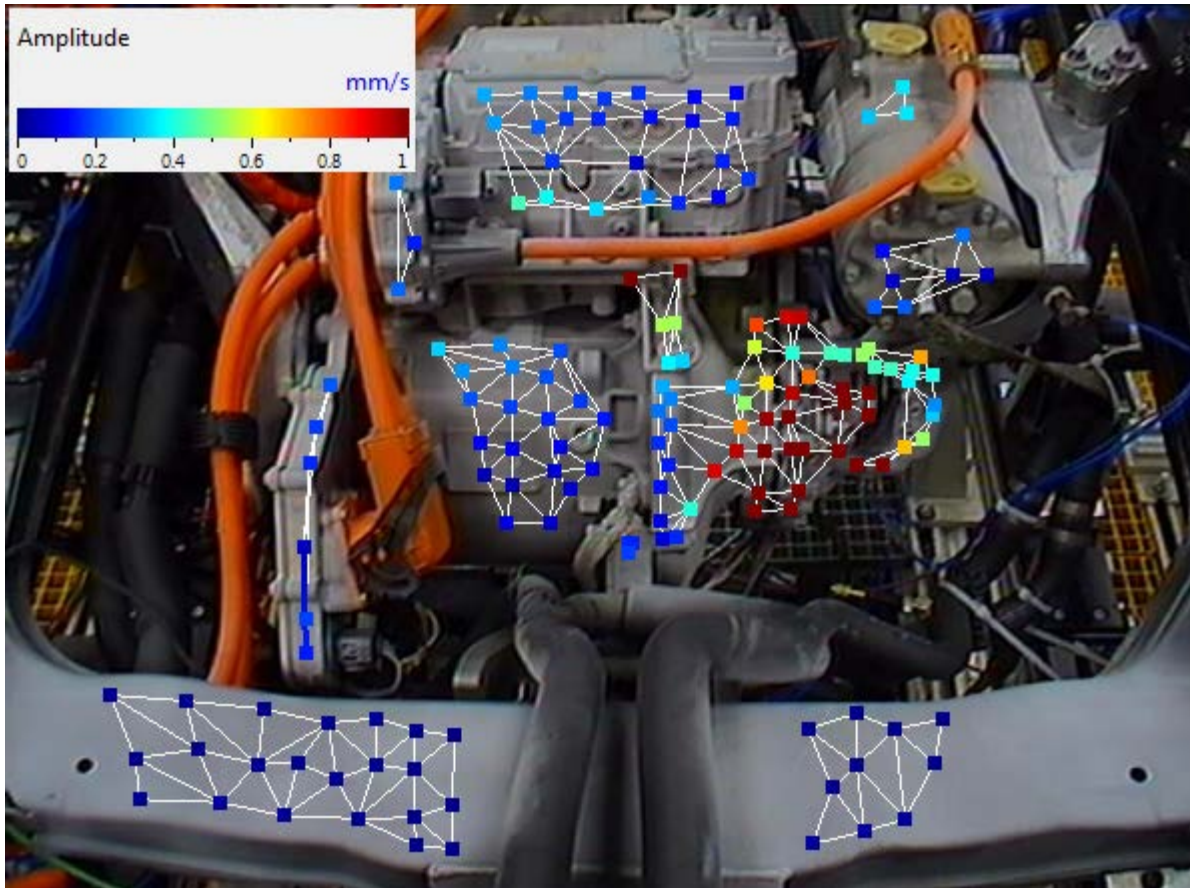


Bild 79: Ergebnisdarstellung der Oberflächenschnellen aus den PSV-Messungen aus frontaler Perspektive bei 4930 U/min, 50 Nm und 2960 Hz²⁶⁷

Die Amplituden der Oberflächenschnellen auf dem Getriebe sind im Vergleich zu den Oberflächenschnellen auf dem EM deutlich höher. Der Durchschnitt bei in Summe 55 Messpunkten beträgt ca. 3 mm/s. Im Vergleich dazu ist die durchschnittliche Oberflächenschnelle auf dem EM bei 21 Messpunkten ca. 0,4 mm/s. Das gleiche Bild wie in Kapitel 5.3.4.1 zeigt sich auch in Bezug auf die Einleitung von Körperschall in den Trägerrahmen. Die Oberflächenschnellen auf dem Trägerrahmen und nach den Lagerstellen liegen im Durchschnitt deutlich unter den Oberflächenschnellen auf dem Getriebe.

²⁶⁷ Vgl. Albers et al. (2013e)

Tabelle 1: Statistische Auswertung der mit dem PSV gemessenen Oberflächenschnellen²⁶⁸Table 1 – Surface velocity in mm/s at about 50 km/h and 36th order (front view)

| Component | Measurement points | Average | Median | Max |
|----------------------|--------------------|-------------|--------|------|
| Carrier | 32 | 0.04 | 0.04 | 0.14 |
| Gearbox | 41 | 2.95 | 2.65 | 8.59 |
| Motor | 21 | 0.38 | 0.39 | 0.54 |
| Auxiliary Components | 57 | 0.89 | 0.71 | 2.68 |

Table 2 – Surface velocity in mm/s at about 50 km/h and 36th order (right view)

| Component | Measurement points | Average | Median | Max |
|--------------------|--------------------|---------|--------|------|
| Carrier | 26 | 0.27 | 0.16 | 1.11 |
| Before Mounting EM | 4 | 0.50 | 0.46 | 1.01 |
| Mounting EM | 6 | 0.14 | 0.01 | 0.36 |
| After Mounting | 4 | 0.1 | 0.12 | 0.15 |

Table 3 – Surface velocity in mm/s at about 50 km/h and 36th order (left view)

| Component | Measurement points | Average | Median | Max |
|-------------------------|--------------------|-------------|--------|------|
| Carrier | 43 | 0.11 | 0.08 | 0.60 |
| Gearbox | 14 | 2.93 | 2.16 | 8.12 |
| Auxiliary Components | 17 | 1.48 | 1.33 | 3.13 |
| Before Mounting gearbox | 5 | 3.08 | 2.18 | 4.70 |
| Mounting gearbox | 7 | 0.08 | 0.07 | 0.10 |
| After Mounting | 6 | 0.05 | 0.04 | 0.12 |

Auf Basis der Auswertung der Oberflächenschnellen wurde im Folgenden die Implikation der Ergebnisse für den Schalldruck im Fernfeld überprüft. Dafür wurden wechselseitig jeweils das Getriebe und der EM mit Schwerfolie bedämpft und vergleichende Messungen durchgeführt. Der erhoffte Einfluss der Schwerfolie ist dabei eine Reduktion des abgestrahlten Luftschalls. Das Ziel der Untersuchung ist dabei – analog zur Beitragsanalyse²⁶⁹ – den Beitrag von Getriebe und EM zu der Überhöhung der 36ten Ordnung abschätzen zu können.

²⁶⁸ Albers et al. (2013e)²⁶⁹ Genuit (2010)

Die Ergebnisse des Versuchs sind Bild 80 und in Bild 81 dargestellt. Der Vergleich von Ordnung und Gesamtpegel für den bedämpften EM in Bild 80 oben zeigt dabei, dass der EM einen zu vernachlässigenden Einfluss auf die Überhöhung der 36ten Ordnung hat. Im Vergleich dazu sinken bei eingepacktem Getriebe sowohl Ordnung als auch Gesamtpegel im Bereich der Überhöhung deutlich ab. Dies ist in Bild 80 unten dargestellt. Die Ergebnisse bestätigen sich für eine Lastrampe bei konstanter Drehzahl, wie in Bild 81 dargestellt.

Die Ergebnisse bestätigen die Hypothese, dass das Getriebe hauptsächlich für die Abstrahlung von Luftschall im Bereich der Überhöhung der 36ten Ordnung verantwortlich ist.

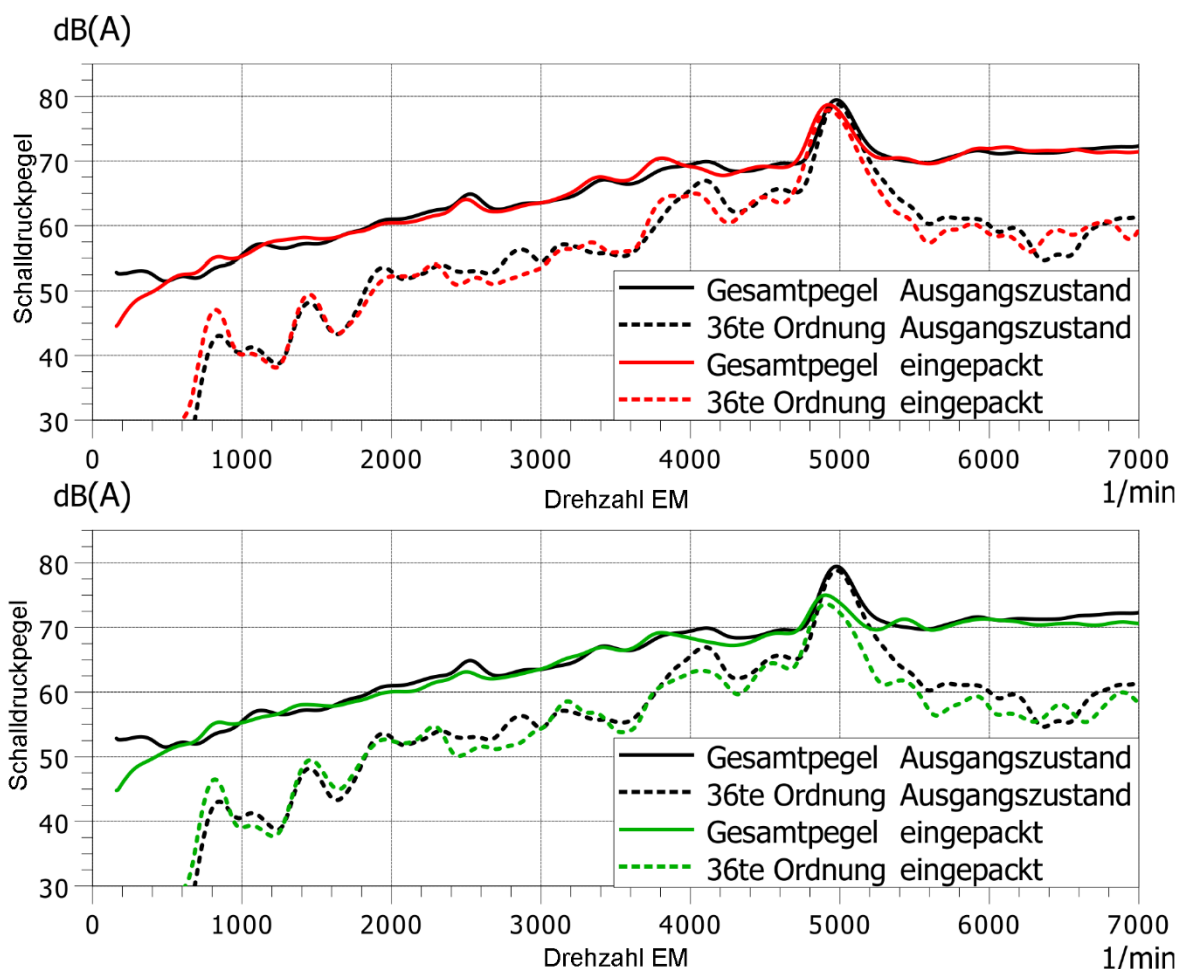


Bild 80: Energetisches Mittel der Mikrofone im Fernfeld als Gesamtpegel und Ordnungspegel für bedämpften Elektromotor (oben) und bedämpftes Getriebe (unten) im Vergleich mit dem Ausgangszustand für Drehzahlhochläufe auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand²⁷⁰

²⁷⁰ Albers et al. (2013e)

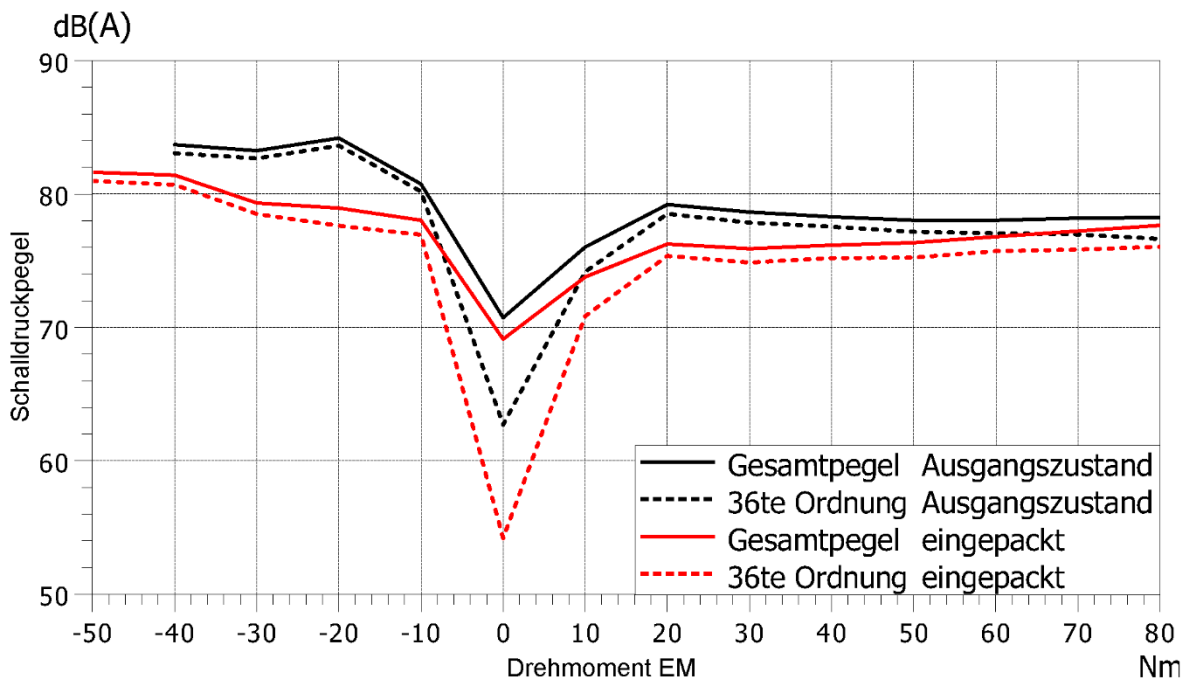


Bild 81: Energetisches Mittel der Mikrofone im Fernfeld als Gesamtpegel und Ordnungspegel für das bedämpfte Getriebe im Vergleich mit dem Ausgangszustand für eine lineare Lastanhebung bei konstanter Drehzahl von 4880 U/min auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand²⁷¹

5.3.4.4 Auswertung von Strom und Spannungsmessung

Im Folgenden soll auf die Auswertung der synchron zu den vibroakustischen Größen aufgezeichneten Ströme und Spannungen (AC-seitig) eingegangen werden. Das Vorgehen wird dabei beispielhaft für die Auswertung der Ströme vorgestellt. Analoge Auswertungen für die Spannungen finden sich in Anhang 11.10.

Die Strommessungen erfolgten wie oben beschrieben synchron für zwei Phasen mit Hilfe von zwei Strommesszangen. Ein Ausschnitt der Zeitdaten und die Auswertung von Phase 1 im Frequenzbereich über der Drehzahl sind in Bild 82 dargestellt. Es zeigt sich der erwartungsgemäße sinusförmige Verlauf des Stroms mit der sechsfachen Frequenz der mechanischen Drehzahl der EM. Dies zeigt sich auch in der Dominanz der 6ten Ordnung in Bild 82 unten.

²⁷¹ Albers et al. (2013e)

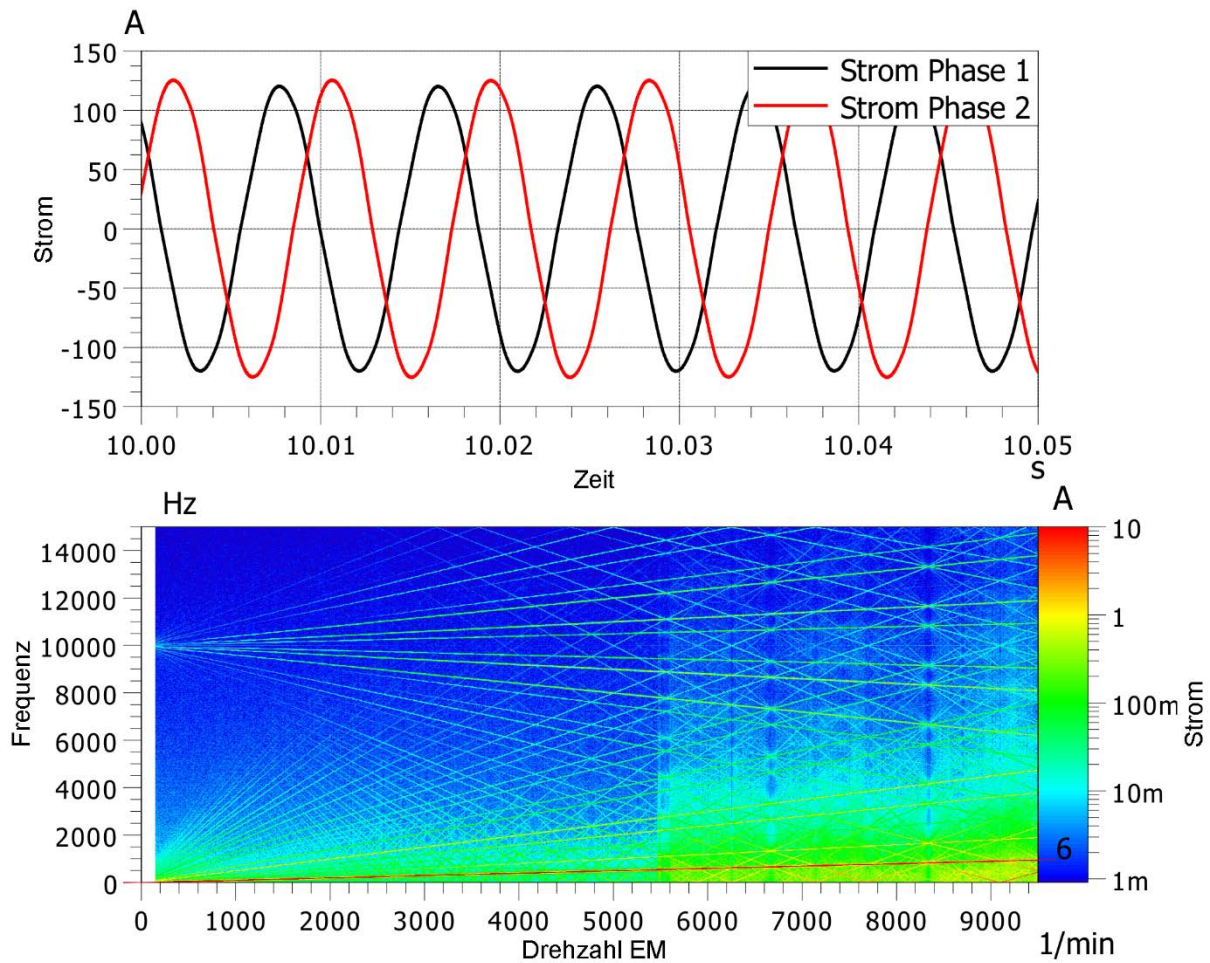


Bild 82: Strommessung als Zeitdaten (oben) und Spektrogramm (unten, nur Phase 1) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand

Die Berechnung der dritten Phase erfolgt unter Annahme eines sich im Gleichgewicht befindenden Dreiphasensystems nach Gl. 31. Die Clarke-Transformation in ein statorfestes System mit den Koordinaten α und β erfolgt mit Hilfe der Clarke-Matrix nach Gl. 32.²⁷²

$$I_3 = -I_1 - I_2 \tag{Gl. 31}$$

$$\begin{bmatrix} I_\alpha \\ I_\beta \end{bmatrix} = \frac{2}{3} * \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} I_1 \\ I_2 \\ -I_1 - I_2 \end{bmatrix} \tag{Gl. 32}$$

²⁷² Chattopadhyay et al. (2011)

Mit Hilfe der statorfesten Größen kann die Winkelgeschwindigkeit analog zu Kapitel 5.1.3 mit Hilfe der Formel Gl. 33 berechnet werden.

$$\frac{I_{\alpha} * \frac{d(I_{\beta})}{dt} - I_{\beta} * \frac{d(I_{\alpha})}{dt}}{I_{\alpha}^2 + I_{\beta}^2} = \dot{\varphi}_{el} \quad \text{Gl. 33}$$

Die so berechnete Winkelgeschwindigkeit kann für die Berechnung der Drehzahl und die Auswertung im Frequenzbereich im Sinne einer Drehschwingungsanalyse herangezogen werden. Die Ergebnisse für die Drehzahl und deren Auswertung im Frequenzbereich ist in Bild 83 und in Bild 84 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Drehzahl im Mittel mit der Resolvermessung übereinstimmt, aber mit steigender Drehzahl stärker verrauscht ist.

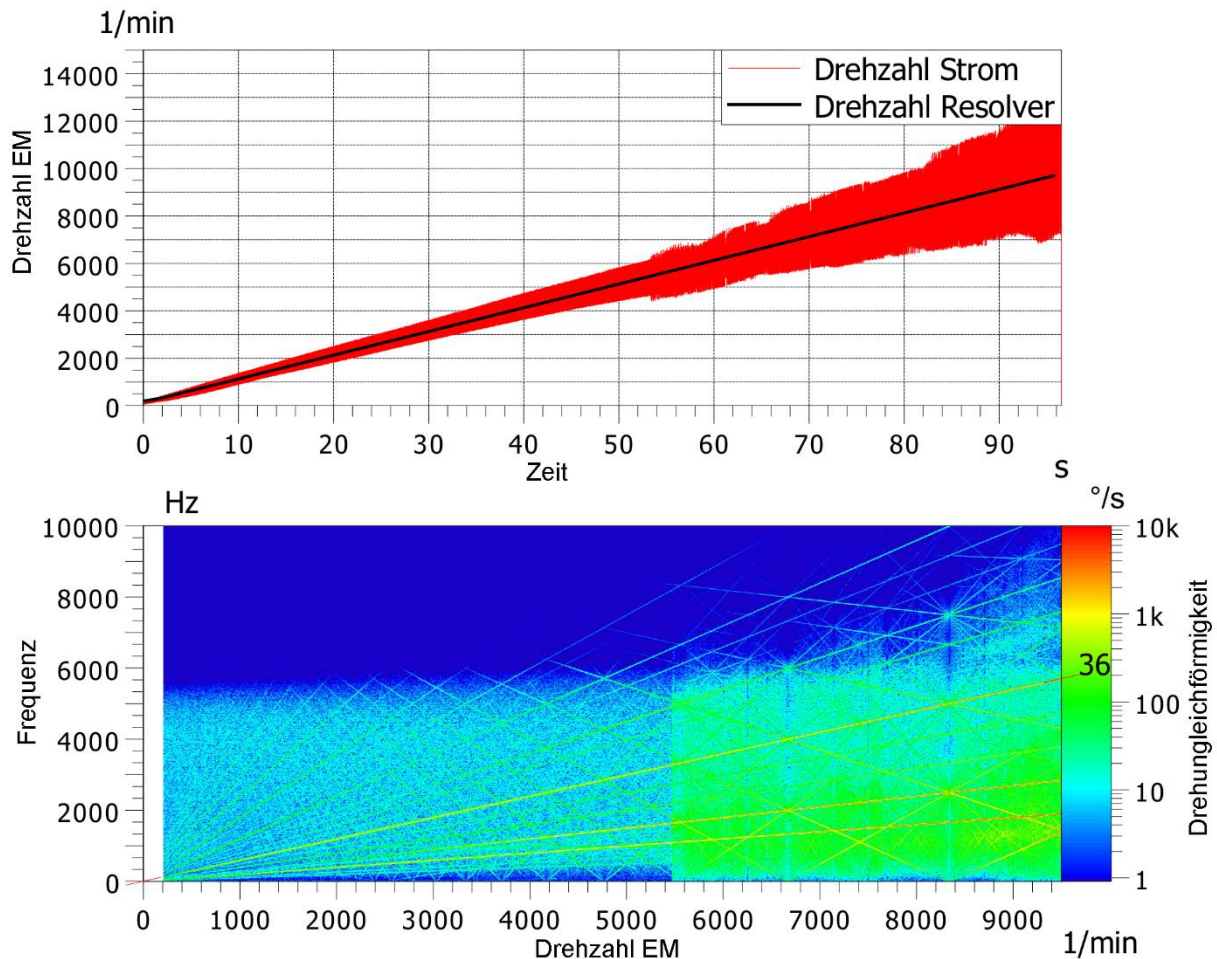


Bild 83: Vergleich der Drehzahlen aus Resolver- (als langsame Größe) und Strommessung (oben) und die Drehungleichförmigkeit als Spektrogramm (unten, nur Strommessung) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand

In Bezug auf die Analyse der Drehungleichförmigkeit der 36ten Ordnung – dargestellt in Bild 84 – kann festgehalten werden, dass keine nennenswerte Überhöhung im Bereich von 5000 U/min vorliegt. Dies lässt den Schluss zu, dass die Drehungleichförmigkeit nicht auf das elektrische System zurückzuführen ist, bzw. mit dieser Methode nicht nachgewiesen werden kann. Analoge Ergebnisse in Bezug auf die Auswertung der Drehungleichförmigkeit ergeben sich für die Spannungsmessung. Diese sind in Anhang 11.10 dargestellt.

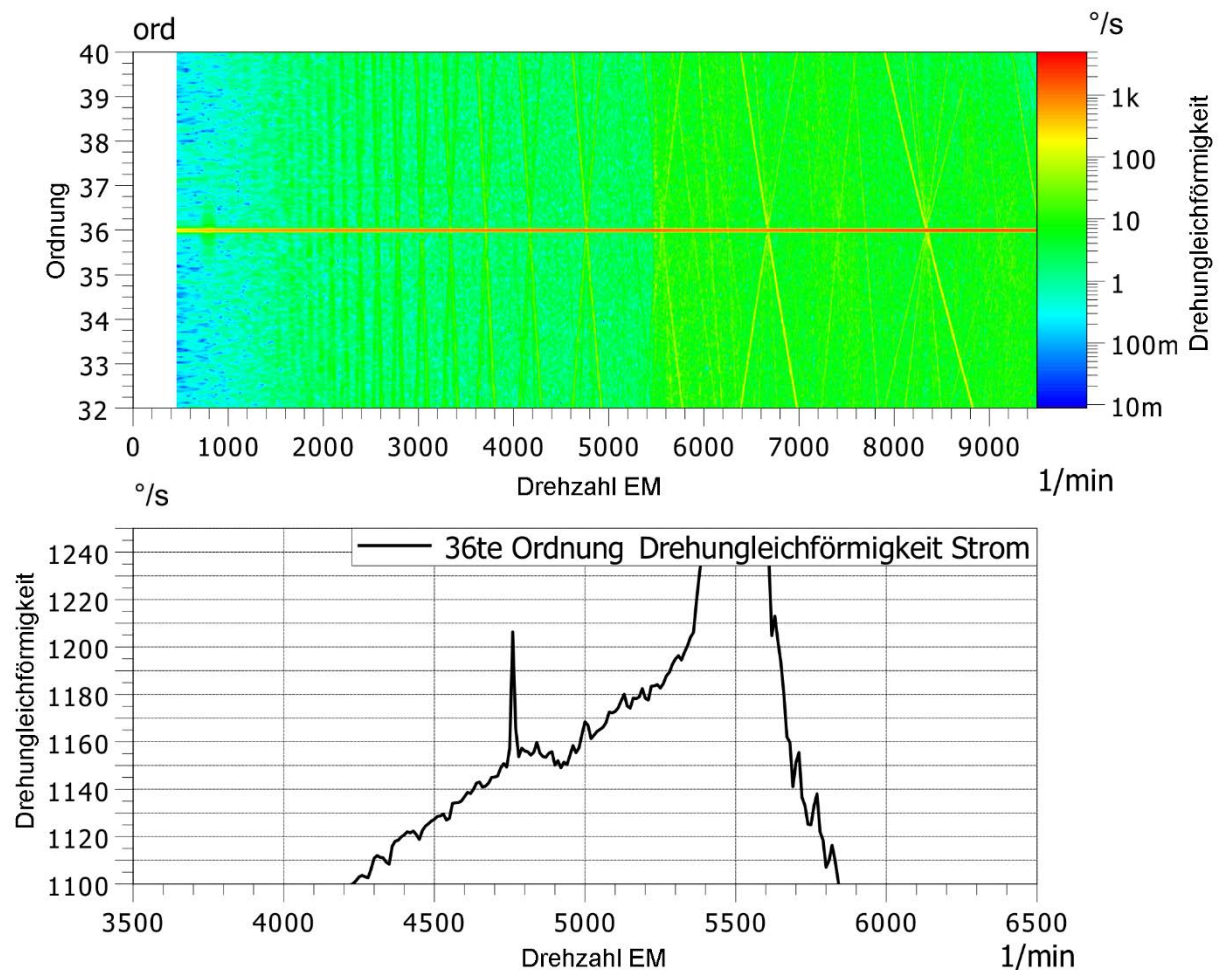


Bild 84: Drehungleichförmigkeit aus Strommessungen als Ordnungsspektrum (oben) und Ordnungsschnitt (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand

5.3.5 Zwischenfazit

Im Folgenden soll ein Zwischenfazit in Bezug auf den Messaufbau, die Einflussfaktoren und die damit erzielten Ergebnisse gezogen werden.

In Bezug auf die Einflussfaktoren bei der Messung auf einem reflexionsarmen Antriebsstrangprüfstand kann festgehalten werden, dass die Ansteuerung des Prüflings über CAN reproduzierbar und genau erfolgen kann.

Es können folglich alle in Kapitel 5.1.1 geforderten Zustände bzgl. der vibroakustischen Analyse eingestellt und gehalten bzw. variiert werden.

Aufgrund der reflexionsarmen Umgebung kann der Luftschall im Fernfeld sehr genau und frei von Umwelteinflüssen analysiert werden. Es zeigt sich, in Übereinstimmung zu den Fahrzeugmessungen, eine Überhöhung der 36ten Ordnung im energetisch gemittelten Schalldruck bei ca. 5000 U/min des EM.

Die Messung des Schalldrucks im Nahfeld der Komponenten ist weniger stabil und unterliegt starken positionsabhängigen Schwankungen. Des Weiteren kann ein Übersprechen anderer Komponenten aufgrund der räumlichen Nähe nicht ausgeschlossen werden. Die Ergebnisse deuten auf eine verstärkte Abstrahlung von Luftschall durch das Getriebe für die Überhöhung der 36ten Ordnung hin.

Die Analyse der Oberflächenschnellen und die Analyse der translatorischen Bewegung der Getriebewellen mit Hilfe der Laserscanningvibrometrie können aufgrund der exakt einstellbaren Betriebszustände des Antriebsstrangs gut durchgeführt werden und liefern wichtige Hinweise bzgl. des Übertragungsmechanismus und der Abstrahlung von Luftschall durch die jeweiligen Komponenten. Das Getriebe wurde als primäre Quelle des abgestrahlten Luftschalls für die Überhöhung der 36ten Ordnung identifiziert.

Die Auswertung der Resolversignale bzgl. der Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit und deren Analyse im Frequenzbereich liefern in Grenzen gute Ergebnisse. Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen konnte eine statistische Korrelation der Überhöhung des gemittelten Schalldrucks im Fernfeld und der Drehungleichförmigkeit festgestellt werden. Die Überhöhung der 36ten Ordnung der Drehungleichförmigkeit wurde mit weiteren Verfahren verifiziert. Die Messung der Drehungleichförmigkeit mit einem Rotationsvibrometer auf der Getriebeeingangswelle und einer Strichscheibe in Kapitel 5.4 liefern vergleichbare Ergebnisse.

Die synchron aufgezeichneten elektrischen Größen Strom und Spannung können analog der Auswertung der Resolversignale für die Bestimmung der Drehzahl und eine Analyse der Drehungleichförmigkeit im Frequenzbereich genutzt werden. Das Verfahren lieferte in diesem Fall keine Ergebnisse.

Der nächste Schritt im Rahmen der Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme ist die detaillierte Untersuchung des EM hinsichtlich der Anregung des Getriebes durch ein dynamisches Drehmoment auf einem Komponentenprüfstand.

5.4 Analyse des dynamischen Drehmoments des Elektromotors

Ausgehend von den Ergebnissen der Analyse des vorherigen Kapitels wird im Folgenden auf die Analyse des EM auf einem E-Maschinen-Prüfstand eingegangen.²⁷³ Als vibroakustische Schnittstelle wird dabei neben dem abgestrahlten Luftschall und dem über die Anbindung übertragenen Körperschall das dynamische Drehmoment eingeführt (siehe Bild 85). Dies zählt streng genommen zu der Übertragung und Einleitung von Körperschall in angrenzende Strukturen, hat jedoch einen rotatorischen Freiheitsgrad. Im Fokus steht im Folgenden die hochfrequente Analyse des dynamischen Drehmoments im Frequenzbereich, um dessen Einleitung in das Getriebe hinsichtlich möglicher Überhöhungen der 36ten Ordnung charakterisieren zu können.

Der Messaufbau ist dabei grundsätzlich auf andere EM und Komponenten mit einer hochfrequenten rotatorischen Anregung übertragbar. Limitierungen ergeben sich insbesondere durch den nach oben begrenzten Frequenzbereich und die Torsionseigenfrequenzen des Versuchsaufbaus.

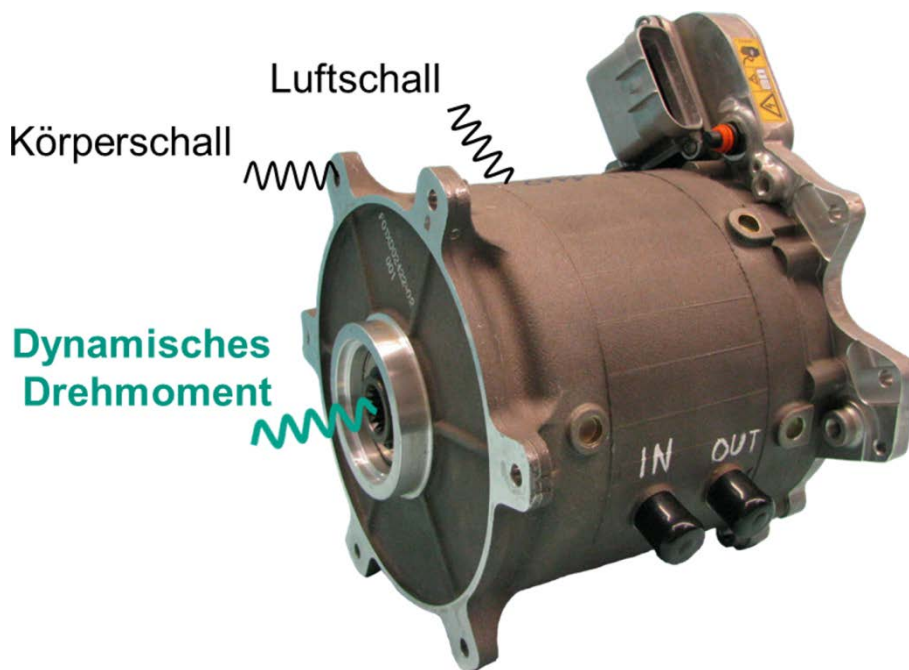


Bild 85: Elektromotor mit den vibro-akustischen Systemschnittstellen Körperschall, Luftschall und dynamisches Drehmoment

²⁷³ Die Messungen erfolgten auf einem E-Maschinen-Prüfstand der Daimler AG. Die Konzeptionierung, Definition, Durchführung und Auswertung der Messungen (inklusive der verwendeten Messtechnik) erfolgte durch den Autor. Der Aufbau und die Ansteuerung des Elektromotors auf dem Prüfstand erfolgten mit freundlicher Unterstützung der Daimler AG.

5.4.1 Beschreibung des Prüflings

Der untersuchte Prüfling ist eine PMSM mit einem beidseitig gelagerten Rotor. Der Stator verfügt über 36 Nuten und die Polpaarzahl der EM ist 6. Als Winkellagegeber kommt eine Resolver zum Einsatz. Dieser ist auf der dem Getriebe abgewandten Seite angebracht.

5.4.2 Messaufbau

Für die Analyse des dynamischen Drehmoments des EM wird dieser auf einem E-Maschinen-Prüfstand betrieben. Die Beschreibung des Messaufbaus und der Ergebnisse orientiert sich dabei an den Beschreibungen in ALBERS ET AL.²⁷⁴.

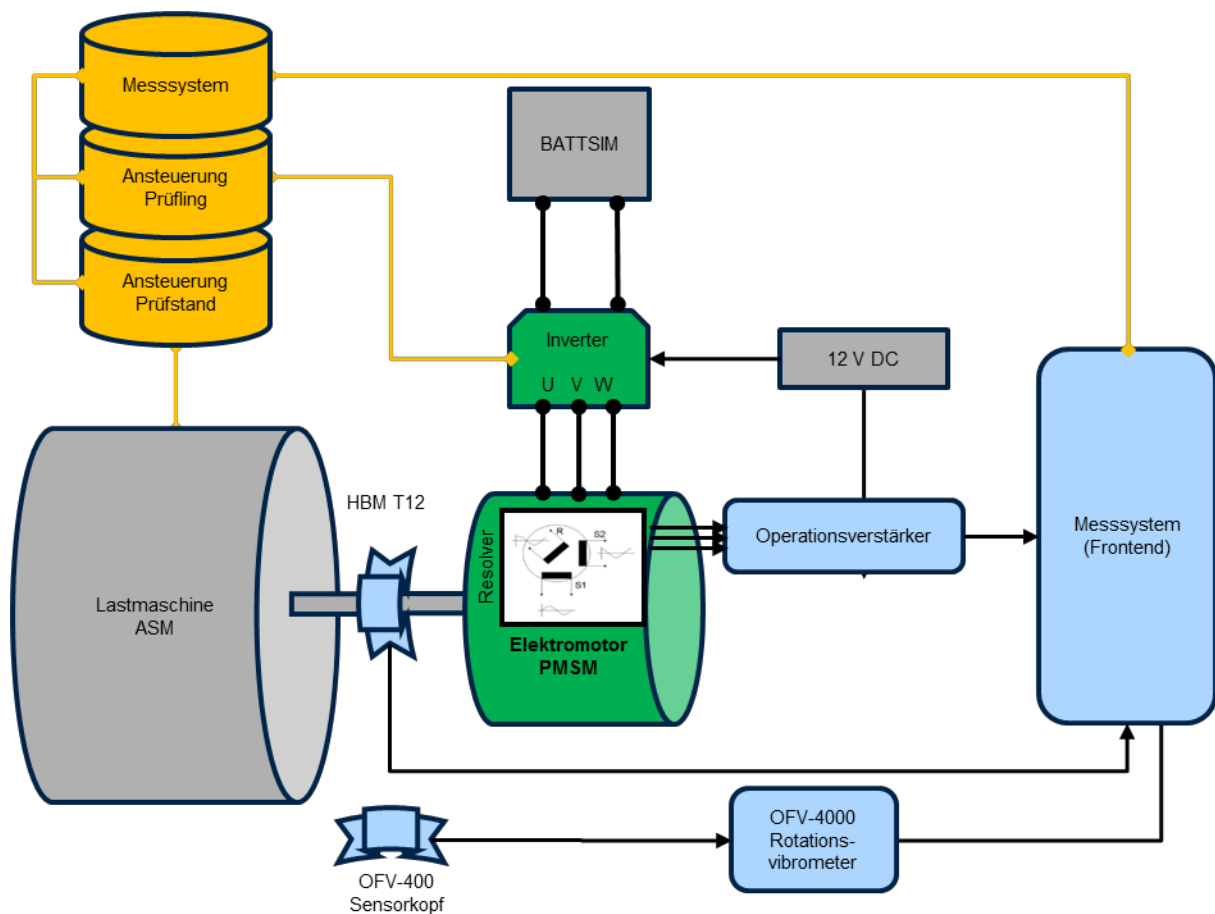


Bild 86: Schematisches Messsetup auf dem E-Maschinen-Prüfstand²⁷⁵

²⁷⁴ Albers et al. (2014c)

²⁷⁵ Albers et al. (2014c)

Alle verwendete Sensorik wurde dabei an ein (in Kapitel 2.2.4 beschriebenes) PAK MKII Messsystem angeschlossen, um eine Auswertung des dynamischen Drehmoments analog zu den vibroakustischen Größen der vorherigen Kapitel zu gewährleisten. Der Prüfstands Aufbau mit dem eingesetzten Mess-Setup ist schematisch in Bild 86 dargestellt. Nicht dargestellt sind die drei Triax-Vibrationssensoren für die Messung der Oberflächenschnellen auf der Oberfläche des EM.

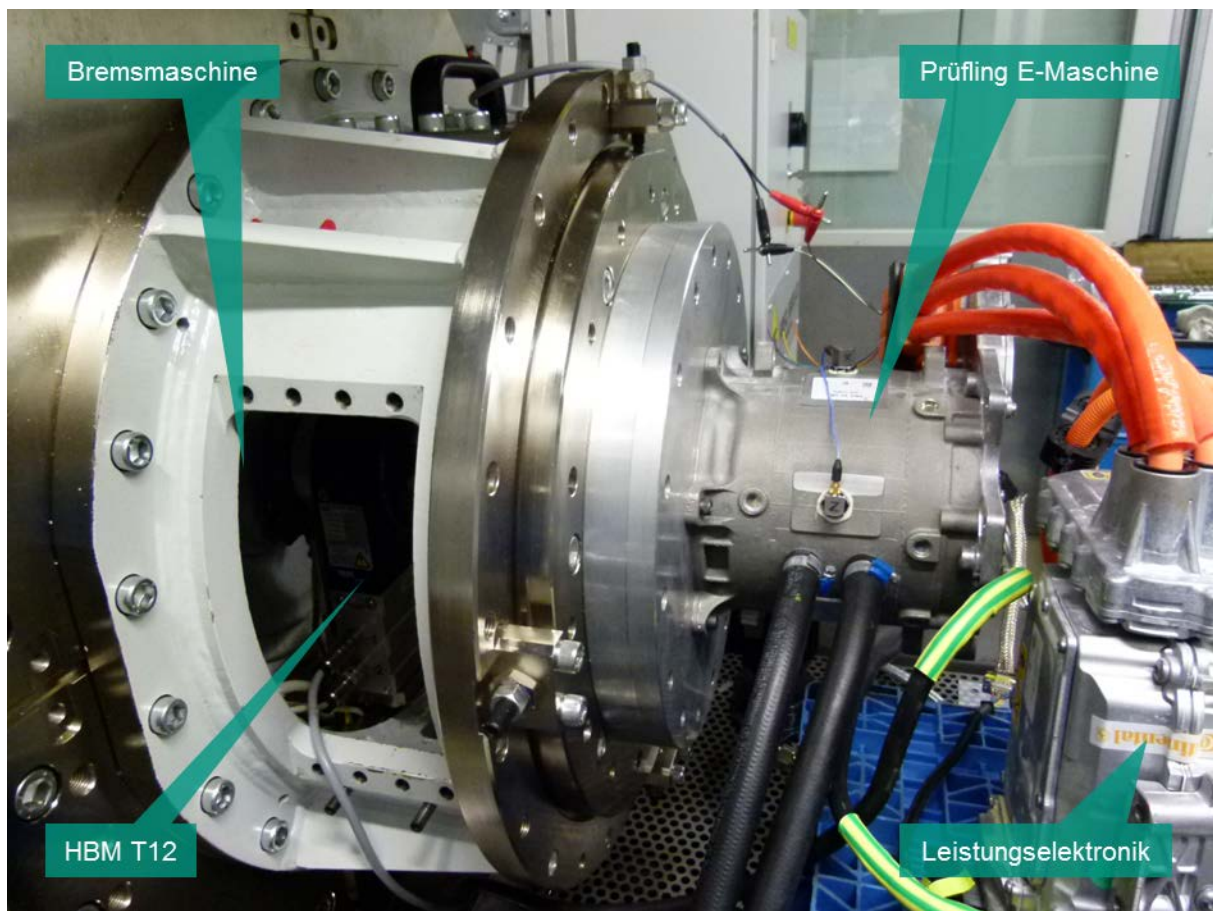


Bild 87: Messsetup auf dem E-Maschinen-Prüfstand²⁷⁶

Aus Bild 87 wird ersichtlich, dass der Prüfling kollinear zu der Bremse angeordnet ist. Die Verbindung der Welle des Prüflings mit der Welle der Bremse erfolgt dabei mit Hilfe zweier mit dem Drehmomentensensor verbundener Adapterflansche. Als Sensor kommt ein digitaler Drehmomentensensor vom Typ HBM T12, wie in 2.2.4 beschrieben, zum Einsatz. Noch einmal erwähnt sei an dieser Stelle der hohe Messfrequenzbereich von bis zu 4 kHz bei einer Dämpfung von -1 dB, der die Voraussetzung für die Analyse einer potentiellen Überhöhung des dynamischen Drehmoments darstellt.

²⁷⁶ Albers et al. (2014a)

Die Übertragung des Signals erfolgt mit Hilfe des Frequenzausgangs des Sensors über den Tachoeingang des Messsystems.

Neben der Möglichkeit, das dynamische Drehmoment zu messen, verfügt der HBM T12 über eine Strichscheibe mit einer optischen Erfassung der Pulse. Dieses Signal kann zum einen für die Berechnung der Drehzahl, aber auch für die Analyse der Drehungleichförmigkeit genutzt werden. Eine weitere verwendete Methode zur Messung der Drehungleichförmigkeit ist der Abgriff und die Auswertung der amplitudenmodulierten Resolversignale des EM wie beschrieben in 5.1.3. Des Weiteren wurde analog zu Kapitel 5.3 ein Rotationsvibrometer verwendet, um die Drehungleichförmigkeit an dem Adapterflansch zwischen Sensor und Prüfling zu untersuchen. Diese Untersuchung lieferte aufgrund der Oberflächenbeschaffenheit der Welle jedoch keine verwertbaren Ergebnisse.

5.4.3 Einflussfaktoren

Auf dem E-Maschinen-Prüfstand kann dem Prüfling im n-Alpha Modus (Geschwindigkeitsregelung durch den Prüfstand) eine konstante Drehzahl, aber auch eine Drehzahlrampe vorgegeben werden. Dabei wird das Drehmoment des EM mit Hilfe einer Restbussimulation über CAN eingestellt und der Prüfstand regelt auf die eingestellte Drehzahl bzw. Drehzahlrampe. Das Drehmoment des EM kann im Gegensatz zu den Untersuchungen am Gesamtfahrzeug frei eingestellt werden. Dies erlaubt die Untersuchung des gesamten Betriebsbereiches inklusive negativer Momente (Rekuperation), wie beschrieben in 5.1.1. Der Zustand des EM kann dabei aufgrund der externen Kühlung und Batteriesimulation sehr genau und reproduzierbar eingestellt werden.

Ein wichtiger Einflussfaktor ist die physikalische Anbindung des Prüflings an den Drehmomentensensor und die Bremse. Aufgrund der Steifigkeit des Drehmomentensensors und der rotatorischen Massenträgheiten von Prüfling und Bremse ergibt eine überschlägige Rechnung, dass die erste Torsionseigenfrequenz des Messaufbaus nicht über 4 kHz liegen kann. Daher erfolgt die Messung des dynamischen Drehmoments im überkritischen Frequenzbereich. Des Weiteren werden aufgrund der kollinearen Anordnung von Prüfling und Bremse die Einflüsse beider EM auf das dynamische Drehmoment gemessen. Eine ideale Lösung ist daher eine steife Anbindung des Prüflings an den Sensor und eine Welle mit geringer Steifigkeit gefolgt von einer großen rotatorischen Massenträgheit für die Anbindung des Sensors an die Bremse. Dies reduziert den Einfluss der Bremse und des Adapterflansches zwischen Prüfling und Sensor.

5.4.4 Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Komponentenmessungen auf dem EM-Prüfstand dargestellt. Dabei wird zunächst auf die Analyse des dynamischen Drehmoments eingegangen. Darauf aufbauend wird die Drehungleichförmigkeit analysiert und werden die Ergebnisse in einen gemeinsamen Kontext gestellt. Abschließend wird der Versuchsaufbau mit der einem weiteren EM als Prüfling verifiziert und der Einfluss der Bremse auf die 36te Ordnung charakterisiert.

In Bild 88 ist die Analyse des dynamischen Drehmoments im Frequenzbereich über der Drehzahl sowie die 36te Ordnung für eine Teillastmessung bei 50 Nm dargestellt.

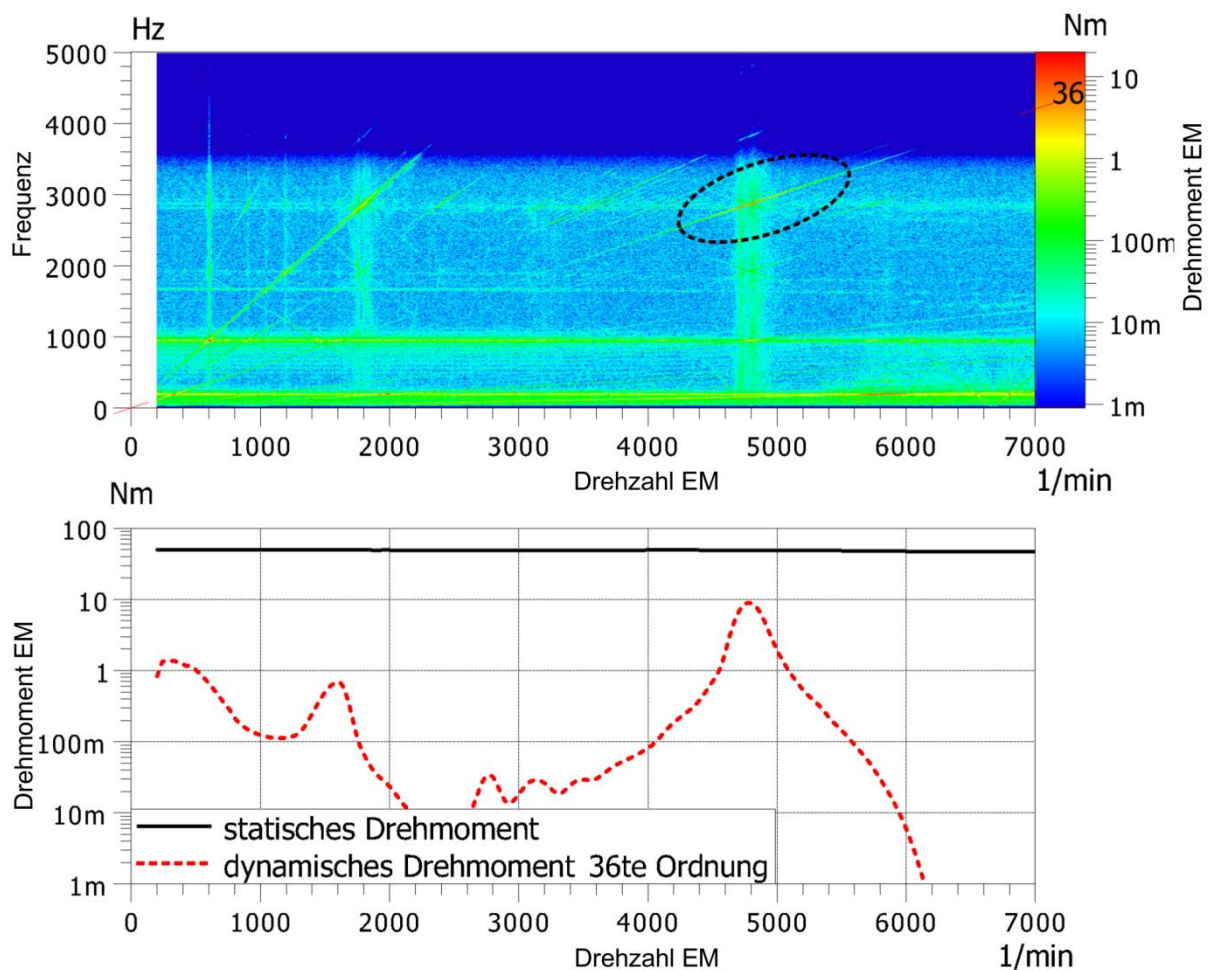


Bild 88: Dynamisches Drehmoment als Spektrogramm (oben), Ordnungsschnitt und statisches Drehmoment (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf dem E-Maschinen-Prüfstand²⁷⁷

²⁷⁷ Vgl. Albers et al. (2014c)

Dabei ist eine deutliche Überhöhung der 36ten Ordnung des dynamischen Drehmoments im Bereich von 5000 U/min zu sehen. Des Weiteren sind weitere Eigenfrequenzen – in Form horizontal verlaufender Einfärbungen – bei ca. 200 und bei ca. 1000 Hz sichtbar.²⁷⁸

Im nächsten Schritt wird die Lastabhängigkeit der Überhöhung der 36ten Ordnung des dynamischen Drehmoments untersucht. Die Ergebnisse sind als Ordnungsschnitte für Drehzahlrampen unter verschiedenen Lasten in Bild 89 dargestellt. Dabei zeigt sich eine in geringe Lastabhängigkeit der Überhöhung, sobald ein Moment anliegt. Im Falle keiner anliegenden Last – sowohl mit als auch ohne angeschlossene Leistungselektronik – ist die Überhöhung schwächer ausgeprägt. Dies bestätigt die Ergebnisse von Kapitel 5.3. Hier waren geringere Überhöhungen im gemittelten Schalldruck im Fernfeld im Bereich sehr kleiner Lasten festgestellt worden. Analoge Ergebnisse zeigen sich auch für die in Bild 90 dargestellte Drehmomentrampe bei konstanter Drehzahl.

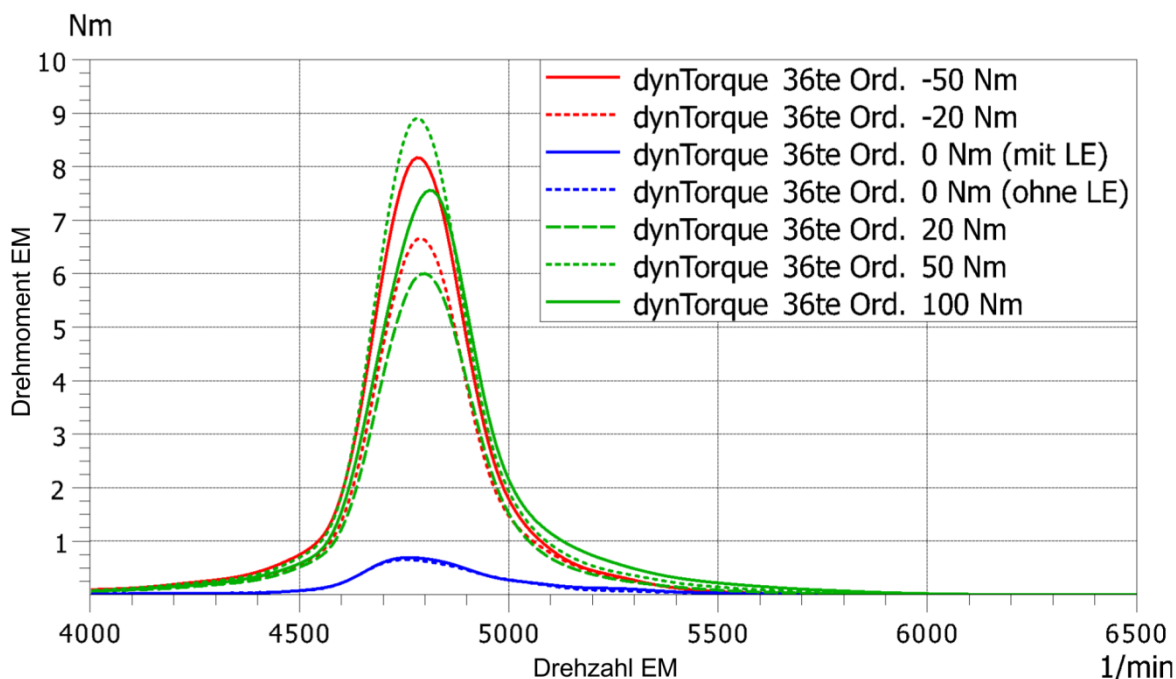


Bild 89: Dynamisches Drehmoment als Ordnungsschnitt für Drehzahlhochläufe mit verschiedenen Lastfällen auf dem E-Maschinen-Prüfstand

²⁷⁸ Der allgemeine Anstieg des Rauschens im Bereich der kritischen Drehzahl kann wahrscheinlich auf die Fensterung des Signals (Hanning Fenster) zurückgeführt werden. Das allgemein sehr niedrige Rauschniveau wird durch die Leckage der 36ten Ordnung in die Seitenbänder angehoben.

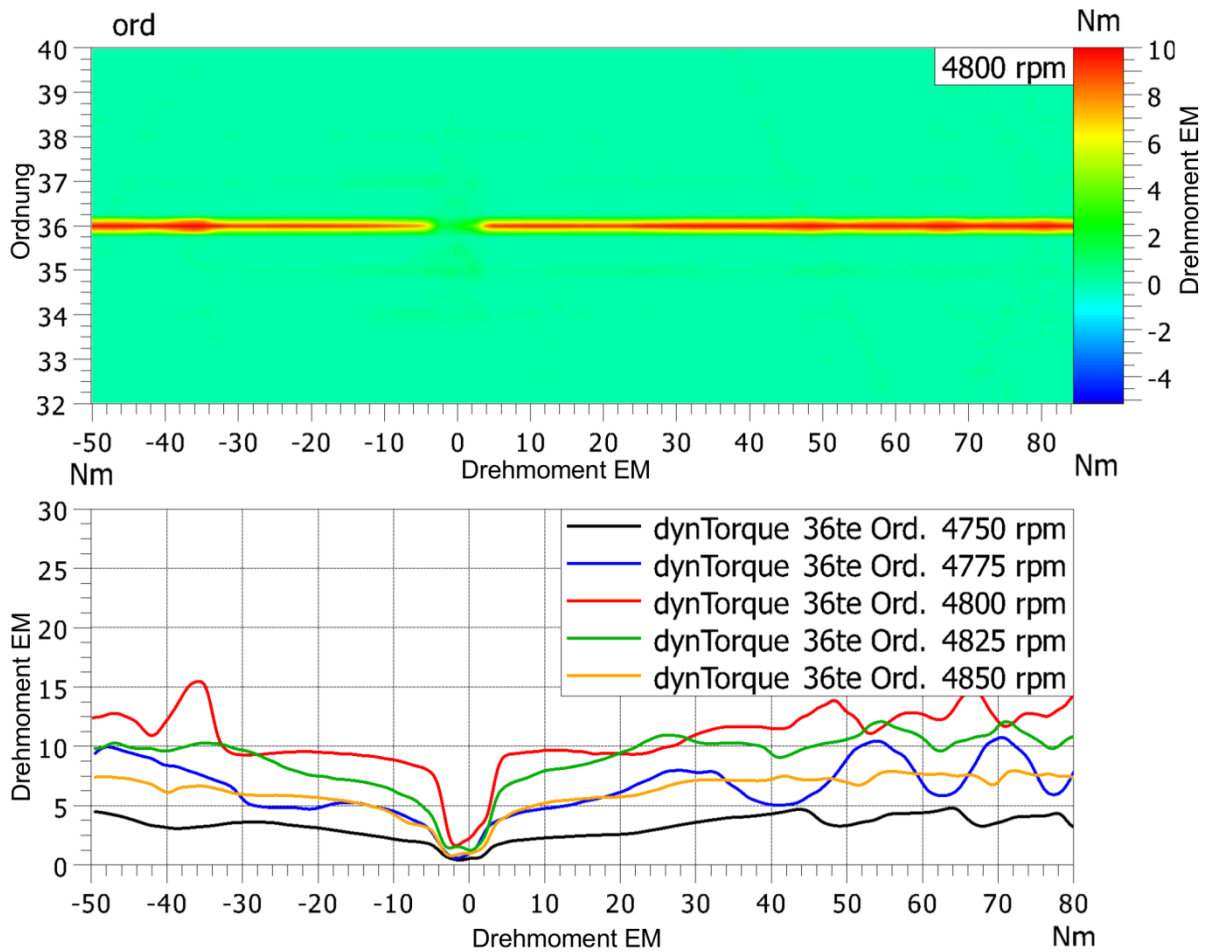


Bild 90: Dynamisches Drehmoment als Spektrogramm (oben, nur 4800 rpm) und Ordnungsschnitte (unten) für eine lineare des Nennmoments bei mehreren konstanten Drehzahlen auf dem E-Maschinen-Prüfstand

Im nächsten Schritt soll die mit Hilfe des Inkrementalgebers gemessene Drehungleichförmigkeit analysiert und in Korrelation mit dem dynamischen Drehmoment gesetzt werden. Die Analyse der mit Hilfe des Resolvers und des Inkrementalgebers gemessenen Drehungleichförmigkeit sind in Bild 91 für eine Drehzahlrampe und in Bild 92 für eine Lastrampe dargestellt. Die Ergebnisse zeigen für beide Messmethoden eine Überhöhung der 36ten Ordnung der Drehungleichförmigkeit bei ca. 5000 U/min. Dabei kann für die Analyse der Drehungleichförmigkeit mit Hilfe des Inkrementalgebers ein mit der Drehzahl ansteigendes Grundrauschen festgestellt werden.

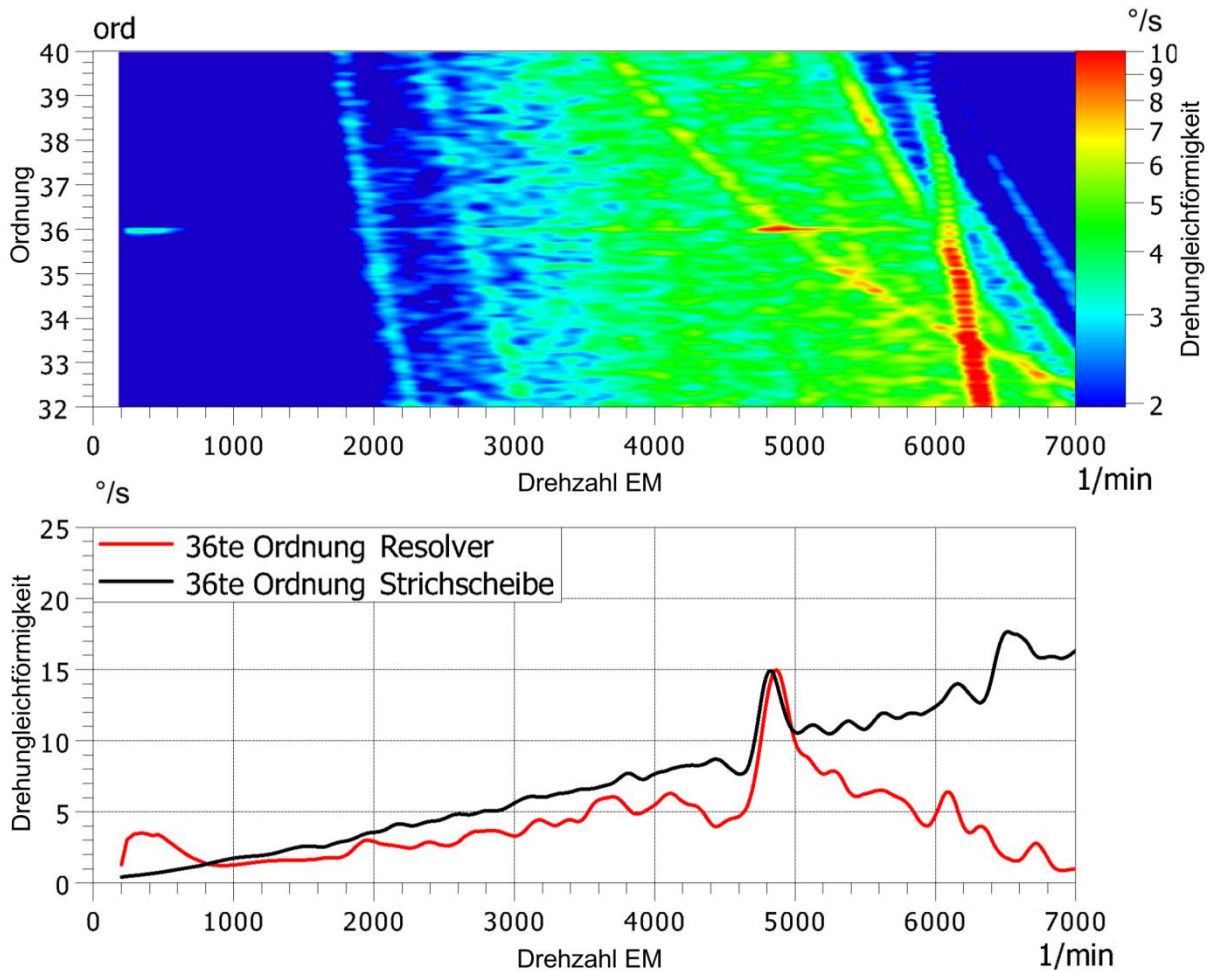


Bild 91: Vergleich der Drehungleichförmigkeit als Spektrogramm (oben, nur Resolver) und Ordnungsschnitt (unten, Resolver und Strichscheibe) für einen Drehzahlhochlauf auf dem E-Maschinen-Prüfstand

Die Analyse der Drehungleichförmigkeit mit Hilfe einer Lastrampe bei konstanter Drehzahl in Bild 92 bestätigen die vorherigen Ergebnisse eines Einbruchs der Überhöhung für sehr geringe Lasten.

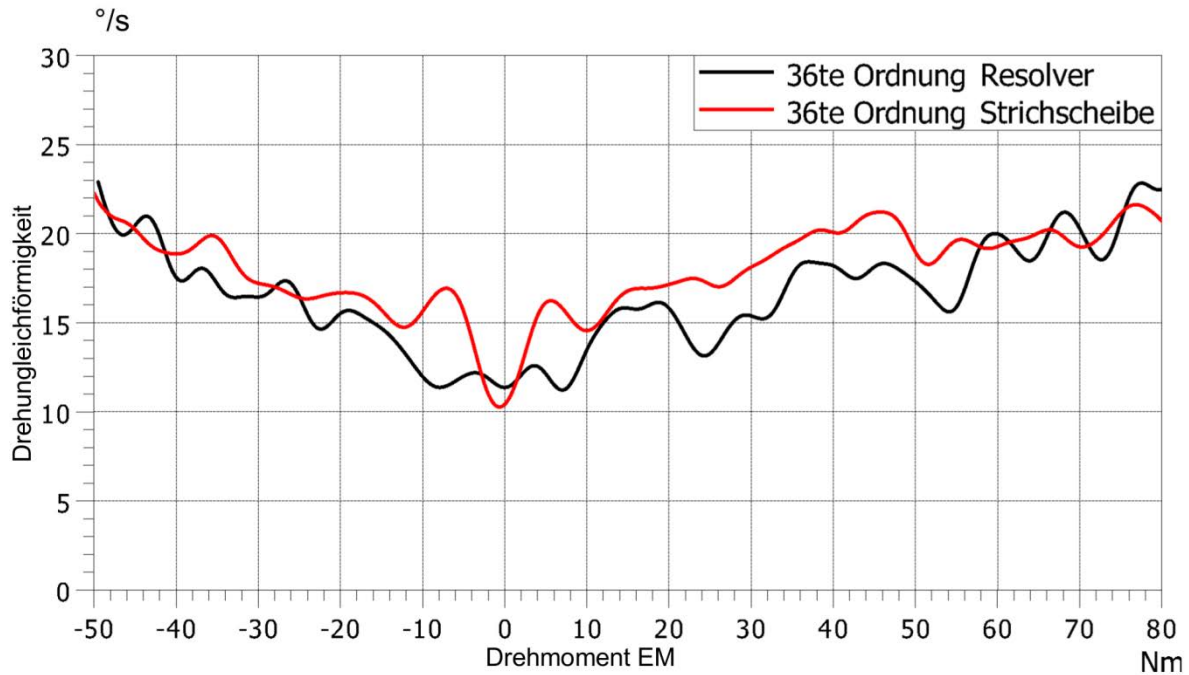


Bild 92: Drehungleichförmigkeit als Ordnungsschnitt gemessen mit Resolver und Strichscheibe für eine lineare Lastanhebung bei konstanter Drehzahl auf dem E-Maschinen-Prüfstand

Im nächsten Schritt wird die Korrelation der Überhöhung der 36ten Ordnung des dynamischen Drehmoments und der Drehungleichförmigkeit betrachtet. Dies geschieht mit Hilfe der 36ten Kreuzordnung der jeweiligen Größen. Die Ergebnisse sind in Bild 93 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Überhöhung der 36ten Ordnung des dynamischen Drehmoments und der Drehungleichförmigkeit erwartungsgemäß korrelieren.

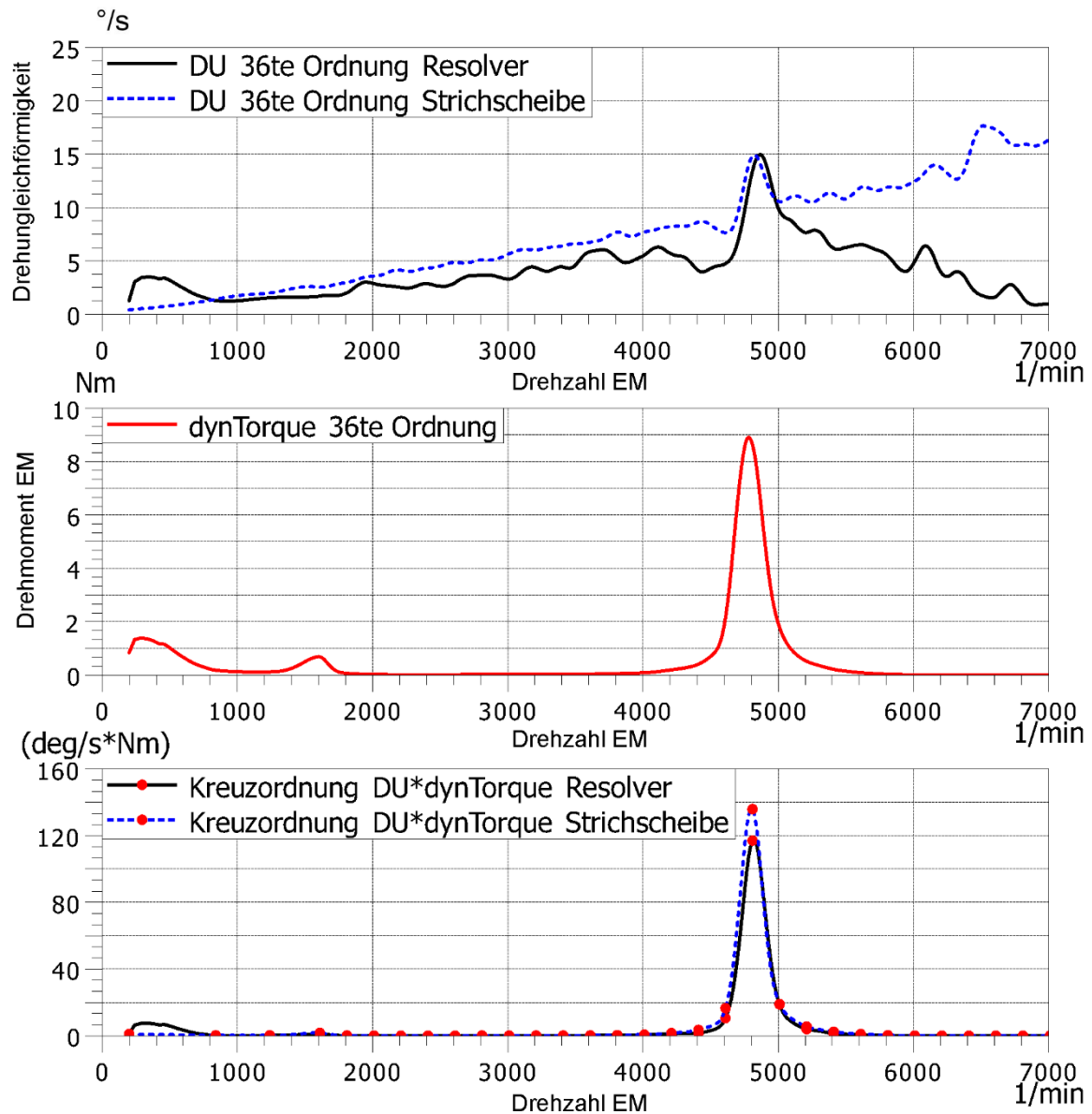


Bild 93: Kreuzordnungen (unten) der Ordnungsschnitte der Drehungleichförmigkeit gemessen mit Resolver und Strichscheibe (oben) mit dem dynamischen Drehmoment (Mitte) für einen Drehzahlhochlauf auf dem E-Maschinen-Prüfstand

Abschließend soll auf die Verifizierung des Versuchsaufbaus mit einer weiteren EM als Prüfling und den Einfluss der Bremse auf die 36te Ordnung eingegangen werden. Der zweite Prüfling bzw. die Kontrollmaschine verfügt dabei über eine grundlegend andere Charakteristik – im Sinne von Polpaarzahl und Anzahl der Nuten – als der eingangs untersuchte Prüfling. Die Ergebnisse als Spektrogramm über der Drehzahl und als Ordnungsanalyse sind in Bild 94 und Bild 95 dargestellt.

Die Ergebnisse zeigen, dass die 36te Ordnung eindeutig auf den untersuchten Prüfling zurückzuführen ist. Für die Messung der Kontrollmaschine ist die 36te Ordnung nicht ausgeprägt. Im Gegensatz dazu kann festgehalten werden, dass die 96te Ordnung auf den Versuchsaufbau zurückgeführt werden kann, da diese bei beiden Messungen auftritt. Des Weiteren ist ersichtlich, dass die Eigenfrequenz bei ca. 1000 Hz dem Versuchsaufbau zugeordnet werden kann. Diese sinkt für die Kontrollmessung auf 600 Hz ab. Dies kann auf die höhere Drehmassenträgheit des Rotors der Kontrollmaschine zurückgeführt werden.

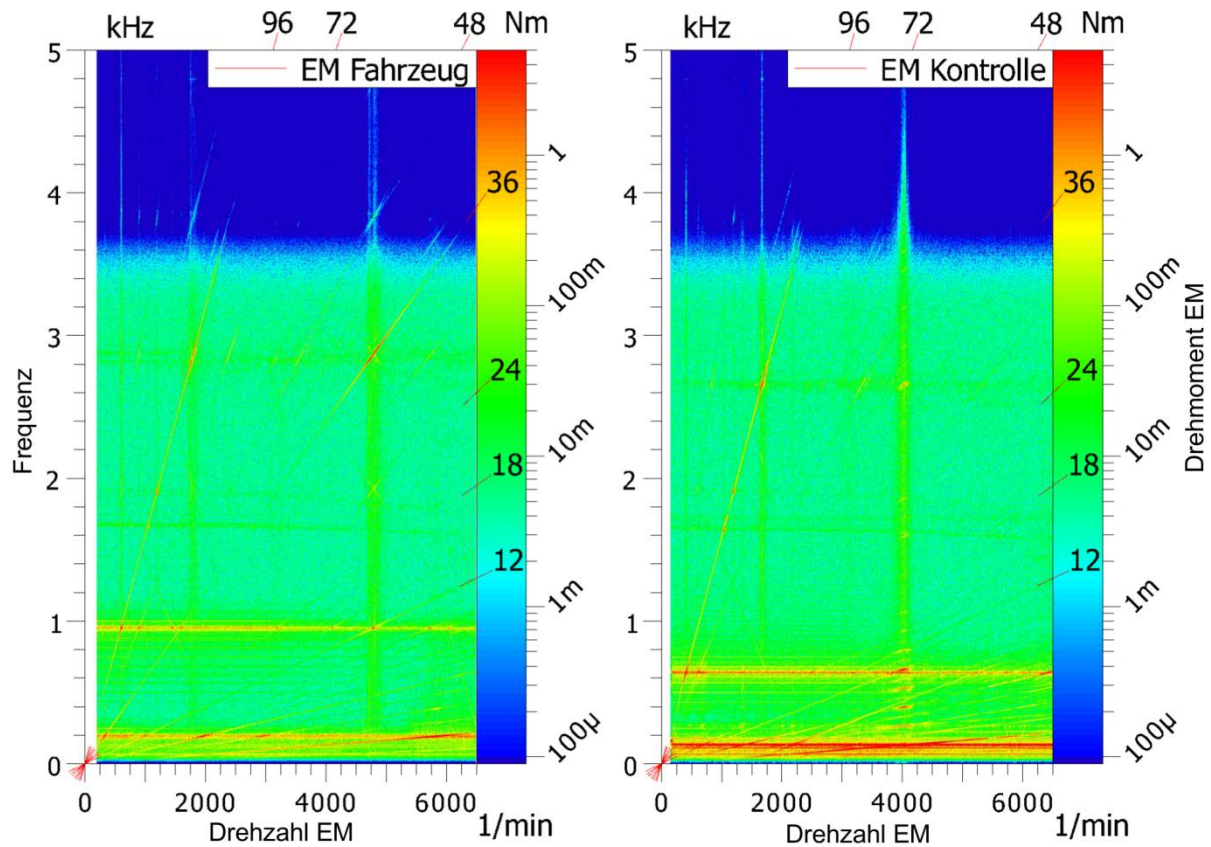


Bild 94: Dynamische Drehmomente als Spektrogramme für die EM aus dem Leitbeispiel (links - SiD) und die Kontrollmaschine (rechts - Sul) für Drehzahlhochläufe auf dem E-Maschinen-Prüfstand²⁷⁹

²⁷⁹ Albers et al. (2014c)

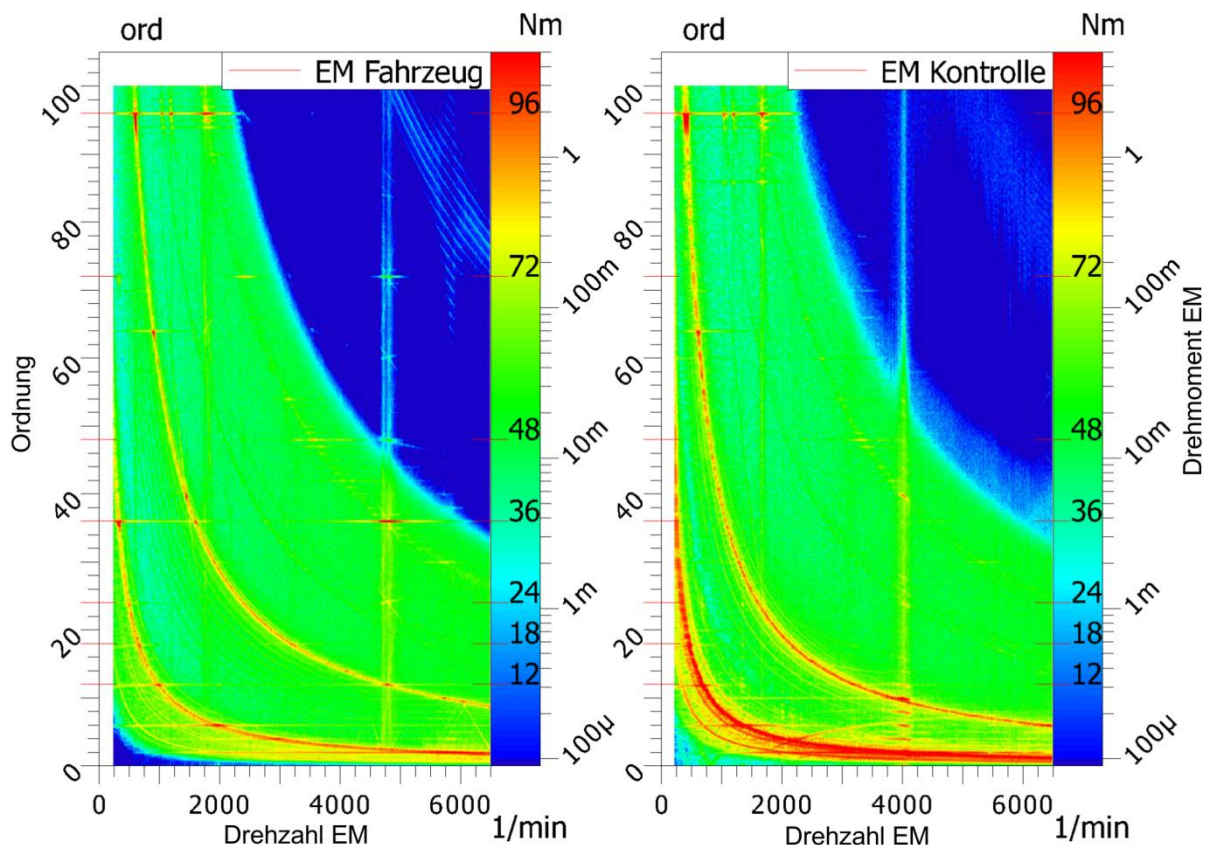


Bild 95: Dynamische Drehmomente als Ordnungsspektrogramme für die EM aus dem Leitbeispiel (links - SiD) und die Kontrollmaschine (rechts - Sul) für Drehzahlhochläufe auf dem E-Maschinen-Prüfstand ²⁸⁰

5.4.5 Zwischenfazit

Im Folgenden soll ein Zwischenfazit in Bezug auf den Messaufbau, die Einflussfaktoren und die damit erzielten Ergebnisse gezogen werden.

In Bezug auf die Einflussfaktoren bei der Messung auf einem E-Maschinen-Prüfstand kann festgehalten werden, dass die Ansteuerung des Prüflings über CAN sehr reproduzierbar und genau erfolgen kann. Es können folglich alle in Kapitel 5.1.1 geforderten Zustände bzgl. der Analyse des dynamischen Drehmoments eingestellt und gehalten bzw. variiert werden.

Die Analyse des dynamischen Drehmoments konnte für das betrachtete Phänomen durchgeführt werden. Die effektive obere Frequenzgrenze für die Analyse des dynamischen Drehmoments liegt aufgrund des verwendeten Sensors bei ca. 3500 Hz.

²⁸⁰ Albers et al. (2014c)

Die Anbindung des Prüflings und der Lastmaschine an den Drehmomentensensor erfolgte kollinear mit Hilfe von Adaptern. Die Messung im fokussierten Frequenzbereich von 3 kHz erfolgte überkritisch, da der Prüfstand bauartbedingt Eigenfrequenzen bei 200 und 1000 Hz aufweist. Diese können aufgrund der Steifigkeit des Drehmomentensors und der rotatorischen Massenträgheit von Bremse und Prüfling nicht weiter nach oben verschoben werden.

Eine Analyse des Einflusses der Lastmaschine mit Hilfe eines weiteren Prüflings mit unterschiedlicher Charakteristik ergab, dass Erstere keinen Einfluss auf die 36te Ordnung hat. Ein Einfluss der Lastmaschine auf einzelne Ordnungen – in diesem Fall beispielsweise die 96te Ordnung – ist aufgrund des kollinearen Aufbaus nicht zu umgehen und muss in Bezug auf die Übertragbarkeit des Messaufbaus berücksichtigt werden. Ideal wäre hier eine Lastmaschine bzw. Bremse ohne Einfluss auf das gemessene dynamische Drehmoment. Vorstellbar wären hier beispielsweise Wirbelstrombremsen.

Die Analyse der Drehungleichförmigkeit wurde mit Hilfe der Resolver Signale und eines Inkrementalgebers durchgeführt. Die Ergebnisse sind vergleichbar und zeigen analog zu Kapitel 5.2 und Kapitel 5.3 eine Überhöhung der 36ten Ordnung bei ca. 5000 U/min. Bei der Messung der Drehungleichförmigkeit mit Hilfe des Inkrementalgebers zeigte sich ein linearer Anstieg des Grundrauschens mit der Drehzahl. Dies muss für höhere Drehzahlen berücksichtigt werden. Die Korrelation des dynamischen Drehmoments mit der Drehungleichförmigkeit mit Hilfe der 36ten Kreuzordnung führte zu dem erwarteten Ergebnis, dass die Drehungleichförmigkeit und das dynamische Drehmoment im Bereich der Überhöhung eine hohe Korrelation aufweisen.

Der nächste Schritt im Rahmen der Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme ist die detaillierte Untersuchung des Rotors des EM hinsichtlich der Eigenfrequenzen mit Fokus auf Torsionsmoden mit Bezug zu der Überhöhung des dynamischen Drehmoments.

5.5 Experimentelle Modalanalyse des Rotors der PMSM

Ausgehend von den Ergebnissen der Analyse des vorherigen Kapitels wird im Folgenden auf die experimentelle Modalanalyse (EMA) des Rotors des EM eingegangen. Das Ziel der Untersuchung ist dabei die Klärung der Fragestellung, ob die Überhöhung der 36ten Ordnung des dynamischen Drehmoments auf eine elektromechanische Anregung oder eine Eigenfrequenz des Rotors zurückzuführen ist.²⁸¹

Der Messaufbau ist dabei grundsätzlich auf andere Rotoren und Komponenten mit einer Symmetrie entlang der Längsachse übertragbar und orientiert sich im Wesentlichen an den Grundlagen aus Kapitel 2.3.3. Limitierungen des verwendeten Versuchsaufbaus ergeben sich insbesondere durch den nach oben begrenzten Frequenzbereich der Anregung und die mit zunehmender Masse des Prüflings zunehmende Amplitude der Anregung. Die Beschreibung des Messaufbaus und der Ergebnisse orientiert sich dabei an den Beschreibungen in ALBERS ET AL. und REUTER²⁸².

5.5.1 Beschreibung des Prüflings

Der analysierte Rotor hat eine aktive Länge von 120 mm, welche in 6 Blechsegmente von je 20 mm Länge unterteilt ist. Die Blechsegmente sind über ein Profil auf die Welle aufgedrückt und zentriert. In die Blechsegmente sind je Pol 2 Magnete in die Blechtaschen eingeklebt. An beiden Enden des Rotors ist je eine Wuchtscheibe auf die Welle aufgedrückt. Der Rotor ist in Bild 96 im Aufbau der experimentellen Modalanalyse (EMA) dargestellt.

5.5.2 Messaufbau

Im Folgenden wird der Messaufbau für die EMA des Rotors beschrieben. Für die EMA des Rotors wird ein PSV-400-3D Scanning Vibrometer mit integriertem Signalgenerator als System zur Datenerfassung und Ansteuerung des Shakers verwendet (siehe Kapitel 2.3.1). Die Anregung an der Einleitungsstelle wird mit Hilfe eines Impedanzsensors in Richtung der Krafteinleitung erfasst. Die Beschleunigung und Kraft wird synchron zu den Oberflächenschnellen auf dem Messsystem aufgezeichnet. Der Rotor wird mit durch die im Rotor vorhandenen Bohrungen gezogenen Gummiexpandern hängend gelagert.

²⁸¹ Albers et al. (2015d)

²⁸² Albers et al. (2015d) ; Reuter (2015) / betreute Abschlussarbeit

Die Anregung erfolgt mit Hilfe eines Shaker-Systems, welches an den Signalgenerator angeschlossen wird. Der Shaker steht auf einer Schaumstoffmatte, um ihn von der Umgebung zu entkoppeln. Das Shaker-System kann einen Frequenzbereich von 0-5000 Hz anregen. Die Krafteinleitung erfolgt über einen Stinger²⁸³, welcher exzentrisch an der Rotorwelle über den Impedanzsensor mit dem Prüfling verbunden ist, um eine Anregung in einem Schwingungsknoten einer relevanten Eigenform zu vermeiden. Die Anregung erfolgt sowohl in radialer als auch in axialer Richtung. Aufgrund der Fokussierung auf torsionale Eigenformen und des nach oben begrenzten Frequenzbereichs wird angenommen, dass die Eigenformen symmetrisch zu der Längsachse des Rotors sind. Es genügt somit, die Übertragungsfunktionen zu der Hälfte des Rotors zu bestimmen. Die Diskretisierung der Messpunkte auf dem Rotor erfolgt unter Berücksichtigung der Wellenlänge von Scherwellen in Stahl bei 5000 Hz (siehe Kapitel 2.2.1). Weiter wird angenommen, dass die räumliche Abtastung einer Schwingung mit 10 Messpunkten pro Welle genügt um räumlichem Aliasing vorzubeugen.²⁸⁴ Der Mindestabstand der Sensoren ergibt sich somit zu 6 cm. Aufgrund der geringen Kosten²⁸⁵ erfolgt eine wesentlich höhere räumliche Abtastung des Messobjekts mit je einem Messpunkt pro Rotorscheibe in Richtung der Längsachse und sechs Messpunkten äquidistant über den halben Umfang. In Summe werden so je Messung 36 Übertragungsfunktionen und die Impedanz an der Stelle der Krafteinleitung bestimmt. Der Messaufbau ist in Bild 96 dargestellt.

²⁸³ Als Stinger wird die Anbindung des Shakers an das Testobjekt mit Hilfe eines biegeweichen Stabes bezeichnet.

²⁸⁴ Reuter (2015) / betreute Abschlussarbeit ; Neumann (2015) / betreute Abschlussarbeit

²⁸⁵ Kosten werden in diesem Zusammenhang in Bezug auf die Verstimmung des Systems durch eingebrachte Masse und die Messzeit verstanden. Die eingebrachte Masse ist aufgrund der Verwendung einer PSV-400-3D Scanning Vibrometers nicht gegeben, muss aber bei der Verwendung von Beschleunigungssensoren berücksichtigt werden. Die Messzeit wächst nur proportional mit den Messpunkten an und ist kein limitierender Faktor.

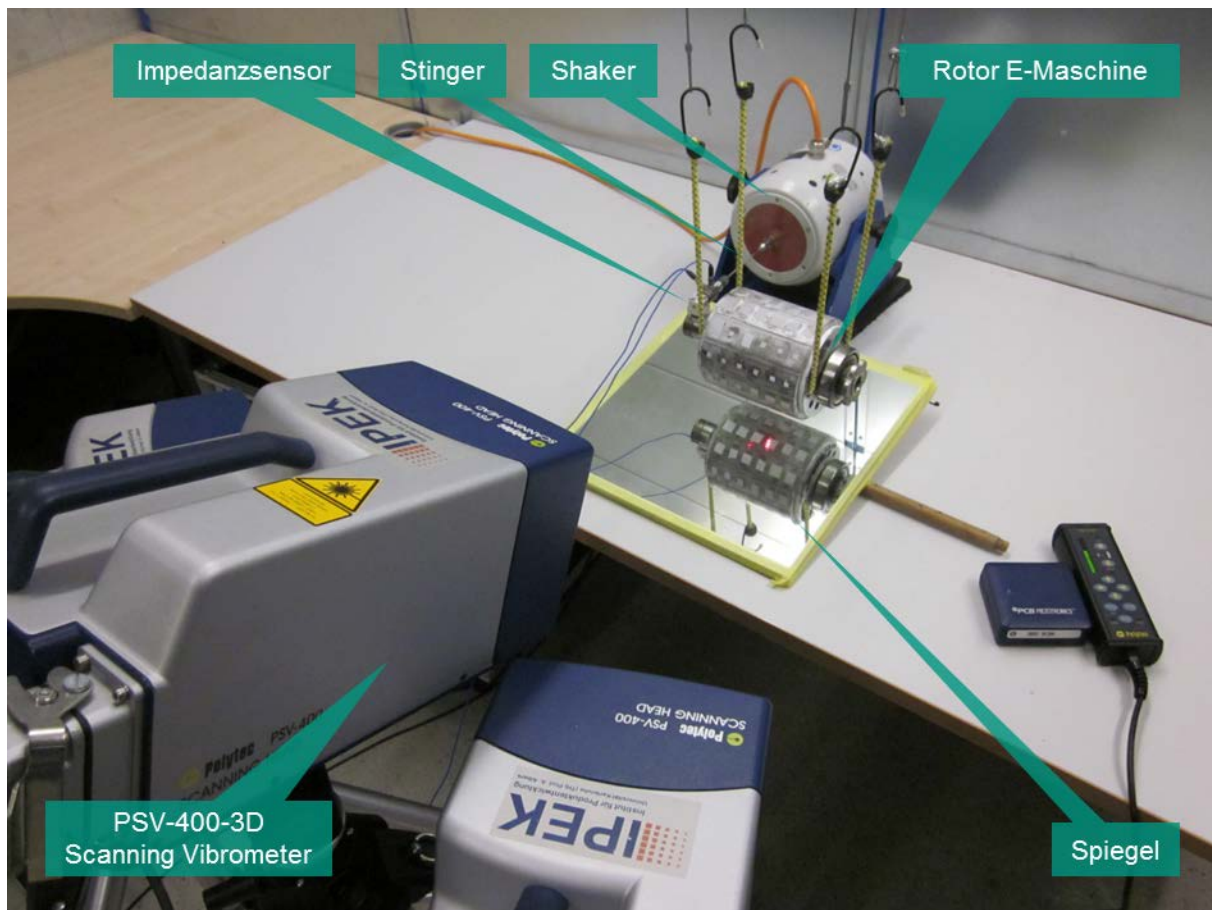


Bild 96: Messsetup der experimentellen Modalanalyse des Rotors mit einem PSV-400-3D Scanning Vibrometer mit Hilfe eines Spiegels²⁸⁶

5.5.3 Einflussfaktoren

Die Lagerung von Rotor als auch Shaker muss so erfolgen, dass diese einen möglichst geringen Einfluss auf die EMA haben; der Rotor wird dafür frei hängend mit Hilfe von Gummiexpandern gelagert. Eine simulative Betrachtung des Versuchsaufbaus mit Hilfe einer numerischen Modalanalyse ergab, dass das verwendete Lagerungskonzept keinen Einfluss auf die identifizierten Eigenfrequenzen hat.²⁸⁷

²⁸⁶ Albers et al. (2015d)

²⁸⁷ Faber (2015) / betreute Abschlussarbeit

Ein weiterer Einflussfaktor ist das verwendete Anregungssignal in Bezug auf dessen Charakteristik, Amplitude und Frequenzbereich. Der Frequenzbereich wird dabei nach oben durch das Shaker-System auf 5000 Hz begrenzt. Nach unten werden die Anregung von Starrkörpermoden und die damit verbundenen großen Auslenkungen des Prüflings problematisch. Als untere Grenzfrequenz wurden 100 Hz festgelegt, da unterhalb dieser Frequenz keine Eigenfrequenzen des Prüflings erwartet werden.

Als Anregungssignal wurde weißes Rauschen verwendet (siehe Kapitel 2.2.5.3). Alternative Signale (Periodic Chirp, Pseudo-Random) und deren Ergebnisse werden von REUTER²⁸⁸ betrachtet. Die Amplitude der Anregung wurde so gewählt, dass der Signal-Rausch-Abstand und damit die Kohärenz der Übertragungsfunktion in einem guten Bereich (siehe Kapitel 2.2.5.3) liegen. Eine weitere Randbedingung ist dabei die Forderung, dass kein Übersteuern des Shaker-Systems auftritt und die Klebeverbindung von Impedanzsensor und Prüfling nicht zerstört wird.

Ein weiterer Einflussfaktor ist die Länge und der Durchmesser des Stingers, wobei die Länge frei eingestellt werden kann. Dabei ist während des Versuchsaufbaus darauf zu achten, dass der Stinger ohne Biegebelastung montiert wird, um die Einleitung von Querkräften in die Struktur zu vermeiden. Die Auswahl des Stingers und dessen Länge für diesen Aufbau wird von REUTER²⁸⁹ beschrieben und richtet sich im Vorgehen nach ASHORY²⁹⁰. Dabei wurde darauf geachtet, dass im fokussierten Bereich um 3000 Hz keine Eigenfrequenzen des Stingers auftreten und so die Ergebnisse verfälschen.

Ein weiterer Einflussfaktor ist, wie in Kapitel 2.3.1 beschrieben, die Oberflächenbeschaffenheit des Prüflings an den Messpunkten. Um hier ideale Ergebnisse sicherzustellen, wurde auf dem Prüfling an den Messpunkten retroreflektierende Folie appliziert.

In Bezug auf den Spiegel muss auf die Brechungsebene geachtet werden. Diese wird im Laufe der Messungen angegeben und muss möglichst exakt sein. Hier wurde ein spezieller Spiegel der Polytec GmbH verwendet, um optimale Ergebnisse bei der Fokussierung der über Spiegel gemessenen Messpunkte zu erreichen.

²⁸⁸ Reuter (2015) / betreute Abschlussarbeit

²⁸⁹ Reuter (2015) / betreute Abschlussarbeit

²⁹⁰ Ashory (1999)

5.5.4 Ergebnisse

Im Folgenden wird auf die Ergebnisse der EMA des Rotors eingegangen. Die Ergebnisse sind dabei analog zu der Beschreibung in Kapitel 2.3.3 in die Bestimmung der Übertragungsfunktionen und die Visualisierung der Moden und weitere Auswertung unterteilt. Der Fokus der Ergebnisse liegt dabei auf der Torsionsmode bei ca. 3000 Hz. Eine ausführliche Beschreibung der weiteren Ergebnisse erfolgt in REUTER²⁹¹.

Die Ergebnisse der Messung sind als lineare Mittelung der H_1 Übertragungsfunktionen zwischen der Kraft bei radialer Anregung zu den Oberflächenschnellen in Bild 97 dargestellt.

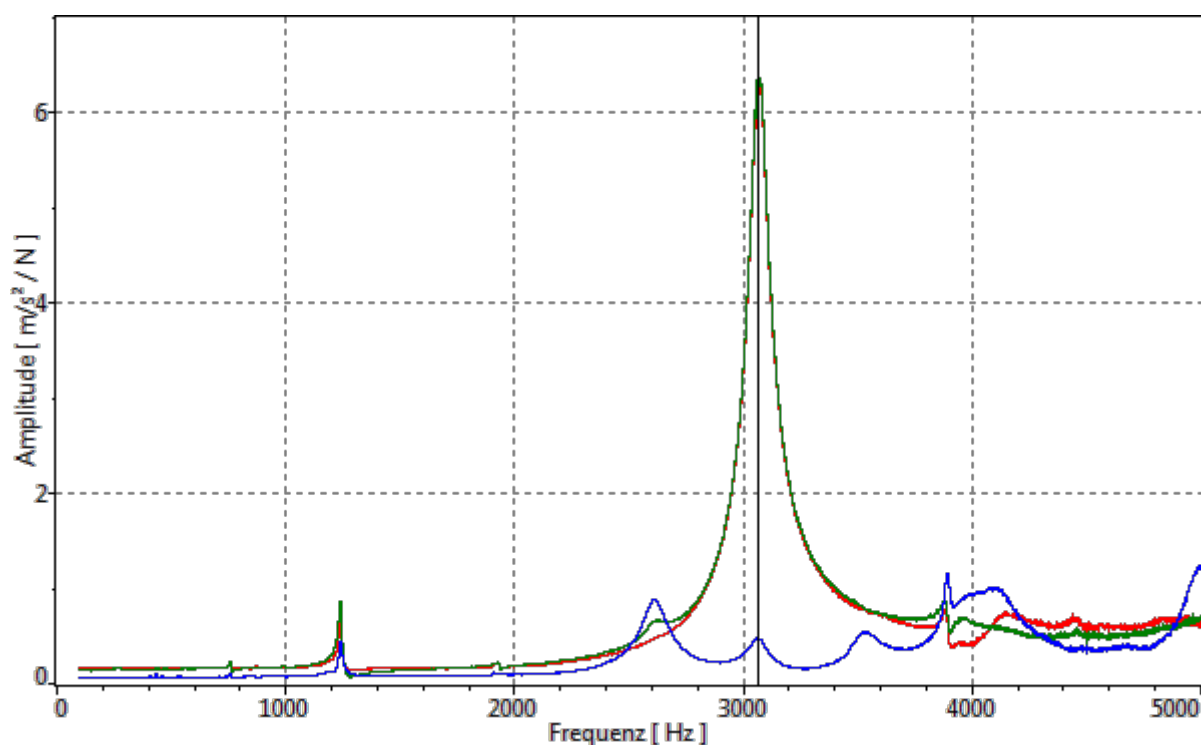


Bild 97: Übertragungsfunktionen von Impedanzmesskopf zu gemittelten (lineare Mittelung der Amplituden) Oberflächenbeschleunigungen (rot = x, grün = y, blau = z)²⁹²

Die blaue Kurve ist dabei die gemittelte Übertragungsfunktion in z-Richtung welche der Längsachse des Rotors entspricht. Die rote und die grüne Kurve sind die Übertragungsfunktionen in x- und in y-Richtung und folglich gleich groß im Falle einer Torsionsmode. Dies ist der Fall für die deutlich sichtbare Eigenfrequenz bei ca. 3000 Hz.

²⁹¹ Reuter (2015) / betreute Abschlussarbeit

²⁹² Albers et al. (2015d)

Die Kohärenz der gemittelten Übertragungsfunktionen ist in Anhang 11.11 dargestellt. Sie ist für den Fall der Resonanz bei ca. 3000 Hz für die x- und y-Richtung nahe Eins und genügt somit dem in Kapitel 2.2.5.3 definierten Gütekriterium.

Die Visualisierung der Eigenmode bei ca. 3000 Hz bei einer Phasenlage von 180° erfolgt in Bild 98. Hier wird auch das global definierte Koordinatensystem dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Eigenfrequenz bei ca. 3000 Hz der ersten Torsionsmode eines Zylinders entspricht, wobei die beiden Enden des Rotors mit einem Phasenversatz von 180° torsional gegeneinander schwingen.

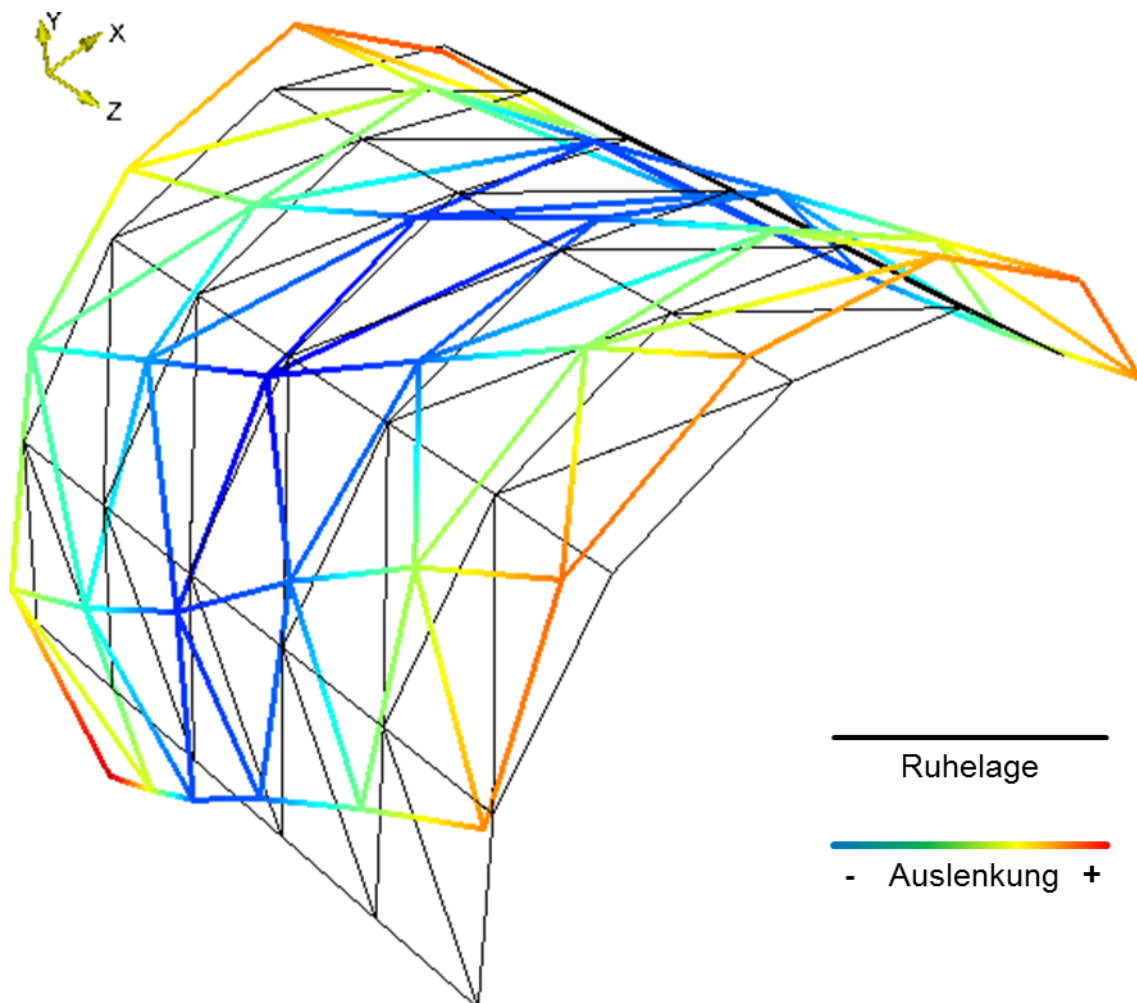


Bild 98: Eigenform der ersten Torsionseigenfrequenz bei ca. 3000 Hz aus Messung mit PSV-400-3D Scanning Vibrometer bei einer Phasenlage von 180° ²⁹³

Eine tiefgehende Analyse der Messergebnisse erfolgt mit Hilfe der Modalanalyse in LMS Test.Lab 14A.

²⁹³ Albers et al. (2015d)

Dafür werden die mit dem PSV-400-3D Scanning Vibrometer für alle Raumrichtungen bestimmten Übertragungsfunktionen importiert und Punkten in einer vorab definierten Geometrie zugewiesen. Im Folgenden wird eine synthetisierte Übertragungsfunktion berechnet und die Eigenfrequenzen mit Hilfe des PolyMAX Algorithmus geschätzt und mittels des Auto MAC (**M**odal **A**ssurance **C**riterion) verifiziert. Des Weiteren wird die modale Dämpfung für die jeweiligen Eigenfrequenzen anhand deren Breite geschätzt. Eine ausführliche Beschreibung des Verfahrens und weitere Ergebnisse finden sich in REUTER²⁹⁴.

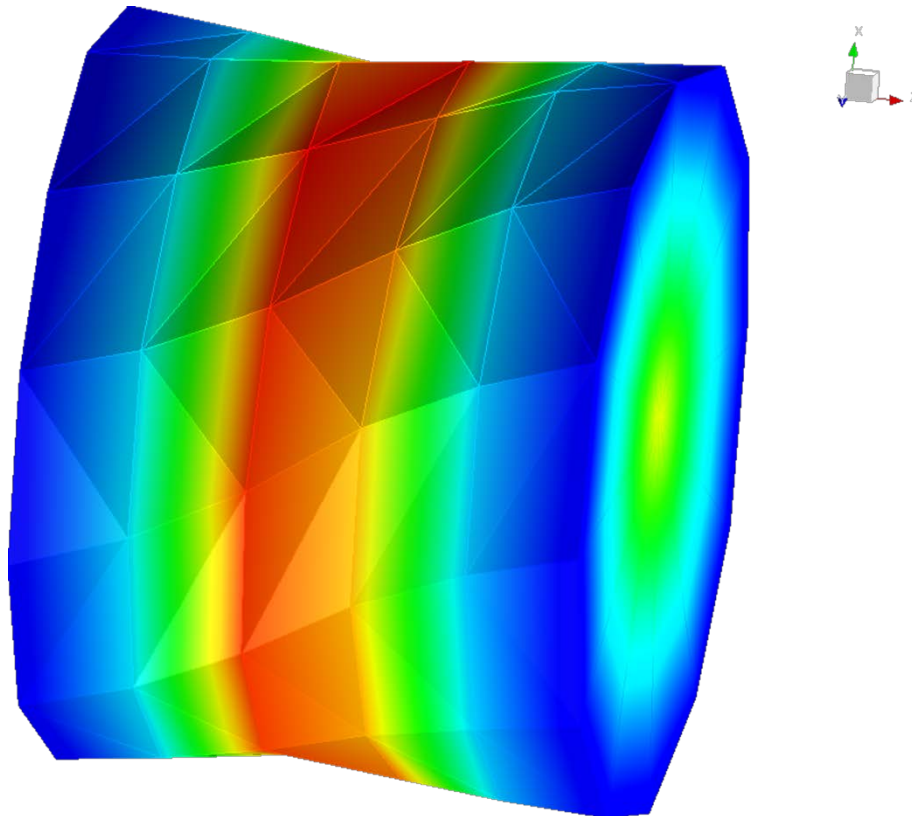


Bild 99: Erste torsionale Eigenform des Rotors
(Koordinatensystem: rot = z, grün = x, blau = y)²⁹⁵

Die synthetisierte Übertragungsfunktion für den gesamten Prüfling in allen Raumrichtungen ist in Anhang 11.11 dargestellt. Die Visualisierung der ersten Torsionseigenfrequenz für den gesamten Prüfling ist in Bild 99 dargestellt. Eine Liste der Eigenfrequenzen bis 5000 Hz inklusive der Schwingform und der modalen Dämpfung ist in Tabelle 2 dargestellt.

²⁹⁴ Reuter (2015) / betreute Abschlussarbeit

²⁹⁵ Reuter (2015) / betreute Abschlussarbeit

Tabelle 2: Gemessene Eigenmoden des Rotors im Bereich von 100 bis 4000 Hz²⁹⁶

| Frequenz [Hz] | Dämpfung [%] | Schwingform |
|---------------|--------------|-------------------------|
| 2700 | 2,1 | Biegemode 1. Ordnung |
| 3060 | 1.2 | Torsionsmode 1. Ordnung |
| 3380 | 1.7 | Stauchung 1. Ordnung |

5.5.5 Zwischenfazit

Im Folgenden soll ein Zwischenfazit in Bezug auf den Messaufbau, die Einflussfaktoren und die damit erzielten Ergebnisse gezogen werden.

Die durchgeführte EMA bestätigte die Hypothese einer torsionalen Eigenfrequenz des Rotors im Frequenzbereich von 3000 Hz. Die Messung konnte mit Hilfe des PSV-400-3D Scanning Vibrometers zeiteffizient und ohne die Einwirkung zusätzlicher Massen durchgeführt werden. Die Bestimmung der Übertragungsfunktionen zu Messpunkten auf einer Halbebene des Rotors genügte um rotationssymmetrische Moden messtechnisch zu erfassen. Die verwendete Lagerung des Testobjekts hat keinen relevanten Einfluss auf die Ergebnisse.

5.6 Zwischenfazit zur Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme

Im Folgenden soll ein Zwischenfazit zur Analyse des Fahrzeugs auf den Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang, EM und Rotor gezogen werden. Die Analyse fokussiert dabei die Überhöhung der 36ten Ordnung des Schalldrucks im Fahrzeuginnenraum bei ca. 5000 U/min des EM.

Die Ebenen der Analyse orientieren sich dabei am IPEK XiL-Framework und grenzen die Ursache des Phänomens ausgehend vom Fahrzeuginnengeräusch im Sinne der maschinenakustischen Grundgleichung immer weiter ein.

So wird zunächst auf der Gesamtfahrzeugebene das Fahrzeuginnengeräusch als kundenrelevante Größe identifiziert. Darauf aufbauend werden der Schalldruck im Motorraum, die Oberflächenschnellen auf dem Antriebsstrang und die Einleitung von Körperschall in die Karosserie über die Lager untersucht. Dabei kann die Überhöhung der 36ten Ordnung im Fahrzeuginnengeräusch auf den Antriebsstrang zurückgeführt werden. Aufgrund charakteristischer Merkmale des EM wird die Hypothese einer Anregung durch den EM gebildet.

²⁹⁶ Reuter (2015) / betreute Abschlussarbeit

Aufbauend auf den Erkenntnissen wird eine detaillierte Untersuchung des Antriebsstrangs im Hinblick auf vibroakustische und elektrische Größen auf einem reflexionsarmen Antriebsstrangprüfstand durchgeführt. Dabei wird zunächst – analog zu den Schalldruck-Messungen im Motorraum – der Schalldruck im Fernfeld erfasst und energetisch gemittelt ausgewertet. Im Anschluss werden der Schalldruck im Nahfeld des EM und des Getriebes analysiert und die Oberflächenschnellen des Antriebsstrangs erfasst.

Aufgrund der im Vergleich zum Getriebe geringen Oberflächenschnellen des EM wird die Wirkkette – im Sinne der maschinenakustischen Grundgleichung in Kapitel 2.2.3 – einer torsionalen Anregung des Getriebes durch den EM formuliert. Eine messtechnische Analyse der torsionalen Anregung des Systems wird mit Hilfe verschiedener Verfahren durchgeführt. Dabei wird die Drehungleichförmigkeit mit Hilfe von Rotationsvibrometern, Inkrementalgebern und mit der Auswertung von Resolversignalen analysiert.

Die Messverfahren bestätigen die Hypothese einer torsionalen Anregung im Antriebsstrang. Die Auswertung der synchron aufgezeichneten elektrischen Größen Strom und Spannung (AC-seitig) in Bezug auf die Drehungleichförmigkeit lieferte keine Hinweise bezüglich einer elektromechanischen Anregung.

Im folgenden Schritt wird die torsionale Anregung des Antriebsstrangs durch den EM untersucht. Dafür wird das dynamische Drehmoment des EM auf einem E-Maschinen-Prüfstand analysiert. Aufgrund einer Überhöhung der 36ten Ordnung des dynamischen Drehmoments bei ca. 5000 U/min bestätigen die Ergebnisse die Hypothese einer torsionalen Anregung des Getriebes durch den EM.

Um die Ursache der Überhöhung der 36ten Ordnung des dynamischen Drehmoments weiter einzugrenzen wird im Folgenden eine EMA des Rotors der EM durchgeführt. Dabei wird eine Eigenfrequenz des Bauteils bei ca. 3000 Hz identifiziert. Die Eigenfrequenz ist dabei der ersten Torsionsmode zugeordnet.

Im Rahmen der Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme konnte das Phänomen im Sinne der maschinenakustischen Grundgleichung immer weiter eingegrenzt und auf eine Torsionseigenfrequenz des Rotors zurückgeführt werden.

Aufbauend auf den Erkenntnissen aus der Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme stellt sich die Frage nach der Ableitung von Grenzwerten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen für die einzelnen Ebenen der Validierung.

6 Methoden zur Ableitung von Grenzwerten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen

Im Folgenden wird beispielhaft auf die Ableitung von Grenzwerten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen (Synthese Zielsystem) für die Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang und EM eingegangen.

Analog zu Kapitel 5 orientiert sich die Vorgehensweise für die Ableitung von Grenzwerten an den Ebenen des IPEK XiL-Frameworks, wie dargestellt in Bild 100. Die Ableitung der Grenzwerte baut dabei auf den Erkenntnissen der vorangegangenen Analyse auf und operationalisiert diese mit Hilfe von geeigneten Rest-Fahrzeug-Modellen und Fahrermodellen zur objektivierten Bewertung tonaler Geräusche aus Kapitel 2.5.2.

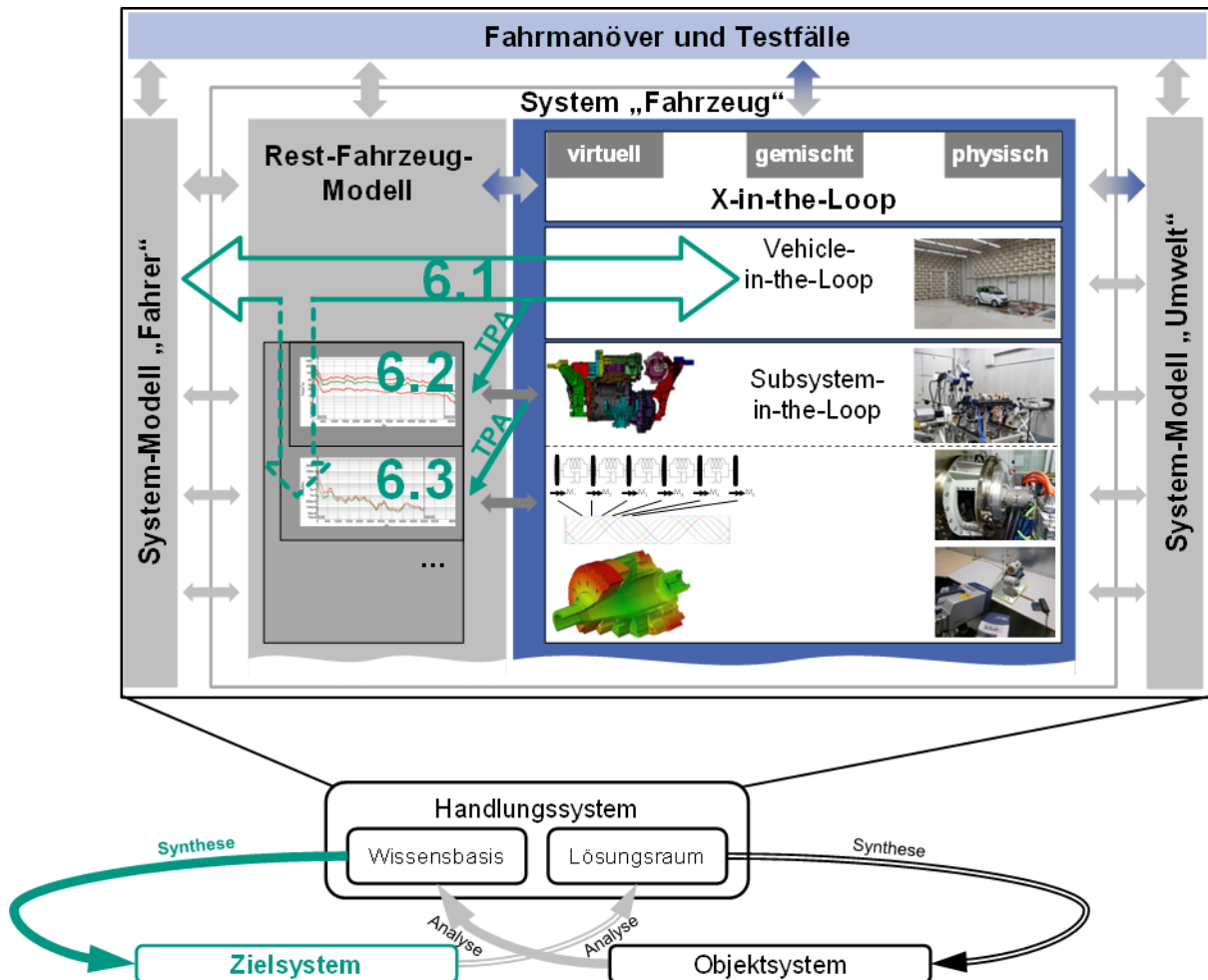


Bild 100: Systematisierung der entwickelten und angewandten Methoden und Ressourcen zur Ableitung von Grenzwerten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen (Zielsystem) auf Basis des IPEK XiL-Frameworks

Ausgangspunkt in Kapitel 6.1 ist die Bestimmung von Grenzwerten auf der Gesamtfahrzeugebene. Darauf aufbauend wird auf die kaskadierte Ableitung und Verifizierung von Grenzwerten für die weiteren Ebenen eingegangen und im Kontext der PGE - Produktgenerationsentwicklung (siehe Kapitel 2.1.3) erläutert.

In Kapitel 6.2 und Kapitel 6.3 wird auf die Ableitung geeigneter Rest-Fahrzeug-Modelle im Sinne des IPEK XiL-Frameworks eingegangen. Dabei wird in Kapitel 6.2 der Luftschalltransferpfad vom Motorraum in die Fahrgastzelle experimentell quantifiziert. In Kapitel 6.3 wird die akustische Abstrahlung des Getriebes aufgrund einer torsionalen Anregung an der Eingangswelle untersucht.

Abschließend wird in Kapitel 6.4 ein Zwischenfazit bezüglich der Ableitung von Grenzwerten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen gezogen.

6.1 Die kaskadierte Ableitung von Grenzwerten für die Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang und Elektromotor

Im Folgenden wird auf die kaskadierte Ableitung von Grenzwerten für die Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang und EM eingegangen.

Ausgangspunkt für die kaskadierte Ableitung ist dabei die Bestimmung von Grenzwerten auf der Gesamtfahrzeugebene. Dies kann grundsätzlich mit Hilfe von subjektiven Bewertungen im Fahrzeug bzw. im Tonstudio oder mit Hilfe von objektivierten Verfahren geschehen. Ein Überblick über Methoden zur objektivierten Bewertung tonaler Geräusche findet sich in Kapitel 2.5.2. Eine ausführliche Beschreibung der Methoden inklusive einer Bewertung der Vor- und Nachteile wird von TOPALLAJ²⁹⁷ durchgeführt. Grundsätzlich sind alle in Kapitel 2.5.2 erläuterten Verfahren für die objektivierte Bewertung tonaler Geräusche bzw. Geräuschanteile geeignet. Die Definition des Ziels obliegt dabei jedoch immer der Verantwortung des Anwenders der Methoden. Die Methoden zur objektivierten Bewertung können dabei den Anwender je nach Ausprägung des Ziels bei der Verifizierung bzw. Operationalisierung dieser unterstützen.

²⁹⁷ Topallaj (2014) / betreute Abschlussarbeit

Die erläuterten Methoden fokussieren dabei die Wahrnehmbarkeit tonaler Geräusche bzw. Geräuschanteile. Dem liegt die Annahme zugrunde, dass die Wahrnehmbarkeit tonaler Geräuschanteile durch den Kunden negativ bewertet wird. Dies ist jedoch nur die Annahme bzw. implizite Zielsetzung für den weiteren Verlauf dieser Arbeit. Die im Weiteren vorgestellten Methoden haben den Anspruch, auf andere kundenbezogene Zielsetzungen bezüglich des Fahrzeuginnengeräusches anwendbar zu sein.

Von ALBERS ET AL.²⁹⁸ werden dabei für die Verifizierung als Messung und Abgleich von Ziel und Grenzwerten folgende Voraussetzungen postuliert: Zum einen müssen die definierten Grenzwerte relevant und somit valide im Sinne von Kapitel 2.1.1 für das betrachtete Phänomen sein. Zum anderen erfordert die Verifizierung die Möglichkeit zur Messung und dem Vergleich der Grenzwerte mit einer Zielgröße.

Bezogen auf die Dimension der Grenzwerte werden auf Basis der Erkenntnisse aus Kapitel 5 und unter Berücksichtigung des Standes der Forschung in Kapitel 2.5.2 ordnungsbasierte Grenzwerte verwendet. Dabei unterstützen alle in Kapitel 2.5.2 geschilderten Ansätze zur objektivierten Bewertung tonaler Geräuschanteile die ordnungsbasierte Betrachtung.

Als Ausgangspunkt für die Definition eines ordnungsbasierten Grenzwertes wird der Schalldruck im Fahrzeuginnenraum gewählt. Dieser ist aufgrund der direkten sensorischen Wahrnehmung durch den Kunden die relevante physikalische Messgröße. Der ordnungsbasierte Grenzwert wird über die Wahrnehmung eines tonalen Geräuschs bzw. einer Ordnung definiert. Das implizit formulierte Ziel ist dabei die Unhörbarkeit tonaler Geräuschanteile bei gegebenem Gesamtgeräusch. Eine Methode hierfür ist das von der Daimler AG verwendete Verfahren der Hörgrenzkurven. Hierbei werden für ein gegebenes Hintergrundgeräusch ordnungsbasierte Grenzkurven für die Heraushörbarkeit dieser definiert. Dabei kann im Sinne der PGE - Produktgenerationsentwicklung das Hintergrundgeräusch für eine Klasse von Fahrzeugen als Ausgangspunkt für das Hintergrundgeräusch der nachfolgenden Fahrzeuggeneration vergleichbarer Klassen herangezogen werden. Die ordnungsbasierten Grenzwerte für tonale Anteile des Fahrzeuginnengeräusches können somit in erster Näherung für nachfolgende Fahrzeuggenerationen verwendet werden.

Die Grenzkurve ist für das in Kapitel 5.2 analysierte Fahrzeug in Bild 38 unten dargestellt und bildet den Ausgangspunkt für die Ableitung von Grenzwerten in Bild 101.

²⁹⁸ Albers et al. (2014c)

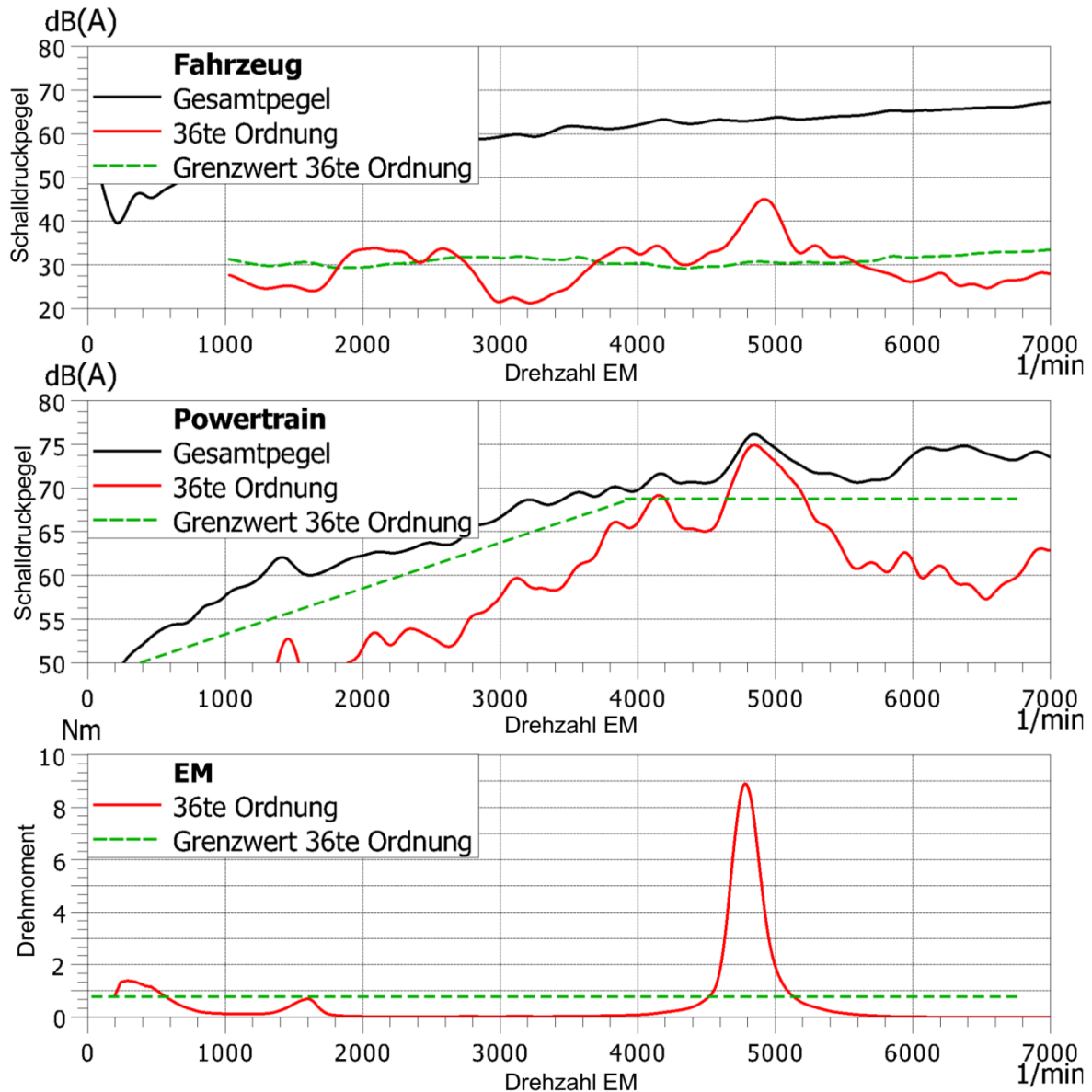


Bild 101: Beispielhafte Darstellung von Grenzwerten und Ordnungsschnitten über der Drehzahl für die Ebenen Fahrzeug (oben), Antriebsstrang bzw. Powertrain (Mitte) und Komponente (unten)²⁹⁹

Folglich stellt sich die Frage nach einer bzw. mehreren Messgrößen, welche für die Definition von Grenzwerten auf der Antriebsstrangebene verwendet werden können. Unter Berücksichtigung der Ergebnisse aus Kapitel 5.3 bietet sich hier zum einen der gemittelte Schalldruckpegel im Fernfeld an. Dieser ist im Gegensatz zum Schalldruck im Nahfeld eine stabile Größe und beschreibt über den Zusammenhang zur Schallleistung bzw. Schallfluss den gesamten Antriebsstrang als integrale Größe.

²⁹⁹ Albers et al. (2014c)

Eine Herausforderung in Bezug auf die stabile Messung des Schalldrucks im Freifeld ist die Notwendigkeit eines reflexionsarmen Prüfstands analog zu Kapitel 5.3.³⁰⁰

Dies kann mit Blick auf die maschinenakustische Grundgleichung mit der Definition von Grenzwerten auf Basis der Oberflächenschnelle umgangen werden. Diese können beispielsweise auch in Fahrzeugen mit Hilfe von Vibrationssensoren erfasst werden.

Bei der Definition von Grenzwerten auf Basis von Oberflächenschnelle wird von dem direkten Zusammenhang zwischen abgestrahlter Schalleistung und Oberflächenschnelle Gebrauch gemacht. Dabei wird jedoch der Abstrahlgrad vernachlässigt, da dieser nach ANGERT³⁰¹ im Allgemeinen kleiner 1 ist und somit nur zu einer Abschwächung der Grenzwerte führen würde. Dies ist im Sinne der Produktgenerationsentwicklung nicht erstrebenswert, da der Abstrahlgrad von der detaillierten konstruktiven Gestaltung der abstrahlenden Oberfläche abhängt, welche für folgende Generationen nicht als konstant angenommen werden kann. Ein weiteres Problem bei der Definition von Grenzwerten auf der Basis von Oberflächenschnellen stellt die räumliche Abtastung sowie die Gewichtung mit Hilfe geschätzter Flächenanteile dar. Dies gestaltet sich in der Praxis als schwierig, da mit steigender Frequenz eine höhere räumliche Abtastung notwendig wird (siehe Kapitel 5.5), welche in der Realität häufig nicht erreicht wird. Somit eignet sich ein eingehaltener Grenzwert in Bezug auf die Oberflächenschnelle grundsätzlich nur als notwendiges, jedoch nicht als hinreichendes Kriterium.

Im Folgenden wird der gemittelte Schalldruck im Fernfeld für die Definition von ordnungsbasierten Grenzwerten auf der Ebene Antriebsstrang verwendet, wobei der Bezug zu Oberflächenschnellen insbesondere aus Kapitel 6.3 nochmals hervorgeht. Dies ist in Bild 101 in der Mitte dargestellt.

Eine weitere Grenzwertdefinition ist im Sinne der maschinenakustischen Grundgleichung für die Einleitung von Körperschall in die Karosserie möglich. Darauf wird im Folgenden aufgrund der fehlenden Relevanz für das betrachtete Phänomen nicht weiter eingegangen.

³⁰⁰ An dieser Stelle sei ergänzend erwähnt, dass die Bestimmung der Schalleistung des Antriebsstrangs auch in einem Hallraum mit Hilfe des Hallraumverfahrens nach DIN EN ISO 3741 (2011) bestimmt werden kann.

³⁰¹ Angert (2006)

Auf der Ebene EM können analog zu der Beschreibung der vibroakustischen Schnittstellen in Bild 85 diese als Grenzwerte auf Komponentenebene herangezogen werden. In Bezug auf die abgestrahlte Schalleistung bzw. der Oberflächenschnellen gilt die gleiche Argumentation wie auf der Antriebsstrangebene. Die Einleitung von Körperschall in angrenzende Strukturen wird dabei zweigeteilt betrachtet und unterteilt sich in das dynamische Drehmoment und die „normale“ Einleitung von Körperschall. Im Folgenden wird dabei das dynamische Drehmoment als ordnungsbasierter Grenzwert für das vorliegende Phänomen definiert. Dies ist beispielhaft in Bild 101 unten dargestellt.

Nach der Identifikation der physikalischen Größen für die Definition von Grenzwerten auf den unterschiedlichen Ebenen stellt sich die Frage nach deren kaskadierter Quantifizierung. Dies geschieht im Sinne des IPEK XiL-Frameworks mit Hilfe geeigneter Rest-Fahrzeug-Modelle für die Ebenen Antriebsstrang und Komponente.

Für die Ableitung der Rest-Fahrzeug-Modelle müssen dabei einige Bedingungen erfüllt sein. So müssen die Kopplung der Systeme bzw. deren Rückwirkungsfreiheit und Nebenpfade im Sinne des Übertragungsmechanismus berücksichtigt werden.

Für das fokussierte Phänomen besteht das Rest-Fahrzeug-Modell für die Ebene Antriebsstrang aufbauend auf den Erkenntnissen aus Kapitel 5 daher aus dem Luftschallübertragungspfad vom Motorraum in die Fahrgastzelle (TF Luftschall Karosserie in Bild 102). Die Einleitung von Körperschall in die Karosserie wird für dieses Phänomen nicht weiter betrachtet. Des Weiteren kann die Abstrahlung von Luftschall durch den Antriebsstrang aufgrund dessen wesentlich höherer Masse der Struktur im Vergleich zur Luft als rückwirkungsfrei angenommen werden. Diese weiche Kopplung wird auch von ROBIN ET AL.³⁰² im Rahmen von vibroakustischen Simulationen und im Stand der Forschung nach Kapitel 2.3.2 postuliert. Die Ableitung der Luftschallübertragungspfade und die Erläuterung der genutzten Methode erfolgt in Kapitel 6.2.

Für das Rest-Fahrzeug-Modell auf Komponentenebene wird das strukturdynamische Verhalten des Getriebes (TF Getriebe Bild 102) in aufgrund einer torsionalen Anregung an der Getriebeeingangswelle untersucht. Die Ableitung des strukturdynamischen Verhaltens des Getriebes und eine Approximation der abgestrahlten Schalleistung sowie die Erläuterung der genutzten Methode erfolgt in Kapitel 6.3.

³⁰² Robin et al. (2013)

Dabei besteht das Rest-Fahrzeug-Modell auf Komponentenebene jedoch nicht nur aus dem strukturdynamischen Verhalten des Getriebes und dessen Abstrahlung, sondern aus der Verkettung der abgestrahlten Schalleistung mit dem im vorherigen Schritt bestimmten Luftschallübertragungspfad. In diesem Sinn kann sowohl die Ableitung von Grenzwerten als auch die Definition von Rest-Fahrzeug-Modellen kaskadiert betrachtet werden. Die Verkettung der Übertragungspfade im Sinne des Blockschaltbildes der maschinenakustischen Grundgleichung in Bild 15 ist in Bild 102 dargestellt.

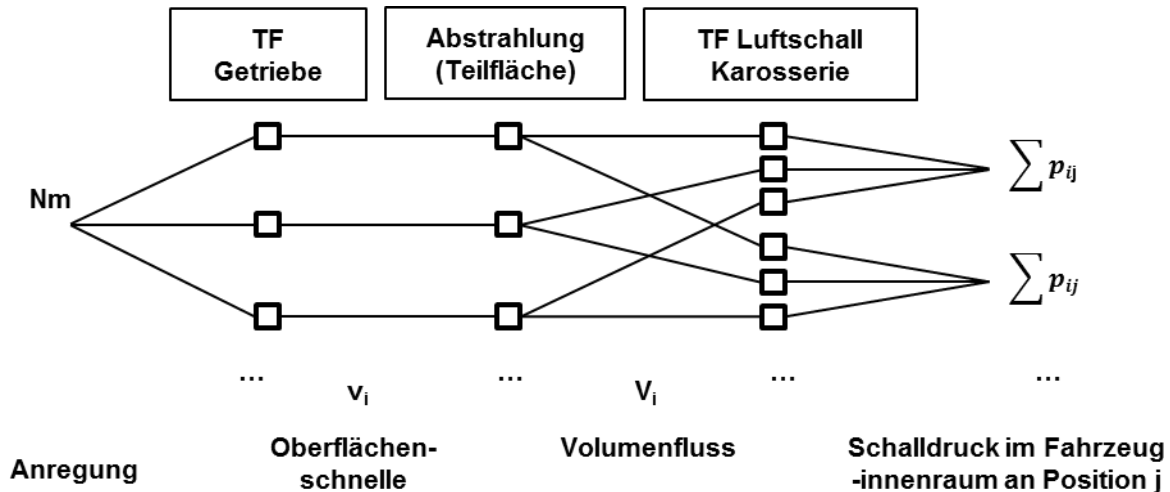


Bild 102: Schematische Darstellung der Transferpfade für Körper- und Luftschall von Anregung zu Fahrerohr im Sinne der maschinenakustischen Grundgleichung

Dabei wird ersichtlich, dass die Beziehung zwischen Anregung und Schalldruck im Fahrzeuginnenraum nur in eine Richtung eineindeutig ist. So kann jeder Anregung über den strukturdynamischen Übertragungspfad des Getriebes eine Oberflächenschnelle zugeordnet werden. Jeder Oberflächenschnelle v_i kann über die Abstrahlung ein Volumenfluss V_i zugeordnet werden und jedem Volumenfluss kann eine Luftschallübertragungsfunktion zugeordnet werden. Diese addieren sich schlussendlich zu dem Schalldruck p_{ij} an einer Position j im Fahrzeuginnenraum.

In Bezug auf die kaskadierte Ableitung von Grenzwerten ist es das Ziel, für die Ebene Antriebsstrang ausgehend von der ordnungsbasierten Grenzkurve auf Gesamtfahrzeugebene eine Grenzkurve für den Schalldruck im Fernfeld des Antriebsstrangs bzw. dessen Schalleistung / Volumenfluss abzuleiten. Dies ist mit Hilfe einer gemittelten Luftschallübertragungsfunktion möglich. Für die Mitteilung der Luftschallübertragungsfunktion stellt sich folglich die Frage nach der Art der Mittelung und der Berücksichtigung der Phaseninformation.³⁰³

³⁰³ Albers et al. (2014e)

Dabei werden die Übertragungsfunktionen zu den unterschiedlichen Positionen im Fahrzeuginnenraum energetisch und ohne Berücksichtigung der Phaseninformation gemittelt. Dies folgt der Argumentation, dass ein kundenrelevanter Grenzwert nicht von der Position abhängig sein darf. Das Einhalten eines Grenzwertes an einer Position im Fahrzeuginnenraum ist folglich nur eine notwendige, aber keine hinreichende Bedingung. Um Ausreißer in der messtechnischen Analyse der Luftschallübertragungsfunktion nicht zu hoch zu gewichten, wurde die Entscheidung gegen eine Verwendung des jeweiligen Maximums und für eine energetische Mittelung getroffen. Im Anschluss an die Mittelung über die Positionen im Fahrzeuginnenraum werden die Luftschallübertragungsfunktionen über die Teilflächen i des Getriebes linear und ohne Berücksichtigung der Phase gemittelt. Das Ergebnis ist eine Luftschallübertragungsfunktion, welche für die Ableitung eines Grenzwertes auf Antriebsstrangebene genutzt werden kann.

Analog dazu wird der Übertragungspfad des Getriebes inklusive dessen Abstrahlung linear und ohne Berücksichtigung der Phase gemittelt, um eine Übertragungsfunktion für die Schalleistung / Volumenfluss in Abhängigkeit vom dynamischen Drehmoment zu erhalten.

Für eine ausführliche Begründung der in Bild 103 dargestellten Vorgehensweise, siehe Kapitel 6.2 und Kapitel 6.3 sowie ALTENBURG³⁰⁴ und VON ROSENBERG³⁰⁵.

Mit der zuvor beschriebenen Mittelung der Transferpfade geht ein Verlust an Informationen bzw. Genauigkeit einher. Dabei muss berücksichtigt werden, dass die Ableitung von Grenzwerten häufig im Rahmen der PGE (siehe Kapitel 2.1.3) bzw. auf Basis von Benchmarkfahrzeugen erfolgt. Die Nutzung mehrerer Übertragungspfade mit hohem Detaillierungsgrad suggeriert dem Anwender dabei eine Genauigkeit, welche im Sinne der Übertragbarkeit auf folgende Fahrzeuggenerationen nicht immer gegeben ist. Dieser Argumentation folgend werden die Übertragungsfunktionen nach der Mittelung noch einmal geglättet und stellen somit für die Ableitung eine Charakteristik der Fahrzeugklasse bzw. des Getriebetyps dar. Dies orientiert sich beispielsweise an KNECHTEN ET AL.³⁰⁶.

³⁰⁴ Altenburg (2015) / betreute Abschlussarbeit

³⁰⁵ von Rosenberg (2015) / betreute Abschlussarbeit

³⁰⁶ Knechten et al. (2014)

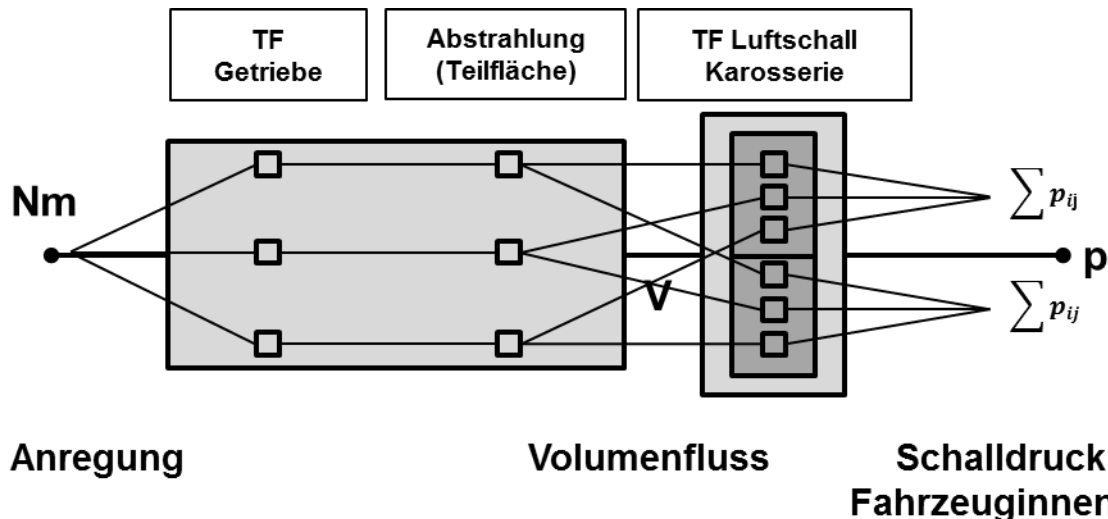


Bild 103: Zusammenfassung der Transferpfade für Körper- und Luftschall von Anregung zu Fahrerohr im Sinne der maschinenakustischen Grundgleichung

Auf Basis der nun bestimmten Rest-Fahrzeug-Modelle bzw. Transferpfade für die Ebenen Antriebsstrang und Komponente kann nun eine Methodik für die kaskadierte Ableitung ordnungsbasierter Grenzwerte entwickelt werden. Diese Methodik ist in Bild 104 dargestellt. Ausgangspunkt sind dabei die Messdaten des Fahrzeuginnenengeräusches bzw. eine Abschätzung des die Ordnung verdeckenden Geräuschanteils. Diese Abschätzung kann im Sinne der PGE - Produktgenerationsentwicklung auch aus Vorgängergenerationen bzw. Benchmarkfahrzeugen abgeleitet werden. Auf Basis der Messdaten können mit Hilfe der in Kapitel 2.5.2 vorgestellten Methoden nun ordnungsbasierte Grenzkurven für das Fahrzeuginnenengeräusch abgeleitet werden.

Für die Übertragung der Grenzkurven auf die Antriebsstrangebene werden diese nun im Frequenzbereich mit dem Luftschallübertragungspfad multipliziert. Das Ergebnis ist eine ordnungsbasierte Grenzkurve für den Antriebsstrang. Diese Kurve liegt als Volumenfluss bzw. Schalleistung vor.

Analog dazu erfolgt die Ableitung der Grenzkurve für die Komponentenebene. Hier wird die Grenzkurve für den Volumenfluss auf Antriebsstrangebene mit der Übertragungsfunktion für das Getriebe im Frequenzbereich multipliziert und es folgt eine Grenzkurve für das dynamische Drehmoment auf Komponentenebene.

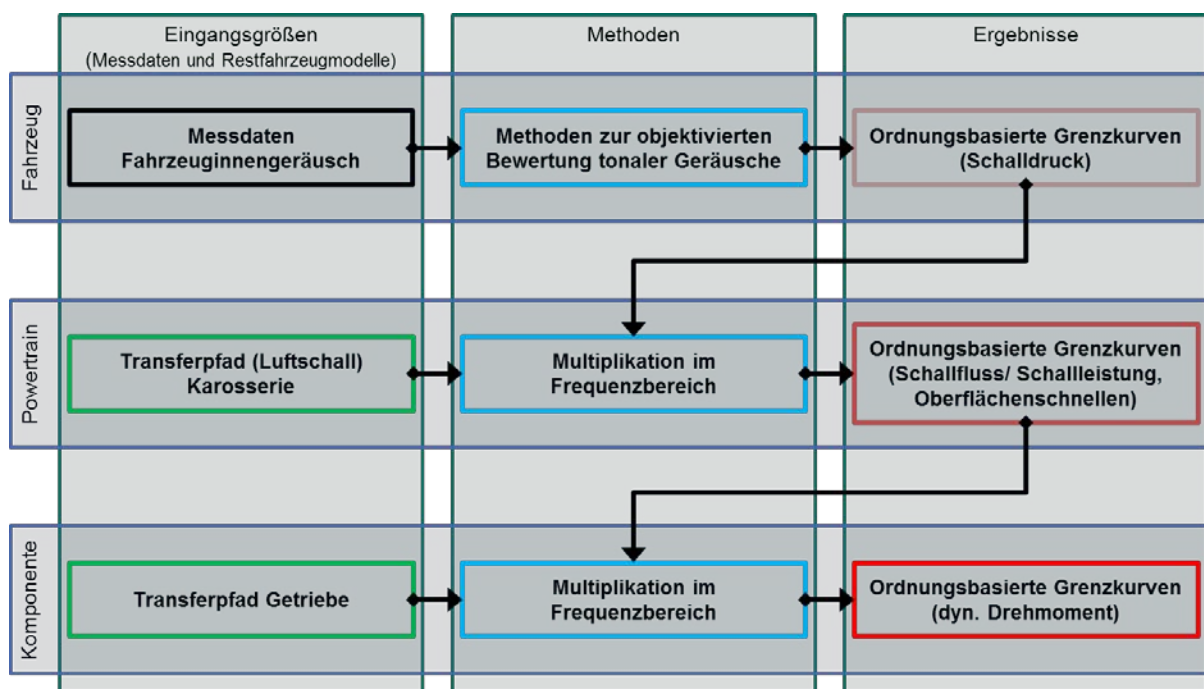


Bild 104: Methodik zur ordnungsbasierten Ableitung von Grenzwerten für die Ebenen Antriebsstrang bzw. Powertrain und Komponente auf Basis von Fahrzeugmessungen mit Hilfe von Transferfunktionen

Die oben beschriebene Methodik ist beispielhaft für das Phänomen Torsionsheulen in Bild 105 dargestellt. Dabei werden von oben nach unten die Grenzkurven (rot) sowie die Ausprägung der 36ten Ordnung auf Basis der in Kapitel 5.2 gezeigten Messungen (blau) für die Ebenen Fahrzeug, Antriebsstrang und Komponente dargestellt. Die Verbindung zwischen den Ebenen im Sinne von Rest-Fahrzeug-Modellen sind die in grün dargestellten Transferpfade für die Karosserie und das Getriebe.³⁰⁷

Als Zwischenfazit lässt sich festhalten, dass mit Hilfe geeigneter phänomenbezogener Rest-Fahrzeug-Modelle ordnungsbasierte Grenzwerte kaskadiert abgeleitet werden können. Die Identifikation der dominanten Übertragungspfade erfolgt dabei im Rahmen der Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme hinsichtlich des fokussierten Phänomens. Im Folgenden wird auf die Quantifizierung dieser Übertragungspfade eingegangen.

³⁰⁷ In dunklem Grün sind die geglätteten Transferpfade dargestellt.

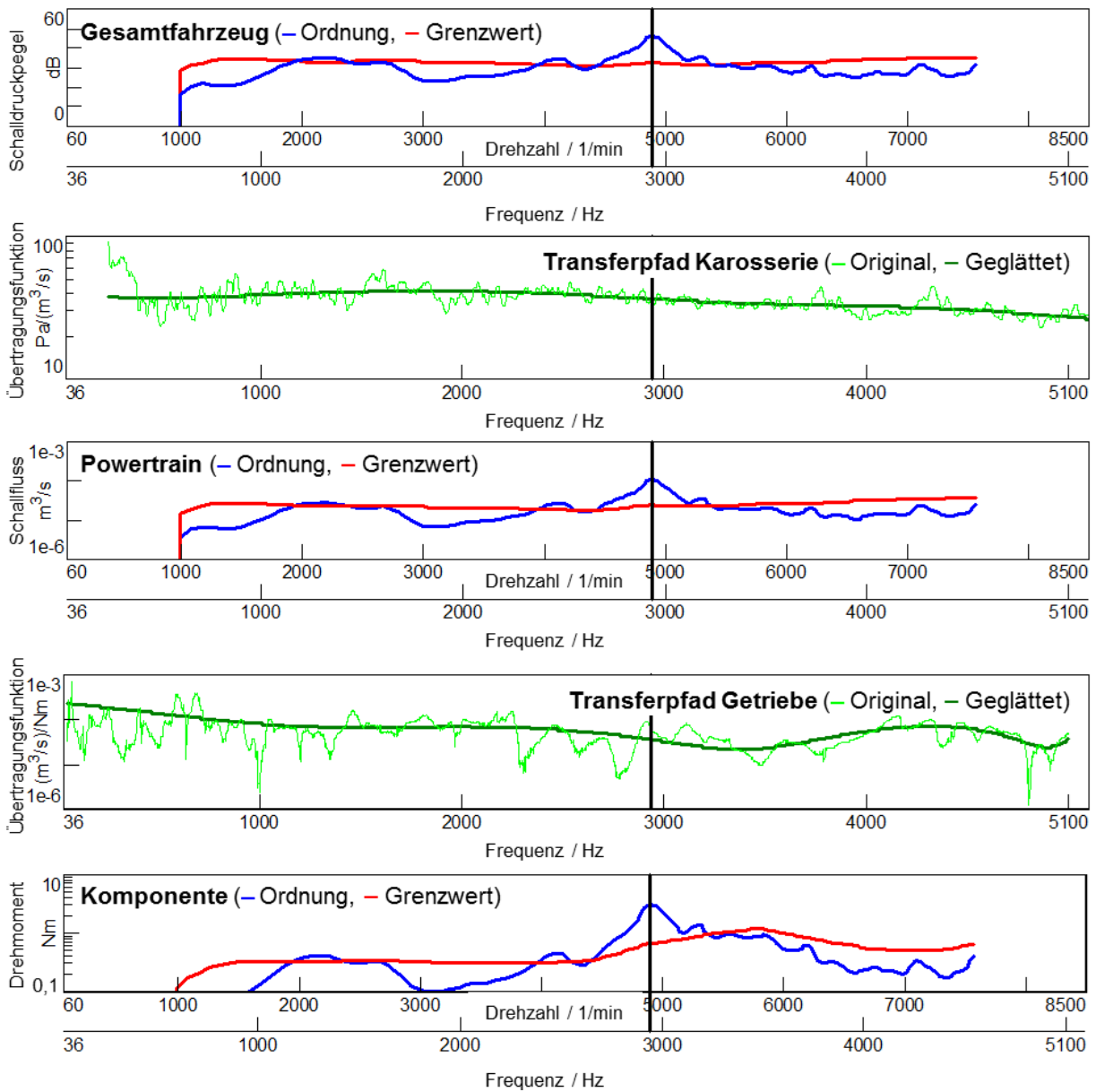


Bild 105: Beispielhafte Ableitung von ordnungsbasierten Grenzwerten für die Ebenen Antriebsstrang bzw. Powertrain (Mitte) und Komponente (unten) auf Basis von Fahrzeugmessungen (oben) mit Hilfe von Transferfunktionen (Grenzwerte in rot, Transferpfade in grün, 36te Ordnung in blau)

6.2 Transferpfadanalyse der Luftschallübertragung vom Motorraum in die Fahrgastzelle

Im Folgenden wird auf die Bestimmung der Luftschallübertragungsfunktion vom Motorraum in die Fahrgastzelle eingegangen. Die vorgestellte Methode sowie die Beschreibung der Ergebnisse orientiert sich dabei im Wesentlichen an dem Stand der Forschung in Kapitel 2.3.2 und den Arbeiten von ALBERS ET AL³⁰⁸ und ROSENBERG³⁰⁹. Dabei wird zunächst auf die Beschreibung des Prüflings und des Messaufbaus eingegangen. Darauf folgend wird auf die Berechnung des Volumenflusses der verwendeten synthetischen Schallquelle und die Einflussfaktoren in Bezug auf die Analyse der Luftschallübertragungsfunktion eingegangen. Abschließend werden die Ergebnisse der Messung präsentiert und ein Zwischenfazit gezogen.

6.2.1 Beschreibung des Prüflings

Als Fahrzeug wird das in Kapitel 5.2 analysierte Fahrzeug verwendet. Dabei ist das Fahrzeug in dem gleichen Aufbauzustand. Aufgrund der Tatsache eines Rechtslenkers wird im Folgenden der Platz in Fahrtrichtung rechts als Fahrersitz bezeichnet.

6.2.2 Messaufbau

Die Quantifizierung des Luftschallübertragungspfades wird unter Annahme eines LTI Systems reziprok durchgeführt. Dabei wird der Ort von Anregung und Antwort getauscht und so die Übertragungsfunktion bestimmt (siehe Kapitel 2.3.2). Im vorliegenden Fall erfolgt die Bestimmung der Übertragungsfunktionen mit Hilfe einer synthetischen Volumenschallquelle an mehreren Positionen im Fahrzeuginnenraum und Mikrofonen an den abstrahlenden Flächen des Getriebes. Es wird folglich die Übertragungsfunktion von einem Volumenfluss zu einem Schalldruck bestimmt. Das Messsetup ist schematisch in Bild 106 dargestellt. Die Positionen der Mikrofone korrespondieren dabei mit den in Kapitel 6.3 identifizierten und vermessenen abstrahlenden Flächen und sind in Anhang 11.12 abgebildet.

³⁰⁸ Albers et al. (2014e) ; Albers et al. (2014d)

³⁰⁹ von Rosenberg (2015) / betreute Abschlussarbeit

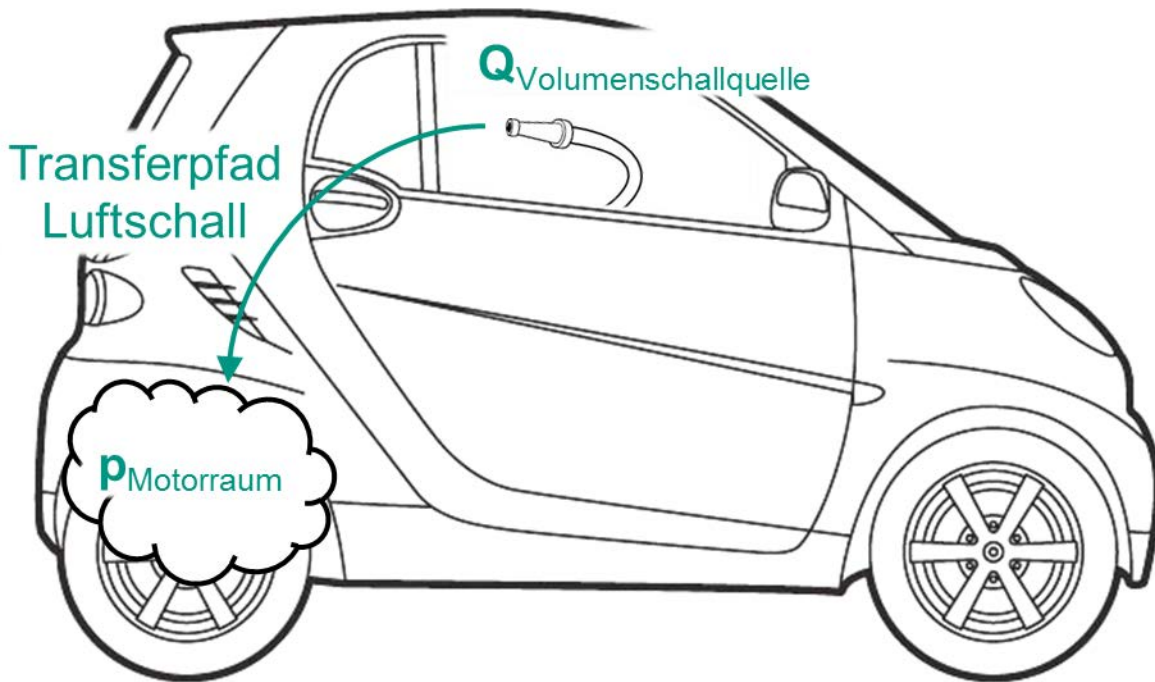


Bild 106: Schematische Darstellung des Messsetups zu reziproken Bestimmung des Luftschallübertragungspfades vom Motorraum in die Fahrgastzelle mit Hilfe einer Volumenschallquelle

6.2.3 Volumenschallquelle und Berechnung des Volumenflusses

Im Folgenden soll auf den Aufbau der synthetischen Schallquelle und die Berechnung des Volumenflusses mittels zweier verschiedener Verfahren eingegangen werden.

6.2.3.1 Volumenschallquelle

Die verwendete synthetische Schallquelle ist eine Schlauchschallquelle (dargestellt in Bild 107) und wurde nach Vorbildern des Projektpartners und KNECHTEN ET AL.³¹⁰ gefertigt. Die Volumenschallquelle (VSQ) besteht aus einem Verstärker mit Signaleingang und einem Mitteltontreiber, dessen Horn mittels eines Adapters durch einen Schlauch mit einer Länge von 6,3 m ersetzt wurde. Der Schlauch ist von innen glatt und hat einen Durchmesser von 30 mm. Am Ausgang des Schlauches befindet sich das Mundstück, durch das der generierte Volumenstrom austritt. Das Mundstück verfügt dabei bis zu einer oberen Grenzfrequenz von ca. 8 Hz über die Charakteristik einer Monopolschallquelle.³¹¹ Das Datenblatt des verwendeten Treibers ist in Anhang 11.13 abgebildet.

³¹⁰ Knechten et al. (2014)

³¹¹ Knechten et al. (2014)

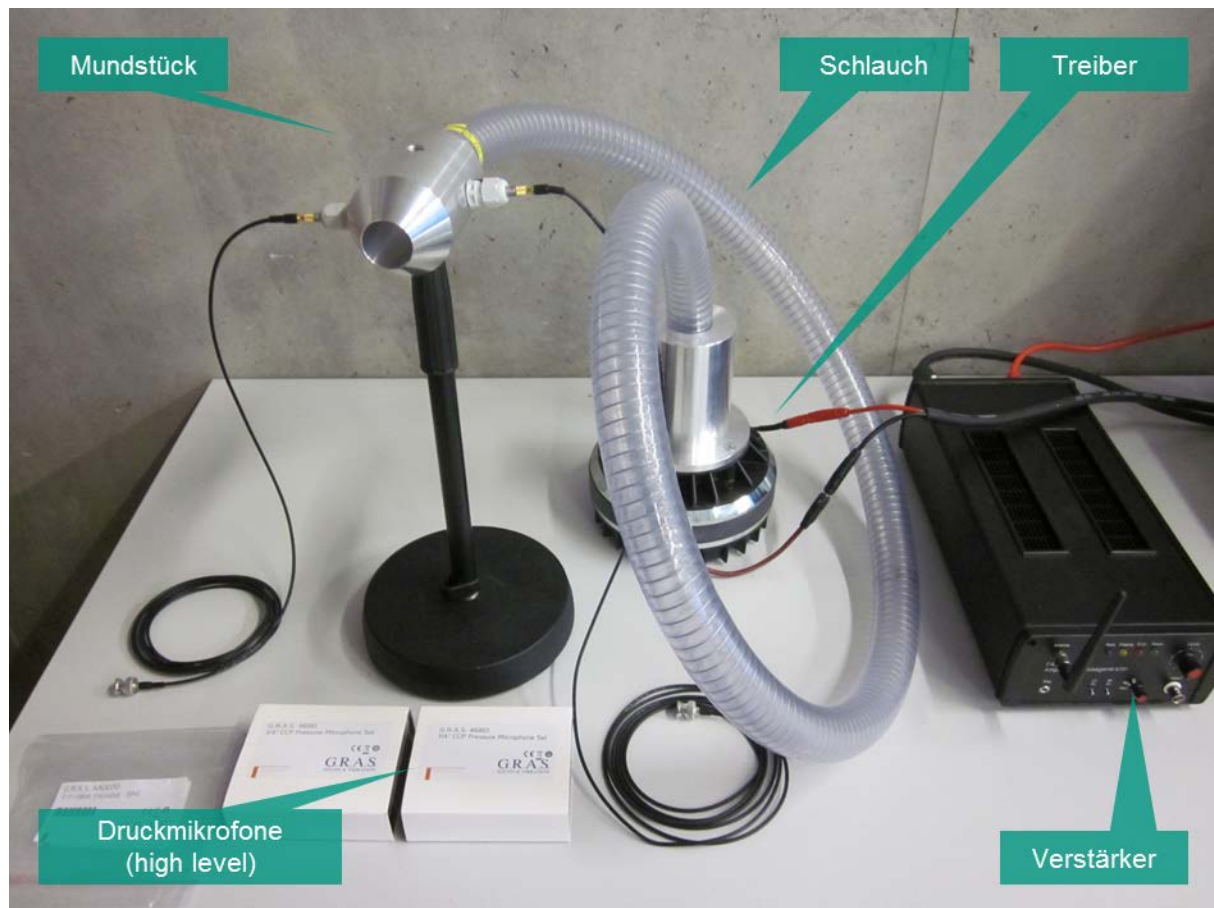


Bild 107: Bestandteile (Verstärker, Treiber, Schlauch, Mundstück und Mikrofone) der Schlauchschallquelle als Volumenschallquelle für Transferpfadanalysen

Für die Bestimmung des Volumenflusses werden im Folgenden zwei Verfahren vorgestellt und deren Ergebnisse verglichen. Zum einen kann der Volumenfluss unter der Annahme einer Schallquelle mit Monopolcharakteristik mit Hilfe des mit einem Mikrofon gemessenen Schalldrucks bestimmt werden (siehe Kapitel 6.2.3.2). Zum anderen kann der Volumenfluss mit Hilfe zweier im Mundstück in der Wand eingelassener Druckmikrofone bestimmt werden (siehe Kapitel 6.2.3.3.). Die Position der Mikrofone für die Verfahren ist in Bild 108 dargestellt.

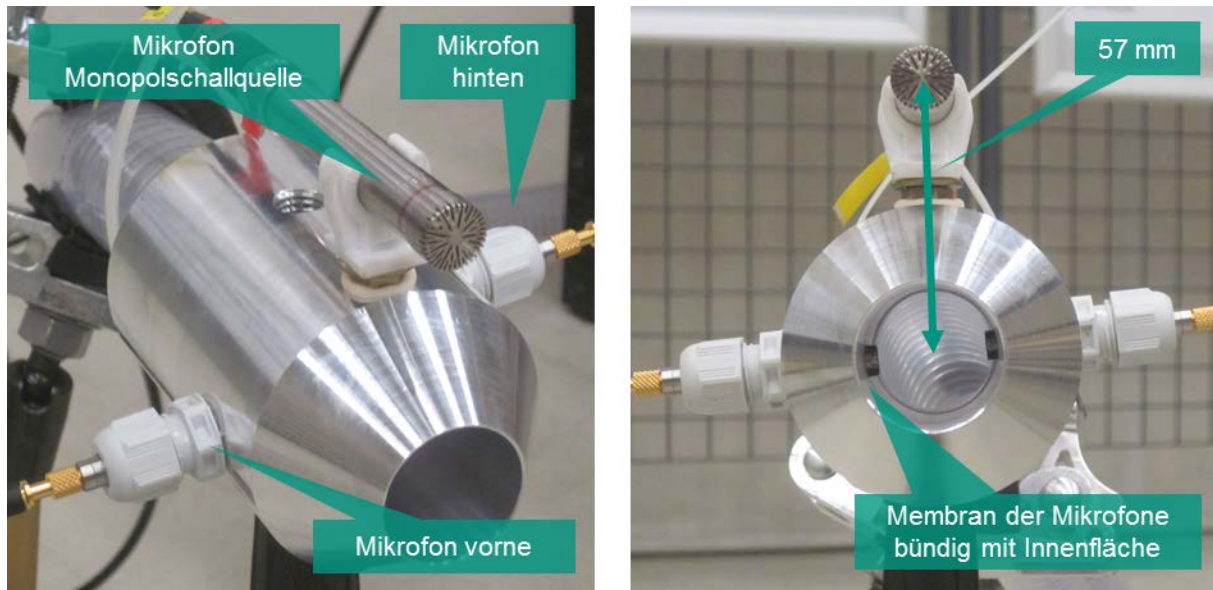


Bild 108: Mundstück der Volumenschallquelle mit Mikrofonanordnung zur Bestimmung des Volumenflusses mit 1-Mikrofon-Methode und Reflexionsfaktormethode

6.2.3.2 1-Mikrofon-Methode

Der Volumenfluss einer Schallquelle berechnet sich, der Definition in Kapitel 2.2.1 folgend, aus dem Integral des Produktes aus Schallschnelle und Querschnittsfläche senkrecht zur Schwingungsrichtung. Dies ist in Gl. 34 dargestellt.

$$Q = \int v_{A,n} * dA \quad \text{Gl. 34}$$

Unter der Annahme einer Monopolcharakteristik für die betrachtete Schallquelle gelten nach DEGA 101³¹² die in Gl. 35 und Gl. 36 gezeigten Zusammenhänge für den Schalldruck und die Schallschnelle in Abhängigkeit von der Entfernung r zu der Schallquelle. Der Faktor k beschreibt die Wellenzahl nach Gl. 37.

$$p(r) = \frac{p_+}{k * r} e^{-ikr} \quad \text{Gl. 35}$$

$$v(r) = \frac{p_+}{\rho_0 * c_0 * k * r} * \left(1 + \frac{1}{ikr}\right) * e^{-ikr} \quad \text{Gl. 36}$$

$$k = \frac{2\pi f}{c_0} \quad \text{Gl. 37}$$

³¹² Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (2006)

Unter Zuhilfenahme von Gl. 35 und Gl. 36 kann der Volumenfluss der Schallquelle nach Gl. 38 abgeschätzt werden. Dabei wird die Fläche als Oberfläche einer Kugel mit dem Radius r berechnet. Der Schalldruck $p(r)$ steht dabei stellvertretend für den Schalldruck auf der gesamten Oberfläche der Kugel.

$$Q = 4 * \pi * r^2 * p(r) * \frac{1}{\rho_0 * c_0} * \left[1 + \frac{1}{ikr} \right] \quad \text{Gl. 38}$$

Nach DEGA 101³¹³ gilt dabei im Fernfeld $kr \gg 1$ und im Nahfeld $kr \ll 1$. Unter Annahme der Messung im Nahfeld entfällt der vordere Term der eckigen Klammer und die Formel vereinfacht sich zu Gl. 39.

$$Q = \frac{2 * r * p(r)}{\rho_0 * i * f} \quad \text{Gl. 39}$$

6.2.3.3 Reflexionsfaktormethode

Im Folgenden wird auf die Reflexionsfaktormethode zur Bestimmung des Volumenflusses in einem glatten Rohr eingegangen. Nach MÖSER³¹⁴ gelten für ebene Schallwellen in glatten Rohren die in Gl. 40 und Gl. 41 gezeigten Zusammenhänge für den Schalldruck und die Schallschnelle.

$$p(x) = p_0 [e^{-ikx} + R * e^{ikx}] \quad \text{Gl. 40}$$

$$v(x) = \frac{p_0}{\rho_0 * c_0} [e^{-ikx} - R * e^{ikx}] \quad \text{Gl. 41}$$

Nach Möser³¹⁵ „beschreibt der erste Summand eine in +x-Richtung, der zweite Summand eine in -x-Richtung laufende Welle. p_0 bezeichnet die Amplitude der auf den Reflektor zueilenden Welle. R bezeichnet den Reflexionsfaktor am Ausgang des Rohrs. Die Zusammenhänge sind beispielhaft mit der Bemaßung für die Mikrofonpositionen in Bild 109 dargestellt.

³¹³ Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (2006)

³¹⁴ Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (2006) ; Möser (2012)

³¹⁵ Möser (2012)

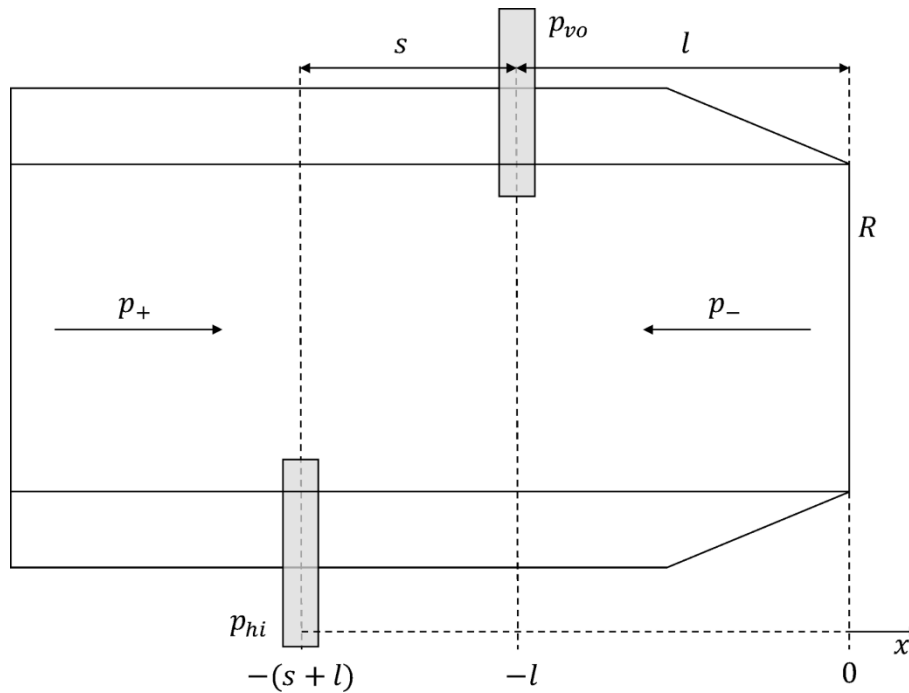


Bild 109: Prinzipskizze des Mundstücks der Volumenschallquelle mit hin- und rücklaufender Schallwelle (p_+ und p_-), der Reflexion R am Ausgang des Rohres und den Mikrofonpositionen p_{vo} und p_{hi} ³¹⁶ zur Bestimmung des Volumenflusses mit der Reflexionsfaktormethode

Der Volumenfluss einer durchströmten Fläche ergibt sich wie gehabt aus dem Skalarprodukt der Schallschnelle und der durchströmten Fläche. Für den angenommenen Fall eines glatten Rohrs gilt für die Stelle $x=0$ noch die Annahme einer laminaren Strömung, wodurch die Schallschnelle immer in Normalenrichtung zu der Kreisfläche steht. Die durchströmte Fläche kann aus dem Radius des Kreisquerschnitts berechnet werden. Folglich ergibt sich der Volumenfluss nach Gl. 42.

$$Q(0) = A * v(x = 0) = A * \frac{p_0}{\rho_0 * c_0} [1 - R] \tag{Gl. 42}$$

In Gl. 42 sind sowohl der Reflexionsfaktor R als auch die Amplitude p_0 unbekannte Größen. Diese gilt es nun aus den gemessenen Größen herzuleiten.

Die Größe p_0 ergibt sich dabei durch das Einsetzen des gemessenen Schalldruckverlaufs am vorderen Mikrofon in Gl. 40 und einer Umformung zu Gl. 43.

$$p_0 = \frac{p_{vo}}{e^{ikl} + R * e^{-ikl}} \tag{Gl. 43}$$

³¹⁶ von Rosenberg (2015) / betreute Abschlussarbeit

Der Reflexionsfaktor kann aus der Übertragungsfunktion zwischen dem vorderen und dem hinteren Mikrofon (dargestellt in Gl. 44) durch Umformen in Gl. 45 bestimmt werden.

$$H_{vo_hi} = \frac{p_{hi}}{p_{vo}} = \frac{e^{ik(s+l)} + R * e^{-ik(s+l)}}{e^{ikl} + R * e^{-ikl}} \quad \text{Gl. 44}$$

$$R(f) = e^{2*i*\frac{2*\pi*f}{c_0}*l} * \left[\frac{e^{i*\frac{2*\pi*f}{c_0}*s} - H_{vo_hi}}{H_{vo_hi} - e^{-i*\frac{2*\pi*f}{c_0}*s}} \right] \quad \text{Gl. 45}$$

Daraus folgt durch Einsetzen von R und p_0 in Gl. 42 der Volumenfluss nach Gl. 46.

$$Q(f) = p_{vo} * \frac{A}{\rho_0 * c_0} * \frac{1 - R(f)}{e^{i*\frac{2*\pi*f}{c_0}*l} + R(f) * e^{-i*\frac{2*\pi*f}{c_0}*l}} \quad \text{Gl. 46}$$

Gl. 46 ist damit nur noch von messbaren Größen abhängig und kann aus dem Schalldruckverlauf von p_{vo} sowie der Übertragungsfunktion zwischen p_{hi} und p_{vo} bestimmt werden.

6.2.3.4 Vergleich der Verfahren zur Bestimmung des Volumenflusses

Der Vergleich der Verfahren zur Bestimmung des Volumenflusses mit Hilfe der 1-Mikrofon-Methode unter Annahme einer Messung im Nahfeld (grüne Kurve), Fernfeld (blaue Kurve), sowie einer Summation (schwarze Kurve) und der Reflexionsfaktormethode (rote Kurve) ist in Bild 110 für geglättete Kurven dargestellt. Dabei zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung des berechneten Volumenflusses im Frequenzbereich für die Reflexionsfaktormethode und die 1-Mikrofon-Methode unter Annahme einer Messung im Nahfeld³¹⁷. Die Differenz bewegt sich im Bereich von 1 bis max. 2 dB und dient somit der gegenseitigen Verifizierung der Verfahren.

³¹⁷ Die Annahme einer Messung im Nahfeld ist aufgrund des geringen Abstandes des Mikrofons 57 mm gerechtfertigt.

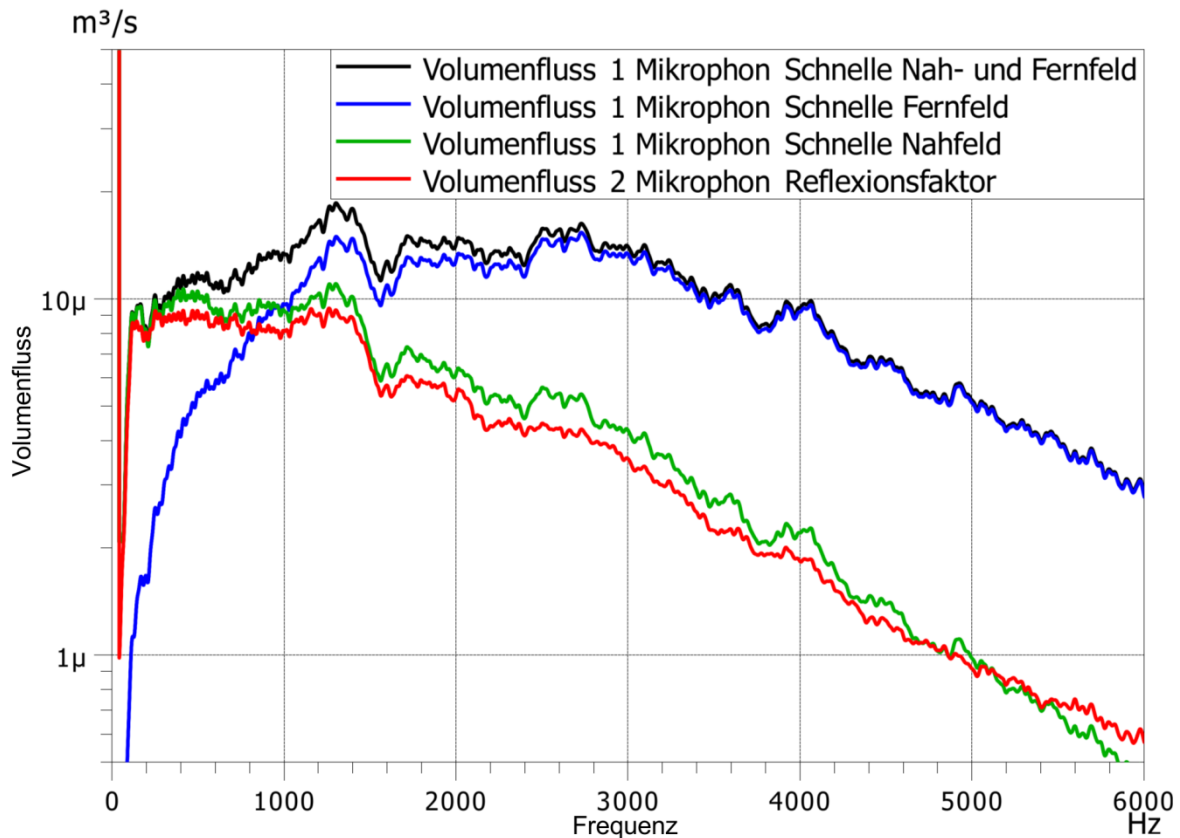


Bild 110: Vergleich der Verfahren zur Berechnung des Volumenflusses am Mundstück der Schlauchschallquelle (Kurven geglättet)

Eine Darstellung des ungeglätteten Verlaufs des Volumenflusses zwischen 100 und 400 Hz befindet sich in Bild 111. Auch hier zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung in der Berechnung des Volumenflusses mit beiden Verfahren. Des Weiteren erlaubt Bild 111 eine weitere Interpretation der Ergebnisse. In Gl. 47 ist die Formel für die Eigenfrequenzen eines einseitig offenen Rohres dargestellt, wobei die Größe l der Länge des Rohrs entspricht.

$$f_n = \left(\frac{1}{2} + n\right) * \frac{c_L}{2 * l}, \text{ für } n=0, 1, \dots \quad \text{Gl. 47}$$

Für die Länge des Schlauchs von 6,3 m ergibt sich für einen Wert von 344 m/s für c_L eine Differenz der Eigenfrequenzen von 27,3 Hz. Dies wird in Bild 111 deutlich und stellt eine weitere Verifizierung der Auswertungsmethoden und deren Implementierung dar.

Aufgrund der Vergleichbarkeit der Ergebnisse und einer geringeren Beeinflussung der Reflexionsfaktormethode durch äußere Randbedingungen sowie die einfachere Handhabbarkeit wird im Folgenden dieses Verfahren für die Bestimmung des Volumenflusses verwendet.

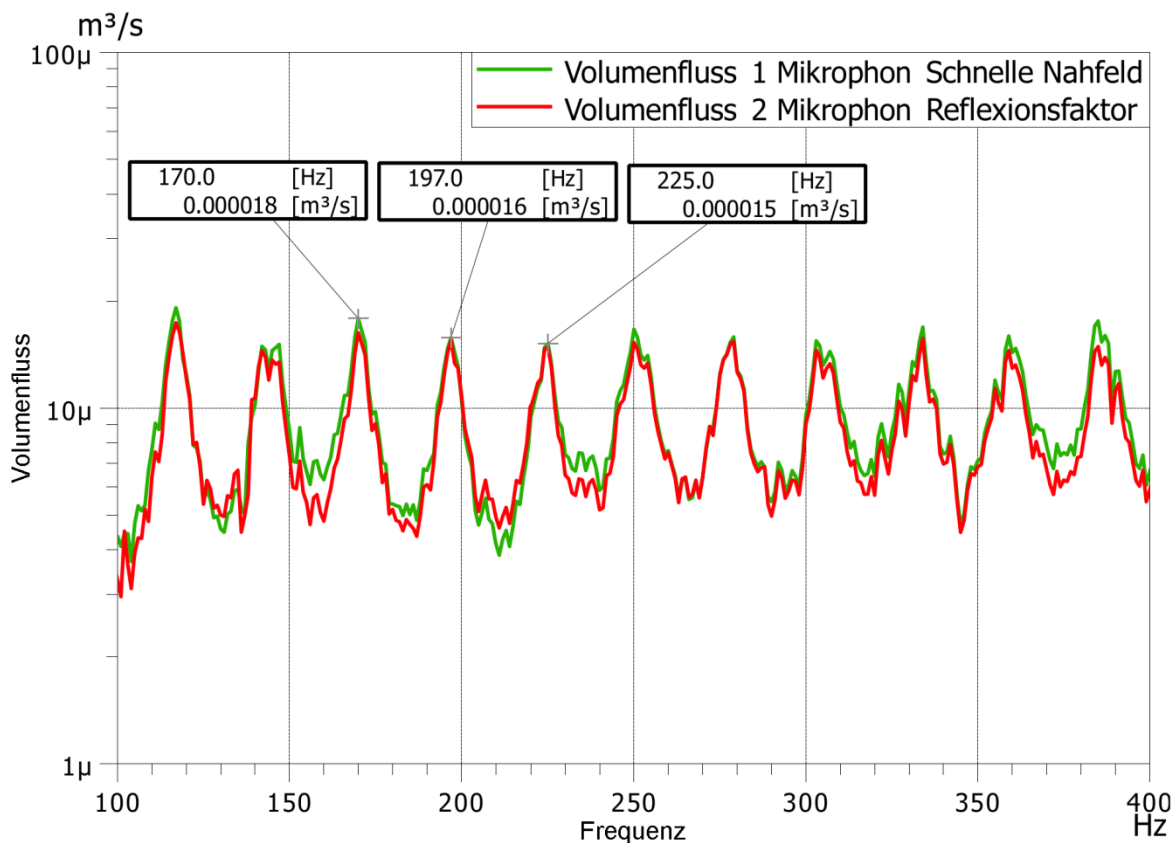


Bild 111: Detaillierter Vergleich der Volumenflüsse und Abstand der Eigenfrequenzen aufgrund definierter Schlauchlänge

6.2.4 Einflussfaktoren

Im Folgenden soll auf die Einflussfaktoren bei der Bestimmung von Luftschallübertragungsfunktionen eingegangen werden. Grundsätzlich können bei der Bestimmung der Übertragungsfunktion mehrere Verfahren genutzt werden. Dies sind, wie in Kapitel 2.3.2 dargelegt, die Betriebsschwingungsanalyse, die direkte Bestimmung der Übertragungsfunktion mit synthetischen Quellen und die reziproke Bestimmung der Übertragungsfunktion mit synthetischen Quellen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Entscheidung für eine reziproke Bestimmung der Übertragungsfunktion mit Hilfe einer synthetischen Schallquelle getroffen. Dies bietet Vorteile hinsichtlich der bekannten akustischen Anregung aufgrund der synthetischen Schallquelle mit exakt bestimmbarem Volumenfluss. Die Ausnutzung des Reziprozitätsprinzips während der Messung ermöglicht die exakte Positionierung der Schallquelle im Fahrzeuginnenraum, welche aufgrund der begrenzten Platzverhältnisse so im Motorraum nicht möglich wären.

In Bezug auf die messtechnische Realisierung der Messungen muss das Anregungssignal hinsichtlich seiner Charakteristik und Amplitude bestimmt werden. Entscheidende Faktoren hierbei sind die Schätzung der Übertragungsfunktion sowie die damit einhergehende Kohärenz zwischen Volumenfluss und Schalldruck. Aufbauend auf dem Stand der Forschung (siehe Kapitel 2.2.5 und Kapitel 2.3.2) wurden für die Anregung reine Sinussignale und bandbegrenzt³¹⁸ weißes Rauschen verwendet. Aufgrund vergleichbarer Ergebnisse und eines grundsätzlichen Zeitvorteils bei der Messung mit weißem Rauschen soll im Folgenden auf dieses weiter eingegangen werden. Die Amplitude der Anregung wurde dabei so gewählt, dass die Mikrofone zur Bestimmung des Volumenflusses im Inneren des Mundstücks der VSQ nicht übersteuern.

Bei Anregung mit weißem Rauschen ist es zweckmäßig die Übertragungsfunktionen statistisch zu schätzen (siehe Kapitel 2.2.5.3). Dies erfolgt für die folgenden Messungen sowohl für die Übertragungsfunktion H_{vo_hi} , welche für die Bestimmung des Reflexionsfaktors benötigt wird als auch für die Übertragungsfunktionen $H_{p^* \text{ zu } Q}$. Dabei wird es ausgenutzt, dass die Übertragungsfunktion $\frac{p^*}{p_{vo}}$ und deren Kohärenz direkt während der Messung berechnet bzw. geschätzt werden kann. Somit besteht die Möglichkeit schnell statistisch belastbare Übertragungsfunktionen nach Gl. 48 zu bestimmen.

$$H_{p^* \text{ zu } Q} = \frac{p^*}{Q} = \frac{p^*}{p_{vo}} * \left[\frac{A}{\rho_0 * c_0} * \frac{1 - R(f)}{e^{i * \frac{2 * \pi * f}{c_0} * l} + R(f) * e^{-i * \frac{2 * \pi * f}{c_0} * l}} \right]^{-1} \quad \text{Gl. 48}$$

Die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Verfahren zur Bestimmung des Volumenflusses wurden in PAK 5.8 und LMS Test.Lab 14A implementiert und erlauben die Berechnung des Volumenflusses aus Zeitrohdaten sowie eine nachträgliche Variation der Abtastrate und Frequenzauflösung für die Bestimmung der Übertragungsfunktionen. Des Weiteren können in dem implementierten Algorithmus der Abstand der Mikrofone sowie geometrische Größen wie der Schlauchdurchmesser frei variiert werden, wodurch die Implementierung auch für gleichartige Schlauchschallquellen genutzt werden kann.

Ein weiterer Einflussfaktor für die Bestimmung von Luftschallübertragungsfunktionen sind positionsabhängige Schwankungen des gemessenen Schalldrucks mit steigender Frequenz (siehe auch Kapitel 5.2).

³¹⁸ Die Bandbegrenzung erfolgt aufgrund der Charakteristik des Mitteltontreibers auf 200 Hz bis 6000 Hz.

Dies kann mit der abnehmenden Wellenlänge und steigender Modendichte für steigende Frequenzen erklärt werden.³¹⁹ Somit liegen örtliche Minima und Maxima sehr nahe beieinander und die Luftschallübertragungsfunktionen variieren in Abhängigkeit von Anregungs- und Messposition für einzelne Frequenzen sehr stark. Dem wird wie bereits in Kapitel 6.1 beschrieben mit der Messung der Übertragungsfunktionen von mehreren Anregungs- zu mehreren Messpunkten und deren statistischer Analyse begegnet. Auf die Ergebnisse soll im folgenden Kapitel eingegangen werden.

6.2.5 Ergebnisse

In Bild 112 sind die beispielhaften Ergebnisse für die Messung einer Luftschallübertragungsfunktion vom Motorraum in die Fahrgastzelle und die Kohärenz dargestellt.

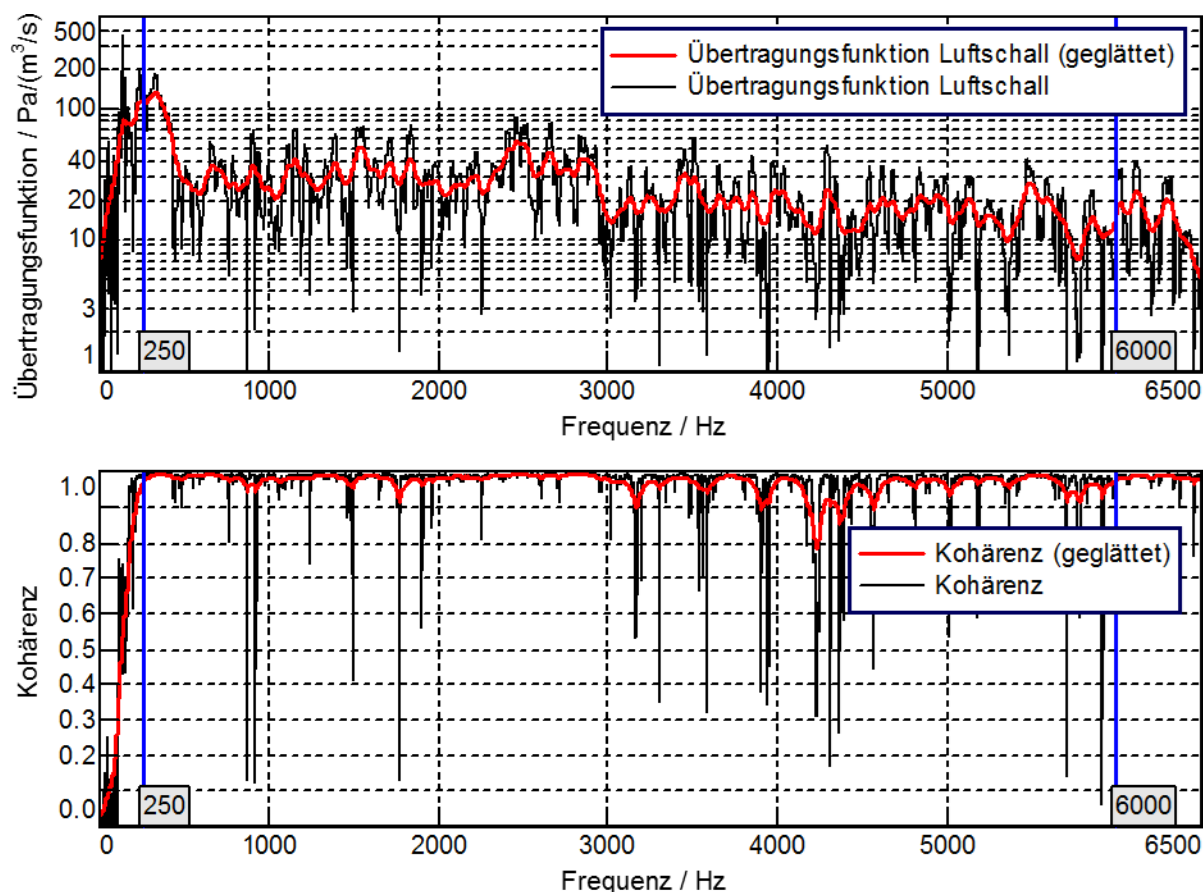


Bild 112: Beispiel für eine geschätzte Übertragungsfunktion Luftschall (Pos. 1 zu Mic. 1) und Kohärenz der Schätzung (geglättete - rote und ungeglättete - schwarze Kurven) zwischen 250 und 6000 Hz

³¹⁹ Sokratov (2013) / Abschlussarbeit

Der Vertrauensbereich der Übertragungsfunktion liegt dabei aufgrund der bandbegrenzten Anregung zwischen 200 und 6000 Hz. Dies wird auch in einem deutlichen Abfall der Kohärenz – als Vertrauensmaß für die Übertragungsfunktion – unterhalb von 200 Hz deutlich. In dem Bereich von 200 bis 6000 Hz ist die geglättete Kohärenz als sehr gut zu bewerten und auch die ungeglättete Kohärenz weist nur vereinzelte, sehr schmalbandige Einbrüche im Bereich von Antiresonanzen auf. Die Übertragungsfunktion bewegt sich im Bereich zwischen 10 und 100 Pa pro $1 \text{ m}^3/\text{s}$ und fällt mit steigender Frequenz ab. Dies deckt sich mit den Ergebnissen in KNECHTEN ET AL.³²⁰

Die erste Stufe der Mittelung und deren statistische Betrachtung ist in Bild 113 dargestellt. Hier werden die Übertragungsfunktionen von den 14 verschiedenen Anregungspositionen im Fahrzeuginnenraum zu Mikrofon 1 dargestellt (schwarze Kurven). Des Weiteren werden der energetische Mittelwert (grüne Kurve) der Übertragungsfunktionen sowie das Band der Standardabweichung um den Mittelwert (rote Kurven) dargestellt.

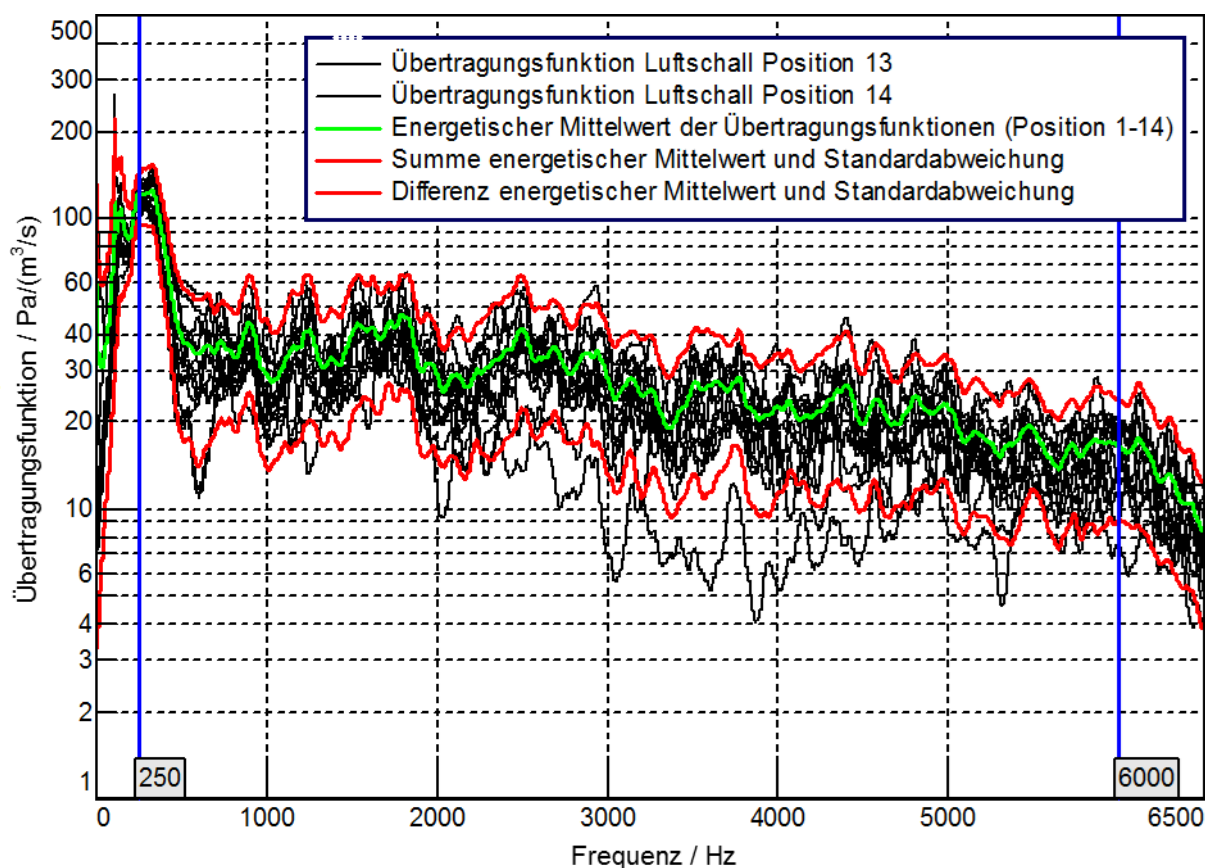


Bild 113: Geschätzte Übertragungsfunktionen Luftschall (Pos. 1-14 zu Mic. 1) und deren energetischer Mittelwert sowie dessen Summe/ Differenz mit der Standardabweichung zwischen 250 und 6000 Hz

³²⁰ Knechten et al. (2014)

Aufbauend auf dem energetischen Mittelwert der Übertragungsfunktionen aller Anregungspositionen zu den einzelnen Mikrofonpositionen werden diese erneut gemittelt. Die einzelnen Übertragungsfunktionen (schwarze Kurven) sowie der lineare (dunkelgrüne Kurve) und energetische (hellgrüne Kurve) Mittelwert dieser Kurven inklusive des Bandes der jeweiligen Standardabweichung (rote und lila Kurven) sind in Bild 114 dargestellt. Dabei zeigt sich, dass der energetische Mittelwert erwartungsgemäß leicht über dem linearen Mittelwert liegt. In Bezug auf das Band der Standardabweichung um die jeweiligen Mittelwerte muss explizit darauf hingewiesen werden, dass hier nur die Standardabweichung in Bezug auf Mikrofonpositionen dargestellt ist.

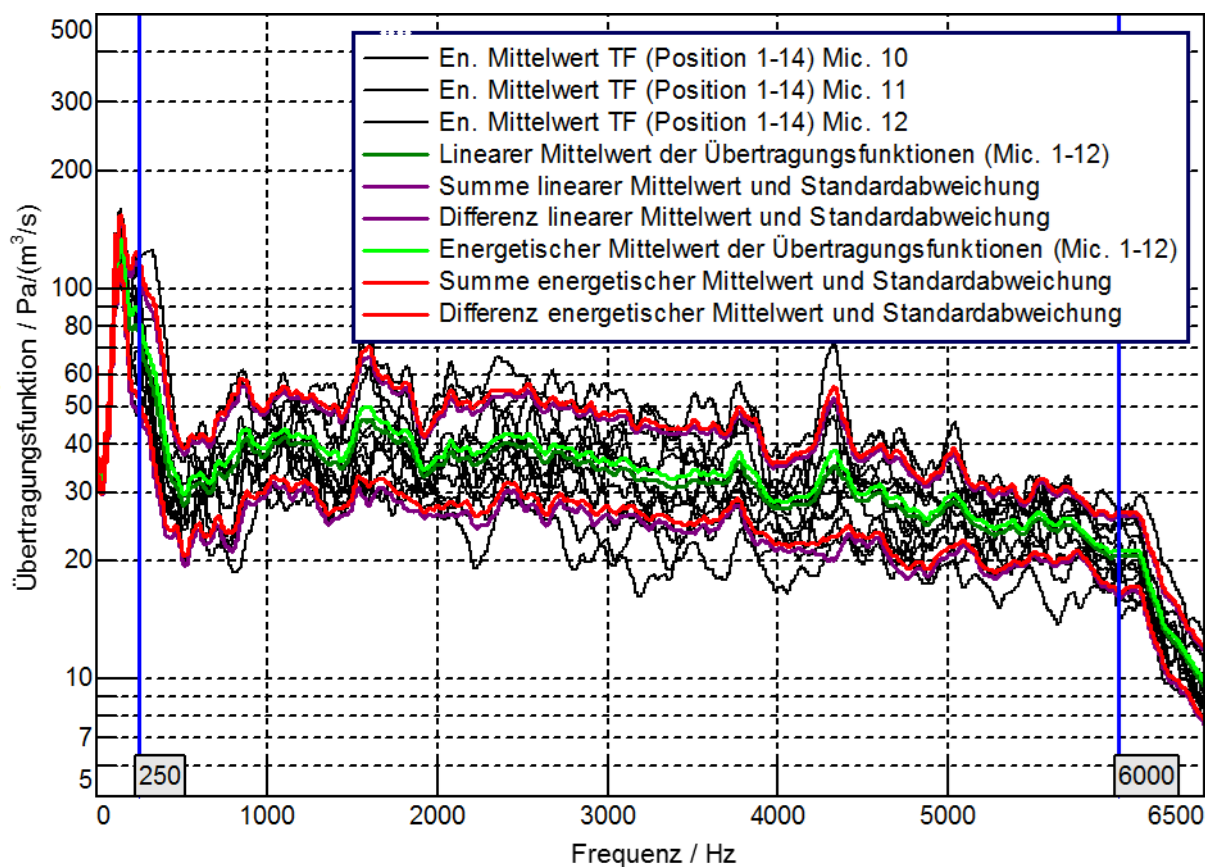


Bild 114: Energetischer Mittelwert der Luftschallübertragungsfunktionen (Pos. 1-14 zu Mic. 1, Mic. 2, ... bis Mic. 12) und deren energetischer und linearer Mittelwert sowie dessen Summe/Differenz mit der Standardabweichung zwischen 250 und 6000 Hz

Ein anderes Bild in Bezug auf die Standardabweichung (rote Kurven) zeigt sich, wenn, wie in Bild 115 dargestellt, in einem Schritt über alle 168 Übertragungsfunktionen (schwarze Kurven) hinweg gemittelt wird. Der Mittelwert ist erwartungsgemäß identisch.

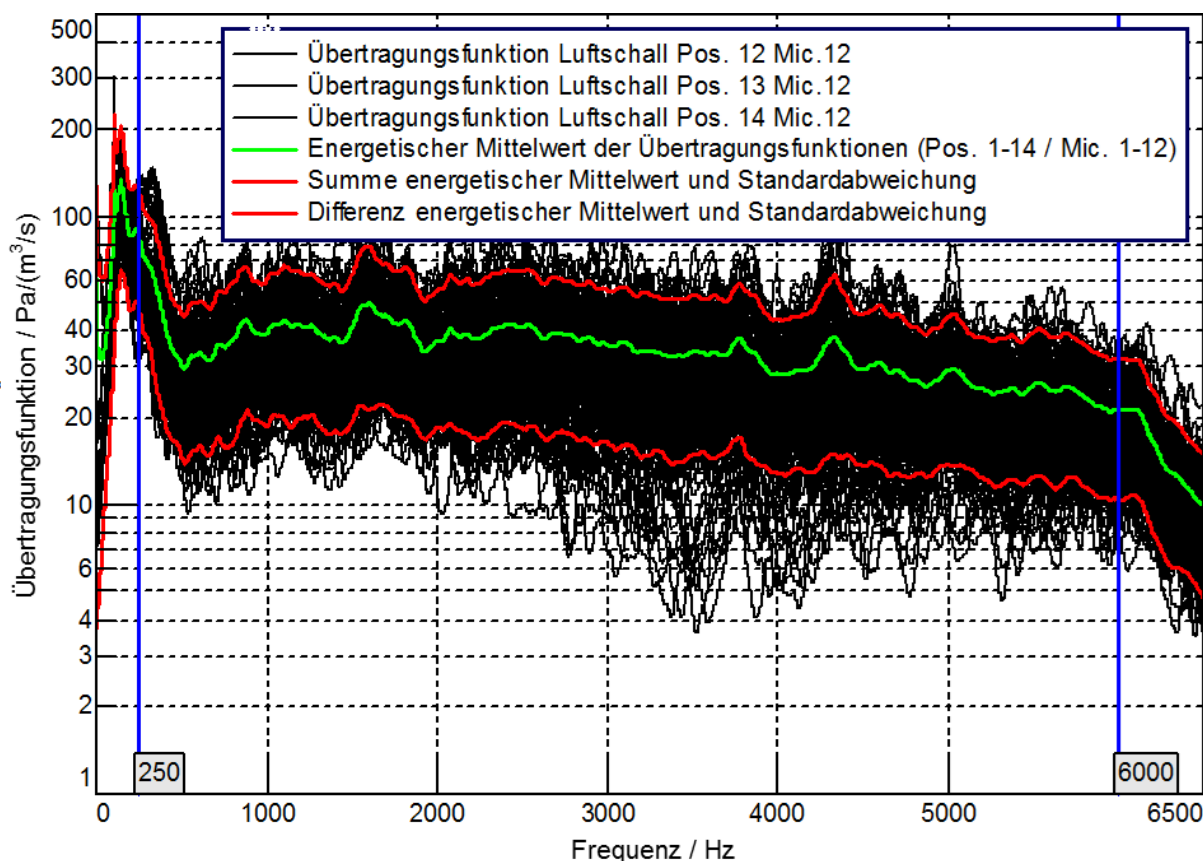


Bild 115: Energetischer Mittelwert aller Luftschallübertragungsfunktionen (Pos. 1-14 zu Mic. 1-12) und dessen Summe/ Differenz mit der Standardabweichung zwischen 250 und 6000 Hz

Der Vergleich der Standardabweichungen sowohl für die gestuft als auch für die ungestufte energetische Mittelung ist in Bild 116 dargestellt. Das Band der Standardabweichung um den Mittelwert kann dabei als Vertrauensmaß in Bezug auf die Übertragungsfunktionen angesehen werden. Für den weiteren Verlauf der Arbeit und die Ableitung der Grenzwerte wird der Mittelwert angenommen.

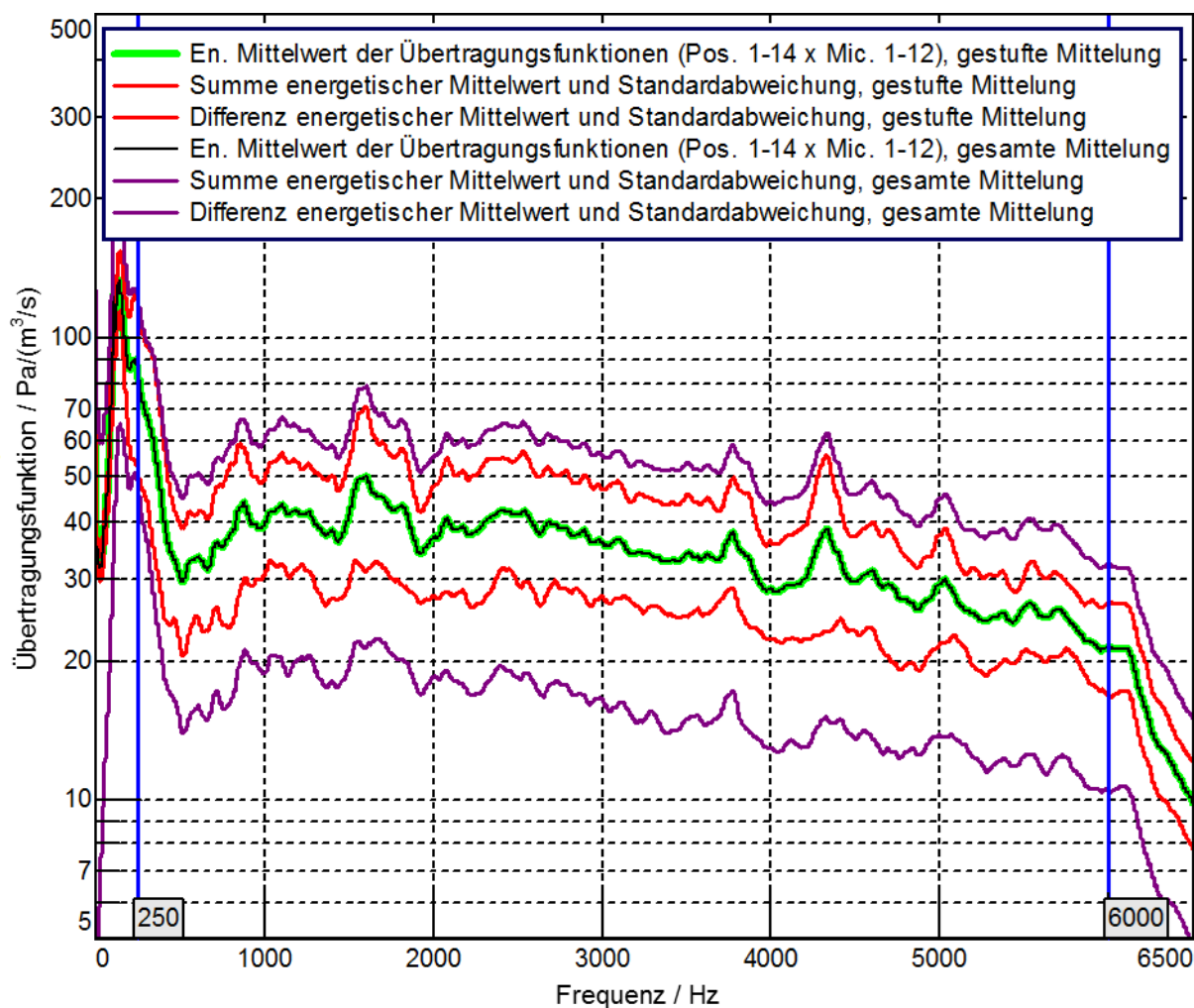


Bild 116: Vergleich der gemittelten Übertragungsfunktionen (gestufte und gesamte Mittelung) und deren Summe/ Differenz mit der Standardabweichung zwischen 250 und 6000 Hz

6.2.6 Zwischenfazit

Im Folgenden soll ein Zwischenfazit in Bezug auf den Messaufbau, die Einflussfaktoren und die damit erzielten Ergebnisse gezogen werden.

Die durchgeführte reziproke Transferpfadanalyse diente der Quantifizierung der Luftschallübertragungsfunktion vom Motorraum in die Fahrgastzelle. Die dabei eingesetzte synthetische Schallquelle und die damit verknüpften Verfahren zur Bestimmung des Volumenflusses wurden verifiziert. Der Frequenzbereich geht von 200 bis 6000 Hz. Im Fahrzeug wurde an 14 verschiedenen Positionen mit Hilfe der VSQ angeregt und parallel die Übertragungsfunktionen zu 12 am Getriebe applizierten Mikrofonen geschätzt. Dabei zeigt sich eine durchweg gute Kohärenz der Schätzung im Bereich zwischen 200 und 6000 Hz. Die Übertragungsfunktionen wurden sowohl gestuft als auch ungestuft gemittelt und das jeweilige Band der Standardabweichung bestimmt. Dies kann sowohl als Vertrauensmaß für die gemittelten Übertragungsfunktionen genutzt werden als auch – je nach Risikoaversion bzw. Zielsetzung – in die Ableitung der Grenzwerte einfließen.

6.3 Akustische Abstrahlung des Getriebes aufgrund torsionaler Anregung

Im Folgenden wird auf die Bestimmung der Strukturübertragungsfunktion des Getriebes aufgrund einer torsionalen Anregung an der Eingangswelle eingegangen. In einem nächsten Schritt wird dann von den Oberflächenschnellen aufgrund der dynamischen Anregung der Eingangswelle auf die abgestrahlte Schalleistung bzw. den Volumenfluss geschlossen.

Die vorgestellte Methode sowie die Beschreibung der Ergebnisse orientiert sich im Wesentlichen an dem Stand der Forschung in Kapitel 2.2.5.3 und der Arbeit von ALTENBURG³²¹. Dabei wird zunächst auf die Beschreibung des Prüflings und des Messaufbaus eingegangen. Darauf folgend wird auf die Einflussfaktoren in Bezug auf die experimentelle Bestimmung der Strukturübertragungsfunktionen eingegangen um abschließend die Ergebnisse der Messung zu präsentieren und ein Zwischenfazit zu ziehen.

6.3.1 Beschreibung des Prüflings

Der untersuchte Prüfling ist das im Fahrzeug aus Kapitel 5.2 verbaute Getriebe. Das Getriebe ist ein eingängiges zweistufiges Vorgelegegetriebe mit einer Gesamtübersetzung von ca. 10 zwischen EM und Seitenwellen und einer Parkbremse an dem Zahnrad der Zwischenwelle. Im Getriebegehäuse ist ein Differentialgetriebe integriert, welches den Ausgang zu den Seitenwellen darstellt. Die Eingangswelle verfügt über eine Vielkeilverzahnung, welche auf den Rotor der EM angepasst ist. Der EM wird mit Schrauben über einen Flansch mit dem Getriebe verbunden.

³²¹ Altenburg (2015) / betreute Abschlussarbeit

6.3.2 Messaufbau

Der Messaufbau für die Bestimmung der strukturdynamischen Antwortfunktion aufgrund einer torsionalen Anregung an der Getriebeeingangswelle basiert auf der Annahme, dass die Übertragungsfunktion des Getriebes in erster Näherung unabhängig von der Drehzahl des Antriebsstrangs ist. Es besteht mit den zur Verfügung stehenden technischen Mitteln momentan keine Möglichkeit eine der Drehzahl des Antriebs überlagerte dynamische Anregung im relevanten Frequenzbereich aufzuprägen. Torsionale Anregungen – zum Beispiel für die Verbrennungsmotorsimulation – mit hochdynamischen EM haben üblicherweise obere Frequenzgrenzen zwischen 500 und 600 Hz.³²²

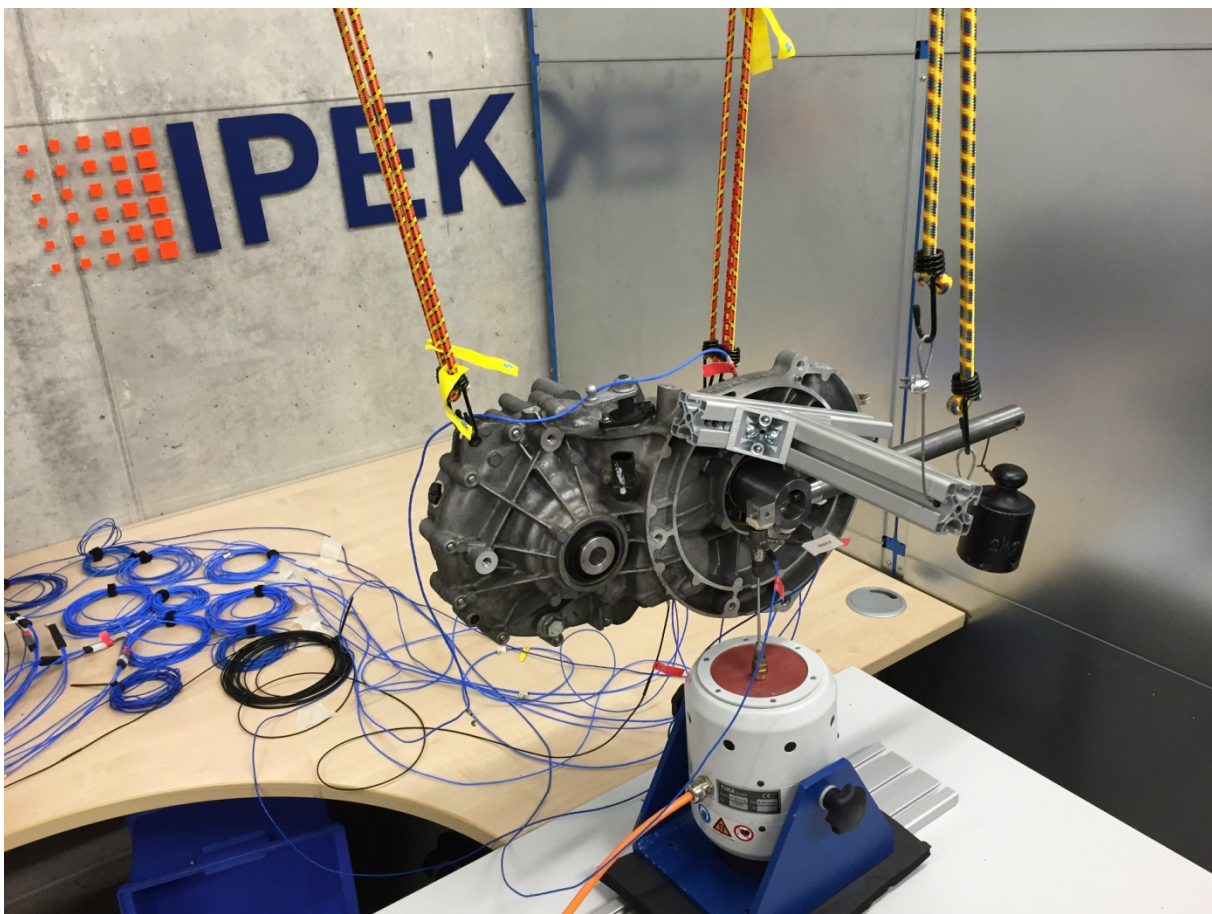


Bild 117: Versuchsaufbau für die Strukturanalyse des Getriebes mit Vorspannung gegen die Parkbremse und exzentrischer Anregung an der Getriebeeingangswelle (Versuch 1)

Ein weiterer wichtiger Effekt in Bezug auf die Realitätsnähe des Versuchsaufbaus und die damit einhergehende Übertragbarkeit der Ergebnisse ist die Vorspannung des Antriebsstrangs.

³²² Albers et al. (2016a)

Diese kann nicht vernachlässigt werden, da ansonsten aufgrund des dynamischen Drehmoments ein Abheben der Zahnradflanken zwischen Eingangs- und Zwischenwelle möglich wird und das System somit nichtlinear würde. Aufgrund der Annahme eines LTI-Systems wird kein Einfluss der Amplitude der Vorspannung auf die Ergebnisse angenommen und diese in den Versuchen konstant gehalten. Die Realisierung der Vorspannung des Antriebsstrangs ist in zwei Varianten unterteilt. Beiden Varianten ist dabei gemein, dass ein statisches Drehmoment an der Eingangswelle mit Hilfe eines Gewichtes aufgeprägt wird. In dem in Bild 117 dargestellten Versuch 1 stützt sich dieses an der Parkbremse ab. In dem Bild 118 dargestellten Versuch 2 stützt sich das statische Drehmoment an den Ausgangswellen des Differentials ab. Hierfür wurden die originalen Ausgangswellen gekürzt und über einen zylindrischen Pressverband mit einem Hebelarm verbunden. Die Hebelarme der beiden Ausgangswellen werden über eine Querstrebe wegsynchronisiert und der Antriebsstrang mit Hilfe von Gewichten statisch vorgespannt.

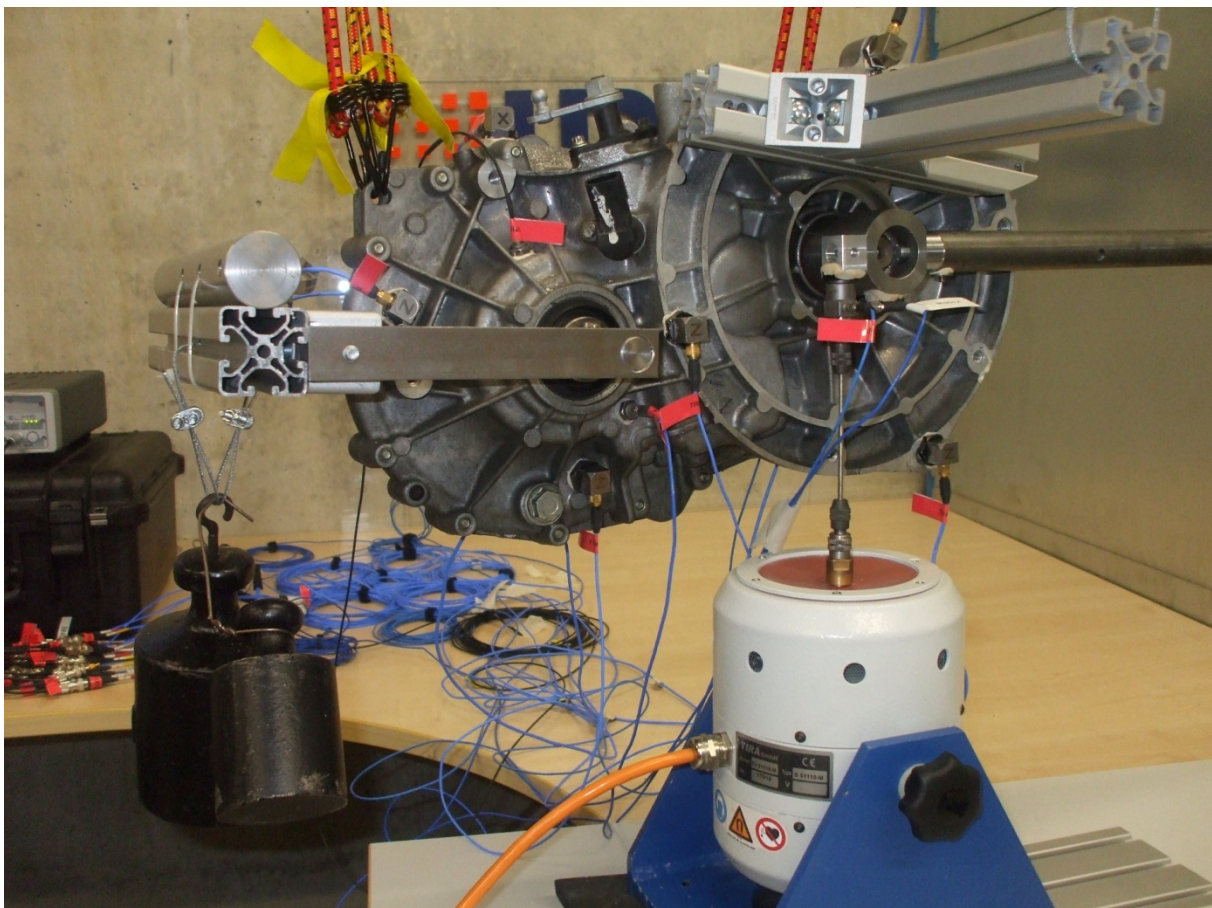


Bild 118: Versuchsaufbau für die Strukturanalyse des Getriebes mit Vorspannung gegen den Ausgang des Differentials und exzentrischer Anregung an der Getriebeeingangswelle (Versuch 2)

Die Anregung erfolgt analog zu Kapitel 5.5 mit Hilfe des Shaker-Systems über einen Stinger und den Impedanzsensor an der Stelle der Krafteinleitung. Um die Krafteinleitung an der Eingangswelle des Getriebes zu realisieren, wird eine Muffe auf die Vielkeilwelle aufgeschoben und ein Adapterblock für die torsionale Anregung sowie der Hebelarm für die statische Vorspannung angeschraubt. Dieser Aufbau ist in Bild 119 dargestellt. Des Weiteren sind hier die Anregungspositionen für die Anregung über einen Hebelarm (F_1) und die Anregung senkrecht zur Eingangswelle (F_2) dargestellt. Aus den gemessenen Antwortfunktionen X_{1i} und X_{2i} ergeben sich folglich die Übertragungsfunktionen H_1 und H_2 , wie dargestellt in Gl. 49. X_{1i} und X_{2i} sind dabei die den jeweiligen Übertragungsfunktionen zugeordneten gemessenen Oberflächenschnellen an den Positionen i des Getriebes.

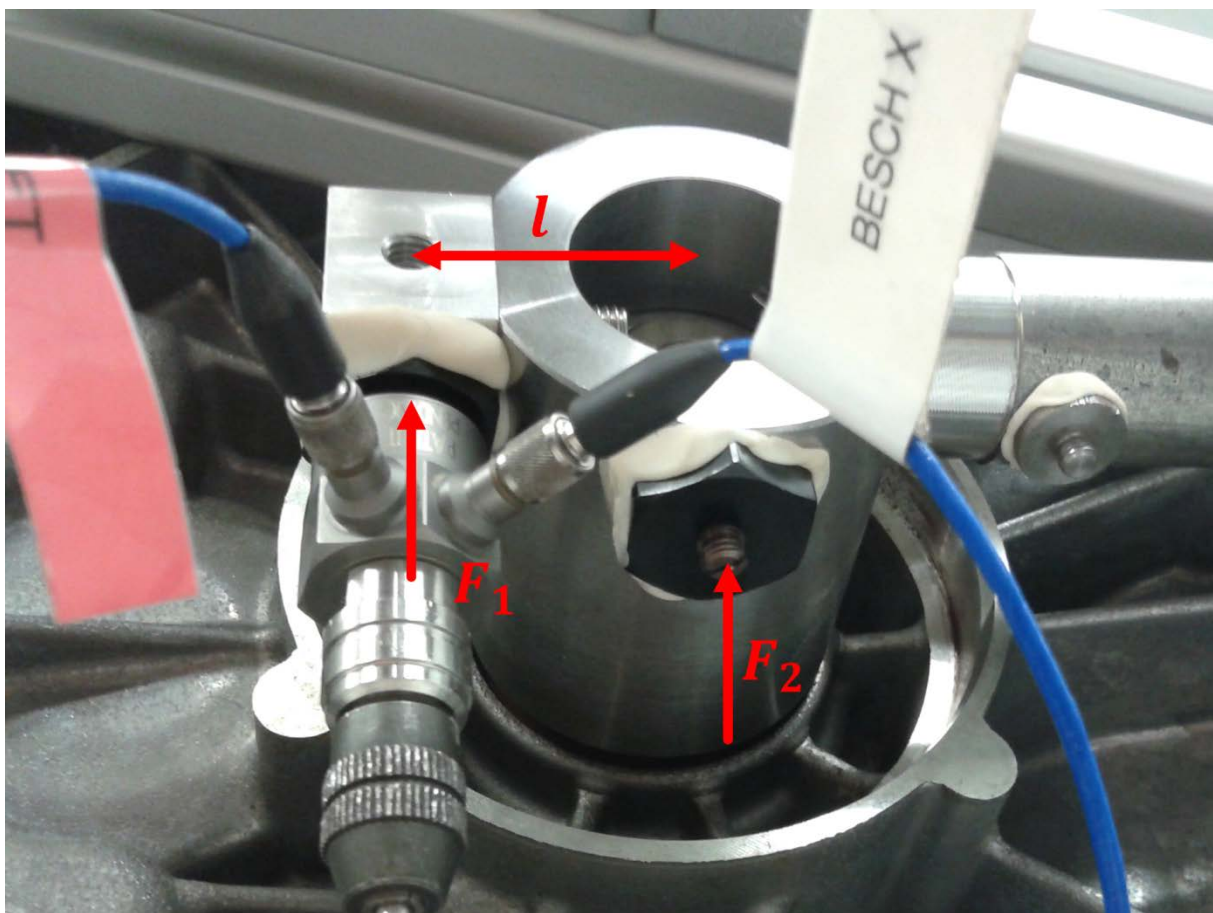


Bild 119: Detailansicht der Anregungspositionen und -richtungen F_1 und F_2 am Adapter der Getriebeeingangswelle für die Strukturanalyse des Getriebes

Unter der Annahme, dass die Anregung F_1 eine überlagerte Anregung der Eingangswelle mit einem dynamischen Drehmoment und einer dynamischen Kraft ist, kann die Übertragungsfunktion H_1 in eine Übertragungsfunktion aufgrund eines dynamischen Drehmoments (H_T) und eine Übertragungsfunktion aufgrund einer dynamischen Kraft (H_B) unterteilt werden. Analog gilt dies für H_2 , wobei in diesem zweiten Versuch nur die Anregung aufgrund einer dynamischen Kraft F_2 in der Lotrechten der Eingangswelle vorliegt. Dies ist in Gl. 50 dargestellt.

Mit Hilfe der geometrischen Randbedingungen können nun in Gl. 51 und Gl. 52 die Übertragungsfunktion H_T und H_B aus den gemessenen Übertragungsfunktionen H_1 und H_2 bestimmt werden. Eine analoge Vorgehensweise wird von KNECHTEN ET AL.³²³ für die Bestimmung von Übertragungsfunktionen bei Anregung der Struktur unter verschiedenen Winkeln praktiziert.

$$\begin{aligned} F_1 * H_1 \left[\frac{mm/s}{N} \right] &= X_1 \\ F_2 * H_2 \left[\frac{mm/s}{N} \right] &= X_2 \end{aligned} \quad \text{Gl. 49}$$

$$\begin{aligned} M_{1T} * H_T \left[\frac{mm/s}{Nm} \right] + F_{1B} * H_B \left[\frac{mm/s}{N} \right] &= X_1 \\ F_{2B} * H_B \left[\frac{mm/s}{N} \right] &= X_2 \end{aligned} \quad \text{Gl. 50}$$

$$\begin{aligned} F_1 * l * H_T \left[\frac{mm/s}{Nm} \right] + F_1 * H_B \left[\frac{mm/s}{N} \right] &= F_1 * H_1 \left[\frac{mm/s}{N} \right] \\ F_2 * H_B \left[\frac{mm/s}{N} \right] &= F_2 * H_2 \left[\frac{mm/s}{N} \right] \end{aligned} \quad \text{Gl. 51}$$

$$H_T \left[\frac{mm/s}{Nm} \right] = \frac{1}{l} * (H_1 \left[\frac{mm/s}{N} \right] - H_2 \left[\frac{mm/s}{N} \right]) \quad \text{Gl. 52}$$

Die Positionen der Vibrationssensoren für die Bestimmung der Antwortfunktion sind in Anhang 11.14 dargestellt und korrespondieren mit den Messpositionen der Mikrofone in Kapitel 6.2. Dabei wurden bei der Verteilung der Vibrationssensoren die Ergebnisse aus Kapitel 5.3.4.3 hinsichtlich der positionsabhängigen Variation der Oberflächenschnellen berücksichtigt.

³²³ Knechten et al. (2015)

6.3.3 Einflussfaktoren

Im Folgenden soll auf die Einflussfaktoren bei der Bestimmung von Strukturübertragungsfunktionen eingegangen werden. Grundsätzlich können bei der Bestimmung der Übertragungsfunktion mehrere Verfahren genutzt werden (siehe Kapitel 2.3.2). Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Entscheidung für eine direkte Bestimmung der Übertragungsfunktion mit Hilfe einer synthetischen Anregung getroffen.

Dies bietet Vorteile hinsichtlich der Krafterregung mit Hilfe des verwendeten Shakers, welcher somit nur an einer Anregungsposition angebracht und ausgerichtet werden musste.³²⁴ Die korrespondierenden Oberflächenschnellen wurden synchron zur Anregung mit Vibrationsaufnehmern gemessen und die Übertragungsfunktionen statistisch geschätzt.

In Bezug auf die messtechnische Realisierung der Messungen muss das Anregungssignal hinsichtlich seiner Charakteristik und Amplitude bestimmt werden. Entscheidende Faktoren hierbei sind die Schätzung der Übertragungsfunktion sowie die damit einhergehende Kohärenz zwischen der anregenden Kraft und den Oberflächenschnellen.

Aufbauend auf dem Stand der Forschung (siehe Kapitel 2.2.5, Kapitel 2.3.2 und analog Kapitel 5.5.3) wurde für die Anregung bandbegrenzt weißes Rauschen verwendet. Dabei wurde der zur Verfügung stehende Frequenzbereich des Shaker-Systems (0 bis 5000 Hz) in einen oberen (2500 – 5000 Hz) und einen unteren Bereich (50 – 4000 Hz) unterteilt um den Energieeintrag der Anregung in den jeweiligen Bereichen hoch genug für eine zufriedenstellende Kohärenz wählen zu können.³²⁵ Die resultierenden Übertragungsfunktionen werden anschließend zusammengefasst und im überlappenden Bereich linear gemittelt. Für weitere Einflussfaktoren in Bezug auf die Anregung mit Hilfe eines Shaker-Systems und die Lagerung des Prüflings siehe auch Kapitel 5.5.3.

³²⁴ Die Ausnutzung des Reziprozitätsprinzips ist grundsätzlich - unter der Annahme eines LTI Systems - auch für strukturdynamische Untersuchungen möglich. Dabei kann beispielsweise ein Impulshammer für die Anregung an der Oberfläche genutzt werden und die Antwort wird gemäß dem Reziprozitätsprinzip an der Eingangswelle des Getriebes erfasst.

³²⁵ Altenburg (2015) / betreute Abschlussarbeit

Auf Basis der ermittelten Oberflächenschnellen als Funktion einer dynamischen torsionalen Anregung des Getriebes an der Eingangswelle stellt sich im Folgenden die Frage nach der abgestrahlten Schalleistung bzw. dem Volumenfluss. Zunächst soll begründet werden, warum die Schalleistung nicht direkt aus dem Versuchsaufbau bestimmt werden kann. Dabei muss sowohl die Umgebung der Messung inklusive der akustischen Eigenschaften und Störgeräusche durch das Shaker-System als auch die damit verbundene Kohärenz der Anregung zu möglichen akustischen Messgrößen berücksichtigt werden. Die Messungen werden in einem nicht reflexionsarmen Raum durchgeführt. Des Weiteren kann der Prüfling nicht akustisch von dem Shaker-System getrennt werden wodurch eine akustische Vermessung des Prüflings ohne störende Einflüsse stark erschwert wird.

Zusätzlich genügt die Kohärenz zwischen der Anregung an der Eingangswelle und dem Schalldruck nicht den Anforderungen an die Bestimmung von Übertragungsfunktionen. Ein weiteres Problem ergibt sich dabei aus der Korrelation der Eigengeräusche des Shaker-Systems und der abgestrahlten Schalleistung des Getriebes aufgrund der dynamischen Anregung durch das Shaker-System. Somit kann ein hoher Wert in Bezug auf die Kohärenz zwischen dynamischer Anregung und akustischen Messgrößen auch auf das Geräusch des Shaker-Systems zurückgeführt werden. Folglich wurde eine Entscheidung gegen eine direkte Bestimmung der Übertragungsfunktion zwischen abgestrahlter Schalleistung und dynamischer Anregung an der Getriebeeingangswelle und für eine Schätzung dieser auf Basis der Oberflächenschnellen getroffen.

Einflussfaktoren für die Bestimmung der abgestrahlten Schalleistung auf Basis der Oberflächenschnellen ist nach der maschinenakustischen Grundgleichung (siehe Bild 16) der Abstrahlgrad $\sigma(f)$ in Abhängigkeit von der Frequenz sowie die zugehörige abstrahlende Fläche. Die weiteren mit der Abstrahlung verknüpften Größen c_L und ρ_L sind bekannt bzw. können der Literatur entnommen werden. Die einem Vibrationssensor aufgrund der Position zugeordneten Teilflächen werden geschätzt und der Abstrahlgrad je nach Charakteristik der Oberfläche approximiert. Dabei werden je nach Topologie der Oberfläche die analytischen Lösungen für den Abstrahlgrad einer Kolbenmembran und eines Kugelstrahlers verwendet.³²⁶ Eine weitere Lösung zur Bestimmung der oberen Grenze der abgestrahlten Schalleistung ist die Equivalent Radiated Power (ERP).³²⁷

³²⁶ Altenburg (2015) / betreute Abschlussarbeit

³²⁷ Klaerner et al. (2013)

6.3.4 Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der strukturdynamischen Untersuchung des Getriebes und die Ergebnisse der Approximation der Schalleistung aufgrund eines dynamischen Drehmoments an der Eingangswelle vorgestellt.

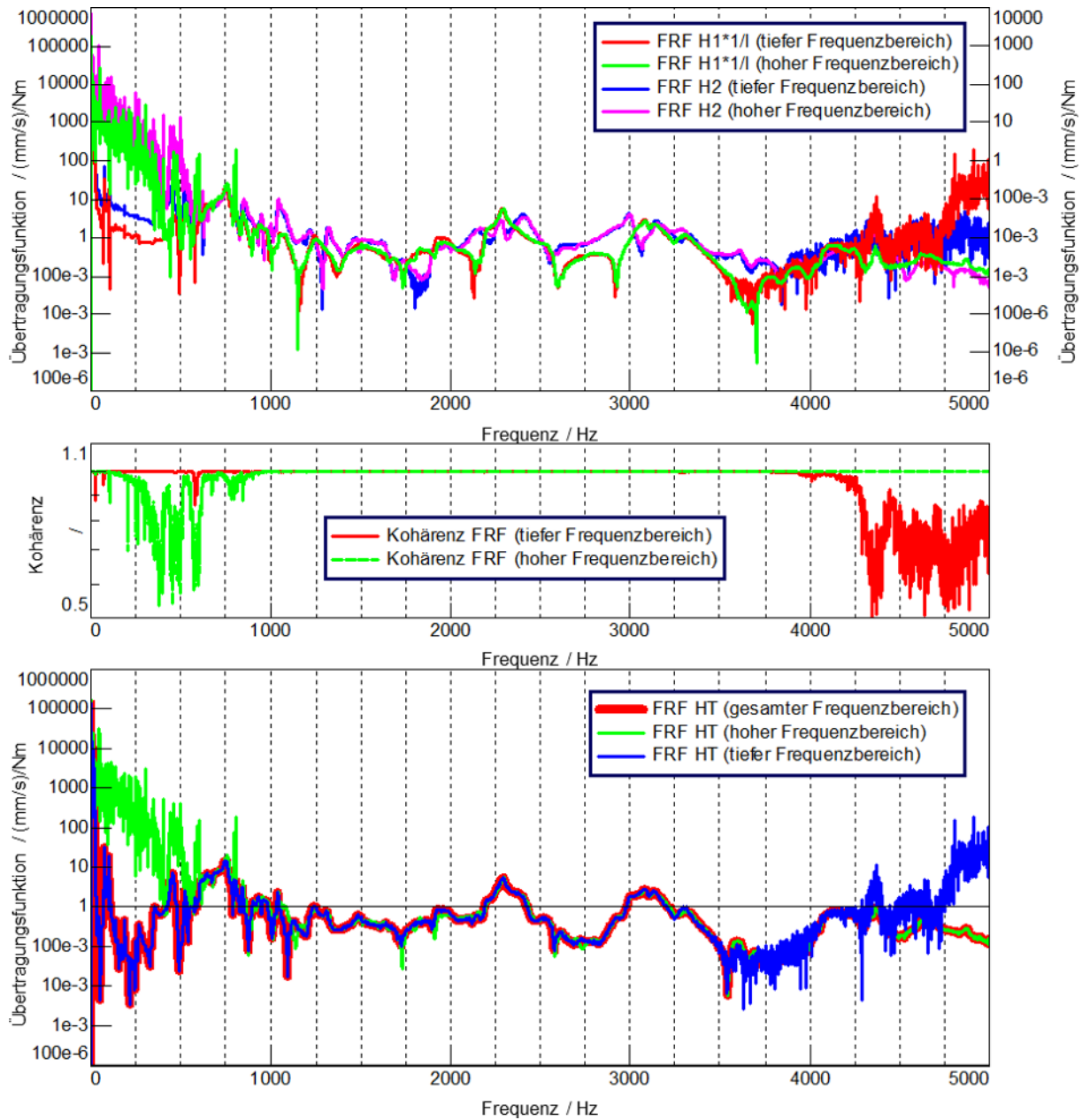


Bild 120: Beispielhafte Übertragungsfunktionen für den hohen und niedrigen Frequenzbereich (oben), deren Kohärenz (Mitte) und die Berechnung einer gemeinsamen Übertragungsfunktion (unten) für die Oberflächenschnelle als Funktion des dynamischen Drehmoments

Alle Ergebnisse basieren auf dem Versuch 2 mit der Vorspannung des Getriebes gegen die Ausgangswellen des Differentials. Analoge Ergebnisse für Versuch 1 finden sich in der Arbeit von ALTENBURG³²⁸. Die Ergebnisse liegen dabei in vergleichbaren Größenordnungen, unterscheiden sich jedoch in der Lage einzelner Resonanzfrequenzen. In Bild 120 werden die Ergebnisse für die Herleitung einer Übertragungsfunktion zu einem Messpunkt i auf der Oberfläche des Getriebes dargestellt.

In Bild 120 oben werden die Übertragungsfunktionen H_1 ³²⁹ und H_2 für den oberen und den unteren Frequenzbereich gezeigt. In der Mitte des Bildes ist die Kohärenz für die Übertragungsfunktion H_1 für beide Frequenzbereiche abgebildet. Es ist deutlich, dass diese in den jeweils relevanten Bereichen nahe 1 ist und die Bestimmung einer gesamten Übertragungsfunktion im Bereich von 100 bis 5000 Hz möglich ist.

In Bild 120 unten sind die aus den Funktionen H_1 und H_2 berechneten Übertragungsfunktionen H_{T_high} und H_{T_low} (oberer und unterer Frequenzbereich) und die daraus bestimmte Übertragungsfunktion H_T im gesamten Bereich zwischen 100 und 5000 HZ dargestellt. Das Ergebnis ist eine Oberflächenschnelle des Getriebes an der Position des Vibrationssensors als Funktion einer dynamischen torsionalen Anregung an der Getriebeeingangswelle.

Analog zu den Ergebnissen in Bild 120 können die Übertragungsfunktionen für alle Messpositionen in Messung 1 (rote Kurven), 2 (blaue Kurven) und 3 (grüne Kurven) hergeleitet werden. Dies ist in Bild 121 dargestellt.

Auf Basis dieser Oberflächenschnellen als Funktion des dynamischen Drehmoments soll im Folgenden die Schalleistung bzw. der Volumenfluss approximiert werden. Dies geschieht wie oben geschildert mit Hilfe eines Gewichtungsfaktors welcher sich aus geschätztem Abstrahlgrad, Oberfläche und den Konstanten c_L und ρ_L bildet. Der Gewichtungsfaktor für verschiedene Schätzungen und Teilflächen ist in Bild 122 dargestellt. Der Verlauf des Gewichtungsfaktors über der Frequenz wird maßgeblich durch den Abstrahlgrad bestimmt, welcher mit steigender Frequenz asymptotisch gegen 1 strebt und folglich zu einer Annäherung des Gewichtungsfaktors an die ERP führt. Des Weiteren wurden für die Schätzung der Flächen ein oberer und ein unterer Wert definiert, um den Fehler in Bezug auf die Approximation der Fläche abschätzen zu können. Bezüglich der Schätzung der Größen siehe ALTENBURG³³⁰.

³²⁸ Altenburg (2015) / betreute Abschlussarbeit

³²⁹ Die Übertragungsfunktion H_1 ist in Bild 119 bereits mit dem Faktor $1/l$ gewichtet.

³³⁰ Altenburg (2015) / betreute Abschlussarbeit

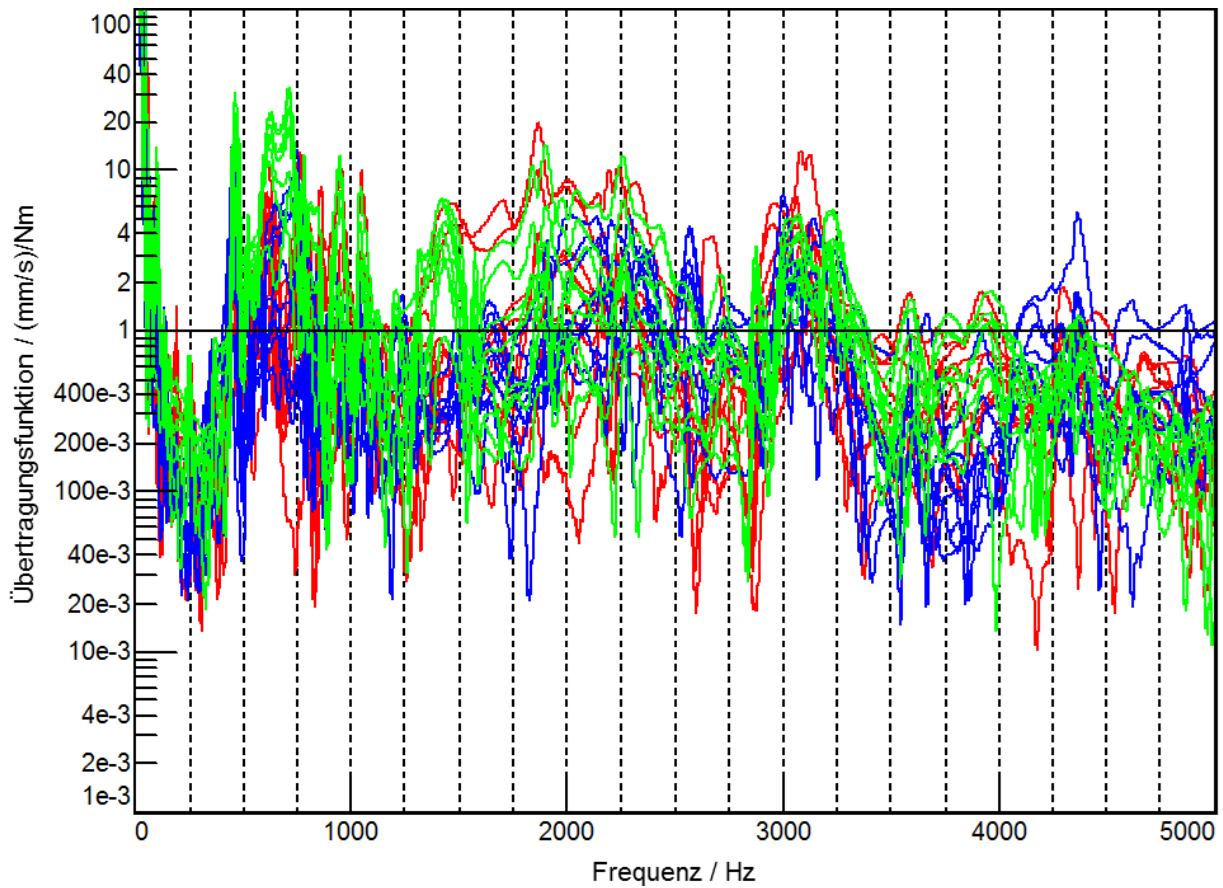


Bild 121: Berechnete Übertragungsfunktionen als Funktion des dynamischen Drehmoments für alle auf der Oberfläche des Getriebes platzierten Sensoren (Messung 1 in rot, Messung 2 in blau, Messung 3 in grün)

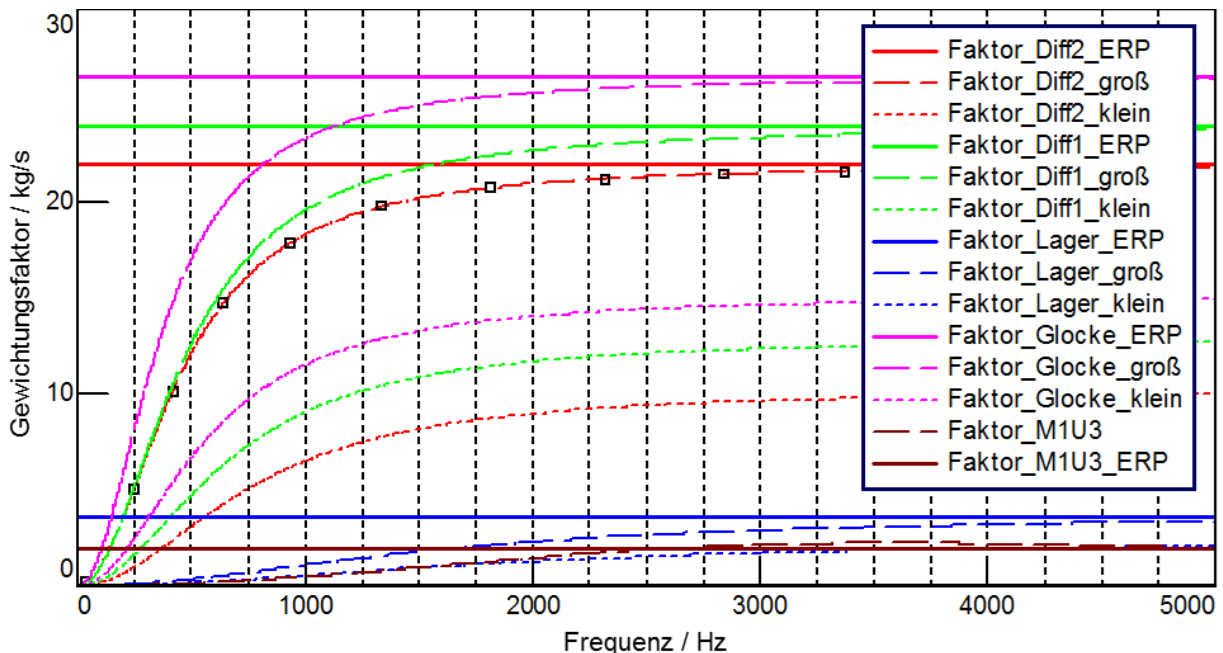


Bild 122: Geschätzte Gewichtungsfunktionen für die Berechnung der abgestrahlten Schalleistung auf Basis von Oberflächenschnellen für Gruppen von Sensorpositionen und unterschiedlichen Oberflächenapproximationen für das Getriebe

Aus der Multiplikation des Gewichtungsfaktors mit den quadrierten Übertragungsfunktionen der Oberflächenschnellen und deren anschließender Summation ergibt sich demzufolge die approximierte Schalleistung als Funktion des dynamischen Drehmoments in Bild 123. Diese kann anschließend unter der Annahme einer Punktschallquelle mit Hilfe von Gl. 53 in den Volumenfluss umgerechnet werden.³³¹ Der Volumenfluss in Abhängigkeit des dynamischen Drehmoments ist in Bild 124 dargestellt. Dieser ist dabei auch gleichzeitig die Eingangsgröße für die in 6.2 quantifizierte Luftschallübertragungsfunktion.

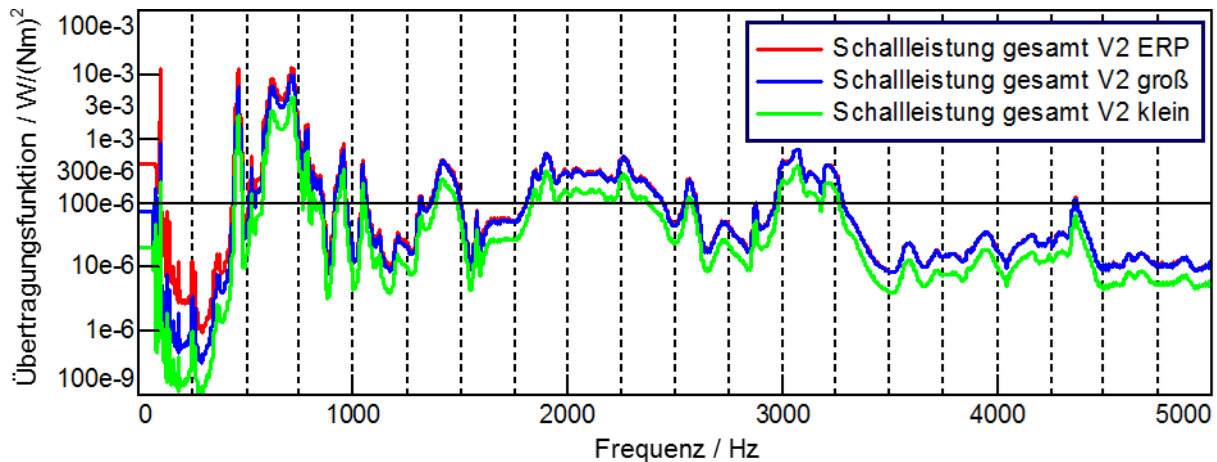


Bild 123: Abgestrahlte Schalleistung des Getriebes als Funktion des dynamischen Drehmoments für verschiedene Abschätzungen von Abstrahlgrad und Fläche

$$Q(f) = \sqrt{\frac{P_{ak}(f) \cdot 8\pi c_L}{\rho_L \omega^2}} \tag{Gl. 53}$$

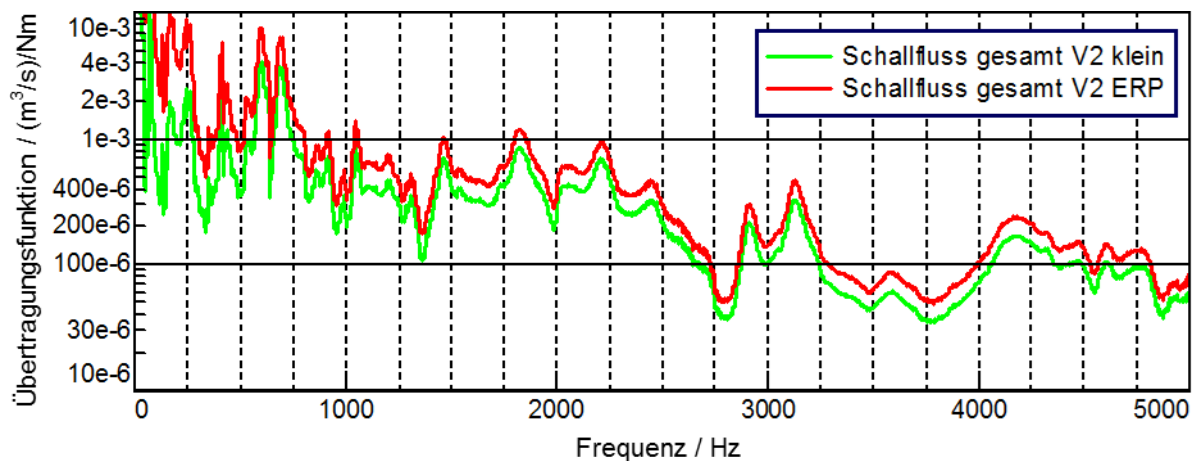


Bild 124: Schallfluss als Funktion des dynamischen Drehmoments berechnet aus der Schalleistung des Getriebes für verschiedene Abschätzungen von Abstrahlgrad und Fläche

³³¹ Sottek et al. (2003)

Eine weitere Möglichkeit der Verifizierung und Darstellung der Ergebnisse ergibt sich aus der Berechnung des Schalldruckpegels für eine dynamische Anregung von 1 Nm in 1 m Abstand von der virtuellen Punktschallquelle mit Hilfe von Gl. 54. Die Ergebnisse hierfür sind in Bild 125 dargestellt und liegen in der erwarteten Größenordnung mit Bezug auf die Messungen des Schalldrucks im Motorraum³³² in Kapitel 5.2

$$\overline{L_p} = 10 \log \frac{P_{ak}}{P_0} \text{ dB} - 10 \log \frac{S}{S_0} \text{ dB} \quad \text{Gl. 54}$$

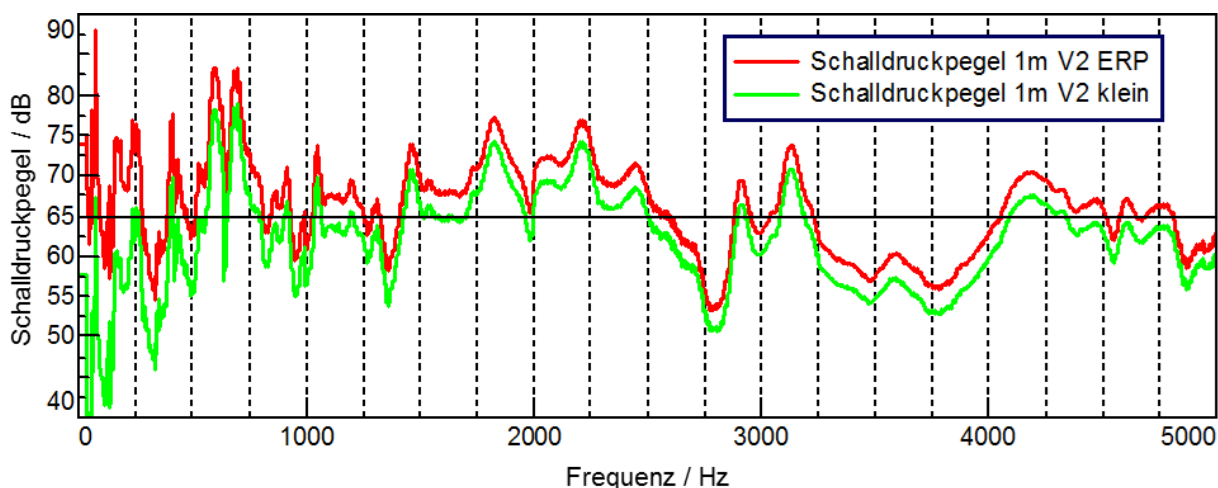


Bild 125: Schalldruckpegel in 1m Abstand für ein dynamisches Drehmoment i.H.v. von 1 Nm berechnet aus der Schalleistung des Getriebes für verschiedene Abschätzungen von Abstrahlgrad und Fläche

6.3.5 Zwischenfazit

Im Folgenden soll ein Zwischenfazit in Bezug auf den Messaufbau, die Einflussfaktoren und die damit erzielten Ergebnisse gezogen werden.

Die Analyse der strukturdynamischen Übertragungsfunktionen des Getriebes aufgrund einer dynamischen, torsionalen Anregung an der Eingangswelle wurde genutzt, um die abgestrahlte Schalleistung zu approximieren. Dabei wurde das Getriebe statisch über die Eingangswelle gegen die Ausgangswellen des Differentials vorgespannt. Die Anregung erfolgte mit Hilfe eines Shaker-Systems exzentrisch über die Getriebeeingangswelle um ein dynamisches Drehmoment aufzuprägen. Der Frequenzbereich von 100 bis 5000 Hz wurde unterteilt und die experimentell ermittelten Übertragungsfunktionen für den oberen und den unteren Frequenzbereich in der Nachauswertung zusammengefügt.

³³² Die Messungen im Motorraum erfüllen die in Gl. 54 geforderten Freifeldbedingungen nicht und sind daher nur annäherungsweise vergleichbar.

Die Oberflächenschnellen als Funktion des dynamischen Drehmoments wurden genutzt, um im Sinne der maschinenakustischen Grundgleichung die abgestrahlte Schalleistung zu approximieren. Aus dieser wurde abschließend der Volumenfluss als Eingangsgröße für die zuvor bestimmte Luftschallübertragungsfunktion bestimmt. Die Analyse des Getriebes zeigt dabei keine Auffälligkeiten im Bereich von 3 kHz, die auf eine überproportionale Abstrahlung der elektromotorischen Anregung hinweisen.

6.4 Zwischenfazit zur Ableitung von Grenzwerten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen

Im Folgenden soll ein Zwischenfazit zur Ableitung von Grenzwerten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen auf den Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang und EM gezogen werden. Eingangs wird auf die kaskadierte Ableitung ordnungsbasierter Grenzwerte für die jeweiligen Ebenen eingegangen. Im ersten Schritt werden hierfür die Voraussetzungen für die Grenzwerte herausgearbeitet und mögliche physikalische Größen für die einzelnen Ebenen identifiziert und definiert.

Die Ableitung von Grenzwerten steht dabei immer im Kontext der PGE - Produktgenerationsentwicklung, da die Quantifizierung der Ziele für eine Produktgeneration, im Kontext des Leitbeispiels, immer ausgehend von einem Referenzprodukt bzw. einer Entwicklungsgeneration erfolgt. Ausgangspunkt für die ordnungsbasierte Ableitung von Grenzwerten ist der Schalldruck im Fahrzeuginnenraum (eines Referenzproduktes oder einer Entwicklungsgeneration) als kundenrelevante physikalische Größe. Die Definition der Grenzwerte erfolgt dabei auf der Basis von Ordnungen und kann für das Leitbeispiel mit Hilfe der Methoden zur objektivierten Bewertung tonaler Geräusche (siehe Kapitel 2.5.2) erfolgen.

Ausgehend von der ordnungsbasierten Grenzwertkurve auf Gesamtfahrzeugebene wird auf die Ableitung von Grenzwerten für die Antriebsstrangebene mit Hilfe von Transferpfaden bzw. Rest-Fahrzeug-Modellen im Sinne des IPEK XiL-Frameworks eingegangen. Die Identifikation der grundsätzlichen Übertragungsmechanismen erfolgt dabei bereits in Kapitel 5 und ist für die Antriebsstrangebene die Luftschallübertragung vom Motorraum in die Fahrgastzelle. Für die Ebene EM wird die Abstrahlung von Luftschall durch das Getriebe aufgrund einer dynamischen torsionalen Anregung als dominanter Übertragungspfad angenommen. Auf Basis dieser Annahmen werden die Kaskadierung und Mittelung der Transferpfade sowie die Methodik zur ordnungsbasierten Ableitung von Grenzwerten für die Ebenen Antriebsstrang und EM dargelegt. Abschließend wird die Methodik am Leitbeispiel der 36ten Ordnung vorgestellt.

Die präsentierte Methodik basiert auf der Kenntnis der identifizierten Transferpfade bzw. Rest-Fahrzeug-Modelle. Folglich müssen diese quantifiziert werden.

Zunächst wird auf die Quantifizierung des Luftschalltransferpfades vom Motorraum in die Fahrgastzelle eingegangen. Die Transferpfadanalyse wird reziprok mit der Anregung in der Fahrgastzelle durchgeführt. Die Anregung erfolgt mit Hilfe einer synthetischen Volumenschallquelle. Die Antwortfunktionen werden mit Hilfe von Mikrofonen an den abstrahlenden Flächen des Getriebes im Motorraum erfasst. Der Volumenfluss – als Maß für die Anregung – wird mit Hilfe zweier Methoden bestimmt und diese zur gegenseitigen Verifizierung genutzt. Die quantifizierten Transferpfade werden statistisch analysiert und gemäß Kapitel 6.1 gemittelt.

Die Analyse der Schallabstrahlung durch das Getriebe aufgrund einer dynamischen, torsionalen Anregung an der Eingangswelle erfolgt in zwei Schritten. Zunächst wird die strukturdynamische Antwortfunktion des Getriebes mit Hilfe einer synthetischen Anregung an der Eingangswelle mittels eines Shaker-Systems erfasst. Die Oberflächenschnellen in Richtung der Flächennormalen als Funktion des dynamischen Drehmoments werden dann genutzt, um die abgestrahlte Schalleistung im Sinne der maschinenakustischen Grundgleichung zu approximieren.

Als Fazit kann festgehalten werden, dass die quantifizierten Rest-Fahrzeug-Modelle für die kaskadierte Ableitung der Grenzwerte für die 36te Ordnung mit Hilfe der vorgestellten Methode genutzt werden können. Die vibroakustischen Schnittgrößen bauen dabei aufeinander auf und können seriell verknüpft werden.

Aufbauend auf den Erkenntnissen aus der Ableitung von Grenzwerten stellt sich die Frage, mit welchen Methoden das Design auf Komponentenebene in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen unterstützt werden kann.

Aufgrund der hohen Kosten physischer Prototypen in Bezug auf die Validierung von neuen Varianten unterstützen die im Folgenden vorgestellten Möglichkeiten das Design in der virtuellen Domäne.

In Kapitel 7.1 wird die Durchführung einer numerischen Modalanalyse für den Rotor beschrieben. Die Ergebnisse werden für die erste Torsionseigenfrequenz dargestellt und erlauben einen Vergleich mit der experimentellen Modalanalyse in Kapitel 5.5.

In Kapitel 7.2 wird der Einfluss der Schrägung auf die Überhöhung der 36ten Ordnung des dynamischen Drehmoments untersucht und ein Ansatz zur Optimierung vorgestellt. Dafür wird ein Mehrkörpersimulationsmodell aufgebaut und mit Hilfe der numerischen und experimentellen Modalanalyse parametrisiert.

In Kapitel 7.3 wird auf die Validierung möglicher Optimierungen im Hinblick auf die Überhöhung der 36ten Ordnung im Fahrzeuginnengeräusch eingegangen. Dabei wird eine Methodik zur ordnungsbasierten Auralisierung der Simulationsergebnisse auf der Gesamtfahrzeugebene mit Hilfe der in Kapitel 6.2 und Kapitel 6.3 bestimmten Rest-Fahrzeug-Modelle vorgestellt.

Abschließend wird in Kapitel 7.4 ein Zwischenfazit zu der virtuellen Validierung der Designaktivitäten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen gezogen.

7.1 Numerische Modalanalyse des Rotors der PMSM

Im Folgenden wird auf die numerische Modalanalyse des Rotors des PMSM eingegangen. Die vorgestellte Methode sowie die Beschreibung der Ergebnisse orientieren sich im Wesentlichen an ALBERS ET AL.³³³ und den Arbeiten von LI³³⁴ und FABER³³⁵.

Dabei wird zunächst auf die Beschreibung des Prüflings und des Modellaufbaus eingegangen. Darauf aufbauend werden mögliche Einflussfaktoren in Bezug auf die numerische Modalanalyse beschrieben, um abschließend die Ergebnisse der Simulation in Bezug auf die erste Torsionseigenfrequenz zu präsentieren und ein Zwischenfazit zu ziehen.

³³³ Albers et al. (2015d)

³³⁴ Li (2014) / betreute Abschlussarbeit

³³⁵ Faber (2015) / betreute Abschlussarbeit

7.1.1 Beschreibung des Prüflings

Der Prüfling entspricht dem in Kapitel 5.5 untersuchten Rotor des EM. Er wurde als bereits vernetztes Modell inklusive der zugehörigen Materialdatenbank durch den Projektpartner bereitgestellt. Der Rotor und damit korrespondierend die Bauteile des FEM-Modells sind die Rotorwelle, die Rotorsegmente, die darin eingelassenen Magnete und die Wuchtscheiben.

7.1.2 Modellaufbau

Der Modellaufbau orientiert sich an den Kapitel 2.4.2 beschriebenen Schritten zum generellen Aufbau eines FEM-Modells, wobei der Fokus aufgrund des bereits vernetzten Modells inklusive der zur Verfügung gestellten Materialdatenbank auf der Interaktion der Bauteile des Rotors untereinander liegt.

Die Interaktionen beschreiben dabei die Verbindung der Rotorsegmente mit den Magneten und der Rotorwelle sowie deren Verbindung mit den Wuchtscheiben. Des Weiteren wird die Interaktion der Rotorsegmente, Wuchtscheiben und Magnete untereinander betrachtet.

Im ersten Iterationsschritt der Modellbildung werden einfache Annahmen hinsichtlich der Interaktionen getroffen.³³⁶ Die Magnete werden so modelliert, als ob sie in die Rotorsegmente integriert wären. Die Rotorsegmente und die Wuchtscheiben werden mit der Welle gekoppelt. Es wird angenommen, dass keine tangentialen Kräfte bzw. Reibung zwischen den Rotorscheiben und zwischen den Rotorscheiben und den Wuchtschieben herrschen.

Die Lagerung des Rotors erfolgt für die numerische Modalanalyse unter frei-frei Bedingungen. Um numerische Probleme zu vermeiden, wird der Frequenzbereich für die Analyse der Eigenfrequenzen auf 10 – 7000 Hz eingegrenzt. Somit sind die Starrkörpermoden, welche aufgrund der Lagerung berechnet würden, nicht im betrachteten Frequenzbereich und die Dauer der Berechnung wird verkürzt.

Die Umsetzung, der Modellaufbau und die Berechnung des Modells erfolgt in Abaqus CAE 13.4.

³³⁶ Albers et al. (2015d)

7.1.3 Einflussfaktoren

Die Einflussfaktoren in Bezug auf die Ergebnisse der numerischen Modalanalyse orientieren sich an den Schritten der Modellbildung. So haben sowohl die Wahl der Materialparameter als auch die Vernetzung einen nicht zu unterschätzenden Einfluss. In Bezug auf die Vernetzung kann jedoch festgehalten werden, dass die Ergebnisse mit kleiner werdenden Elementgrößen konvergieren; demnach ist eine übermäßige Verfeinerung des Netzes nicht zielführend, da die Rechendauer überproportional ansteigt. Eine Analyse der Konvergenz für rotationssymmetrische Bauteile findet sich in FABER³³⁷. Für den vorliegenden Rotor wurde die zur Verfügung gestellte Werkstoffdatenbank und Vernetzung des Projektpartners genutzt.

Einen weiteren sehr großen Einfluss auf die Lage der Eigenfrequenzen haben die Modellierungen der Kontaktbedingungen. Insbesondere die Modellierung der tangentialen Kraftübertragung bzw. Reibung zwischen den Rotorscheiben wirkt sich auf die Lage der Torsions- und Biegeeigenfrequenzen aus, da die Reibung nicht nur einen Einfluss auf die Dämpfung, sondern auch auf die Steifigkeit der Struktur hat. Die im Folgenden vorgestellten Ergebnisse wurden zunächst unter der Annahme keiner vorhandenen tangentialen Kraftübertragung zwischen den Rotorscheiben berechnet.

7.1.4 Ergebnis

Das Ergebnis der numerischen Modalanalyse für die in Kapitel 5.5 als relevant identifizierte erste Torsionseigenfrequenz des Rotors ist in Bild 127 dargestellt.

Die Eigenfrequenz der Torsionsmode liegt bei 3046 Hz und somit nur unwesentlich unterhalb der in Kapitel 5.5 gemessenen Eigenfrequenz.³³⁸ Des Weiteren sind die Eigenformen der numerischen und experimentellen Modalanalyse vergleichbar und zeigen eine sehr gute Übereinstimmung. Dies führt zu der Schlussfolgerung, dass die oben getroffenen Annahmen für die Simulation der Torsionseigenfrequenz zutreffend sind und das FE-Modell für weitere Analysen bzw. Optimierungen genutzt werden kann. Eine weitere Anpassung des FE-Modells wurde nicht vorgenommen. Möglichkeiten zur Verifizierung komplexer Eigenfrequenzen und der dazugehörigen

³³⁷ Faber (2015) / betreute Abschlussarbeit

³³⁸ Die prozentuale Abweichung der Lage der Eigenfrequenzen beträgt 0,45% und ist somit als sehr gut zu bewerten.

Eigenformen sowie Strategien zur Versuchs-basierten Modelloptimierung finden sich in MEIER³³⁹ und ALLEMANG³⁴⁰.

Die in Bild 127 dargestellten Ergebnisse zeigen, dass die Rotorsegmente an den gegenüberliegenden Enden mit 180° Phasenversatz gegeneinander schwingen und die Rotorwelle tordieren. Eine merkliche Verformung der Rotorsegmente findet dabei nicht statt.

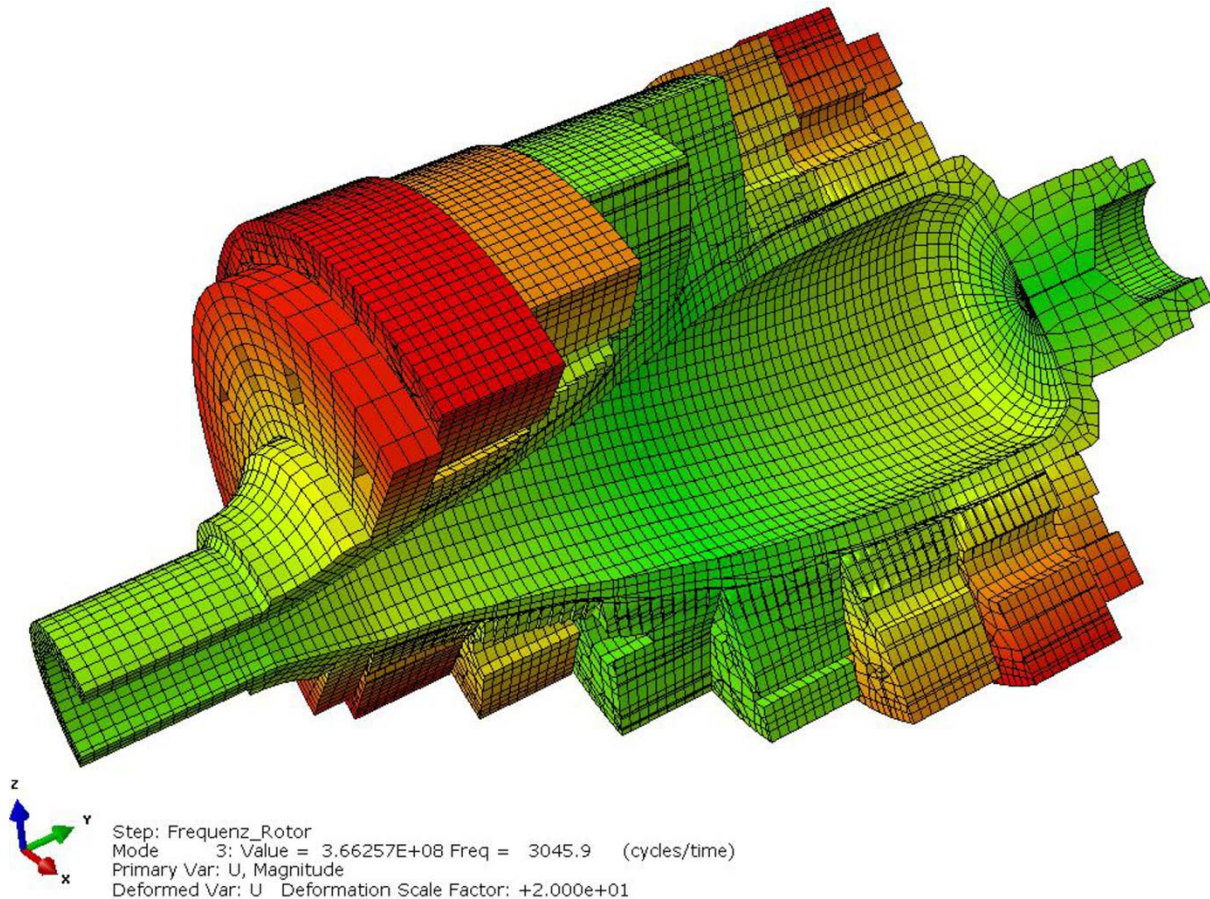


Bild 127: Erste Torsionsmode des Rotors als Ergebnis der numerischen Modalanalyse³⁴¹

7.1.5 Zwischenfazit

Im Folgenden soll ein Zwischenfazit zu der numerischen Modalanalyse des Rotors gezogen und ein Ausblick hinsichtlich der Nutzung des Modells im Rahmen der virtuellen Validierung der Designaktivitäten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen gegeben werden.

³³⁹ Maier (2011)

³⁴⁰ Allemang (1999)

³⁴¹ Albers et al. (2015d)

Aufbauend auf den durch den Projektpartner zur Verfügung gestellten vernetzten Bauteilen und der Werkstoffdatenbank wurde die Interaktionen der Bauteile analysiert und ein FE-Modell für eine numerische Modalanalyse aufgebaut. Das Ergebnis für die erste Torsionseigenfrequenz stimmt sehr gut mit dem Ergebnis der EMA aus Kapitel 5.5 überein. Das verifizierte Simulationsmodell kann im Folgenden für eine konstruktive Optimierung des Rotors hinsichtlich der Lage der ersten Torsionseigenfrequenz genutzt werden und so den Fakt ausnutzen, dass sich beispielsweise der Grenzwert für das dynamische Drehmoment mit steigender Frequenz nach oben verschieben kann (siehe Bild 105).

Aufbauend auf den Erkenntnissen der numerischen Modalanalyse soll im Folgenden ein Modell für die Abbildung der Schrägung des Stators (siehe Kapitel 2.6) mit Hilfe einer phasenversetzten Anregung an den Magneten der Rotorsegmente aufgebaut und für die Simulation der dynamischen Anregung durch den EM verwendet werden.

7.2 Simulative Analyse der Schrägung mit Hilfe einer numerischen Mehrkörpersimulation

Im Folgenden werden der Aufbau eines Simulationsmodells zur Abbildung der Anregung des Rotors und die resultierenden dynamische Antwort im Zeitbereich dargestellt. Die vorgestellte Methode sowie die Beschreibung der Ergebnisse orientiert sich im Wesentlichen an ALBERS ET AL.³⁴².

Dabei werden zunächst der Modellaufbau und die Ableitung der Modellparameter dargestellt. Darauf aufbauend wird auf mögliche Einflussfaktoren in Bezug auf die numerische Simulation von Zeitdaten eingegangen und Ergebnisse der Systemanalyse und Simulation in Bezug auf eine Variation der Schrägung präsentiert. Abschließend wird ein Zwischenfazit gezogen.

7.2.1 Modellaufbau

Im Rahmen des Modellaufbaus soll zunächst auf die Anforderungen an das Modell eingegangen werden. Das Ziel der Simulation ist die Abbildung der Anregung inklusive des Phasenversatzes aufgrund der Schrägung und die Simulation des dynamischen Systems – für Torsionsschwingungen – im Zeitbereich über der Drehzahl. Dabei muss das in Kapitel 7.1 aufgebaute Modell um die Anregung und die Dämpfung erweitert und eine Simulation im Zeitbereich über der Drehzahl durchgeführt werden.

³⁴² Albers et al. (2015d)

Aufgrund der Komplexität eines solchen Modells und der benötigten Rechenzeit wurde die Entscheidung für eine andere Lösung getroffen, um dem Wunsch nach einer schnellen Analyse und Optimierung des Einflusses der Schrägung gerecht zu werden. Die Schrägung von EM – sowohl eine Schrägung des Rotors als auch des Stators ist möglich – wird dabei als konstruktive Lösung verwendet, um das Rastmoment über die Länge des EM zu kompensieren. Weitere Informationen bezüglich der Einflussfaktoren und Gestaltungsmöglichkeiten in Bezug auf die Schrägung finden sich in Kapitel 2.6 und in weiterführender Literatur³⁴³.

Wie bereits in Kapitel 7.1 dargestellt, besteht die erste Torsionseigenfrequenz aus einer Torsion der Rotorwelle mit einer entsprechenden Auslenkung der Rotorsegmente mit einem Phasenversatz von 180° . In einer vereinfachenden Annahme kann die Welle somit als Torsionsfeder und die Rotorsegmente können als Massenträgheitsmomente gesehen werden.³⁴⁴ Dies führt zu der Schlussfolgerung, die Torsionsschwingungen mit Hilfe eines Mehrkörpersimulationsmodells abzubilden. Dieses besteht dabei aus diskreten Massenträgheitsmomenten und den Torsionsfedersteifigkeiten sowie Dämpfungen, welche erstere verbinden. Der schematische Aufbau des Simulationsmodells unter Berücksichtigung 6 torsionaler Freiheitsgrade (FG) und der Anregung an diesen ist in Bild 128 dargestellt. Die Anzahl der Freiheitsgrade des Modells orientiert sich an der Anzahl der Segmente des Rotors.

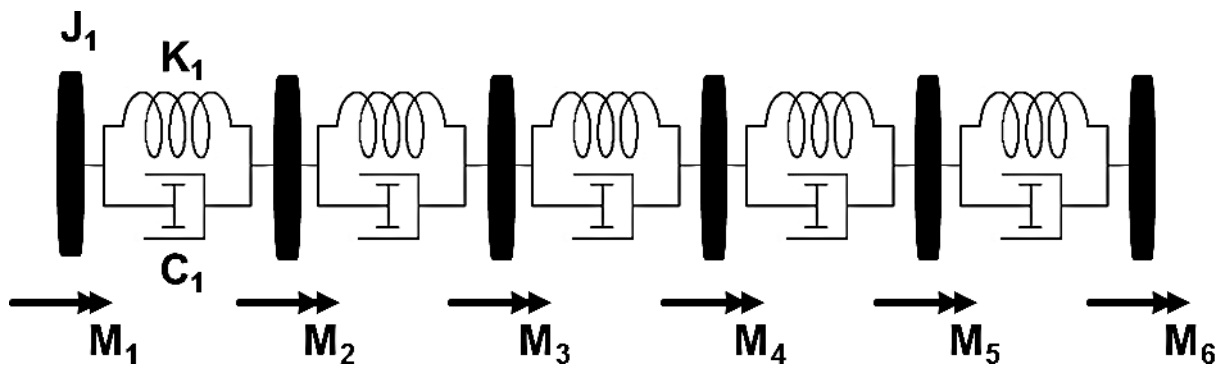


Bild 128: Schematischer Aufbau des Mehrkörpersimulationsmodells des Rotors mit sechs Freiheitsgraden und den jeweils zugeordneten rotatorischen Massenträgheiten J_i , den Torsionsfedern K_i , den Torsionsdämpfern C_i und den angreifenden Drehmomenten M_i ³⁴⁵

³⁴³ Bianchi / Bolognani (2002) ; Dai et al. (2004) ; De La Ree / Boules (1989) ; Islam et al. (2009) ; Jahns / Soong (1996) ; Zhu / Howe (2000)

³⁴⁴ Dresig (2006)

³⁴⁵ Albers et al. (2015d)

In Bezug auf die Implementierung des Mehrköpersimulationsmodells wird die in Kapitel 2.4.1 erläuterte Zustandsraumdarstellung (siehe auch Gl. 16) verwendet. Das System wird dabei durch die Systemmatrix \underline{A} charakterisiert. Diese wiederum setzt sich aus der Massen- (\underline{J}), Steifigkeits- (\underline{K}) und Dämpfungsmatrix (\underline{C}) zusammen.

Die torsionale Anregung der Rotorsegmente erfolgt wie in der Eingangsmatrix \underline{B} definiert an den sechs Freiheitsgraden. Sie ist von der Ordnung und somit von dem Winkel bzw. der Drehzahl des Rotors abhängig.

Die Anregung in Abhängigkeit vom Rotorwinkel ϑ_{Rotor} [rad] und die relative Phasenlage der Momente in Abhängigkeit von der Schrägung [rad] ist für die 36te Ordnung in Gl. 55 dargestellt.

$$M_{36,i} = Amp_i * \sin(36 * \vartheta_{Rotor} + Schrägung_i * 36) \quad \text{Gl. 55}$$

Die Schrägung des Stators wird dabei durch einen segmentabhängigen Phasenversatz der Anregung realisiert. Die Anregung der Segmente ist folglich von der Ordnung, der Schrägung und dem Winkel bzw. der Drehzahl als Führungsgröße abhängig. Die Amplitude Amp_i kann dabei frei gewählt werden und hängt von den elektromagnetischen Anregungen ab. Für die Untersuchung des Einflusses der Schrägung wird die Amplitude einheitlich für alle Rotorsegmente festgelegt.

Für die Parametrierung des Mehrkörpermodells im Zustandsraum müssen die Massen- (\underline{J}), Steifigkeits- (\underline{K}) und Dämpfungsmatrix (\underline{C}) bestimmt werden. Hier können zum einen analytische Methoden, wie beispielsweise von DRESIG³⁴⁶ beschrieben, genutzt werden. Eine weitere Möglichkeit zur Bestimmung der Steifigkeitsmatrix, mit Hilfe von Verschiebungen aufgrund einer Einheitslast, werden für das vorliegende System von LI³⁴⁷ beschrieben. Eine dritte Möglichkeit ist die Ableitung der Massen- und der Steifigkeitsmatrix mit Hilfe der Substrukturanalyse in z.B. Abaqus CAE.³⁴⁸ Dies entspricht der statischen Reduktion (Guyan-Reduktion) des Modells.³⁴⁹

Dafür werden – wie in Bild 129 dargestellt – zunächst 6 Punkte und deren Freiheitsgrade im FE-Modell definiert. Die Punkte entsprechen dabei dem Mittelpunkt der Rotorscheiben und repräsentieren die Kondensation des FE-Modells auf 6 rotatorische Freiheitsgrade.

³⁴⁶ Dresig (2006)

³⁴⁷ Li (2014) / betreute Abschlussarbeit

³⁴⁸ Dassault Systèmes (2014a) ; Dassault Systèmes (2014b)

³⁴⁹ Dresig (2006) ; Dassault Systèmes (2014a) ; Dassault Systèmes (2014b)

Die verbleibenden Freiheitsgrade (retained nodal DoF in Abaqus CAE 13.4) im Sinne der Guyan-Reduktion sind die Rotation der Punkte um die Rotorachse. Anschließend werden die Punkte mit kinematischen Zwangsbedingungen (MPC Constraint Beam in Abaqus 13.4) an die Magnete gekoppelt, da diese den Ort der realen Krafteinleitung in die Struktur darstellen. Bezüglich der Eigenschaften und der Definition von kinematischen Zwangsbedingungen in Abaqus CAE 13.4 siehe Anhang 11.15.

Abschließend wird die Substrukturanalyse durchgeführt und die Massen- und Steifigkeitsmatrix für die 6 reduzierten Freiheitsgrade in ein Textfile (siehe Bild 130) ausgegeben. Dabei kann festgestellt werden, dass die Matrizen auch symmetrisch (unter Berücksichtigung kleiner numerischer Fehler) zu den Diagonalen von links unten nach rechts oben sind. Dies kann mit der Symmetrie des Rotors um die Schwerpunktsache begründet werden, wodurch der FG 1 dem FG 6 und der FG 2 dem FG 5 usw. entspricht.

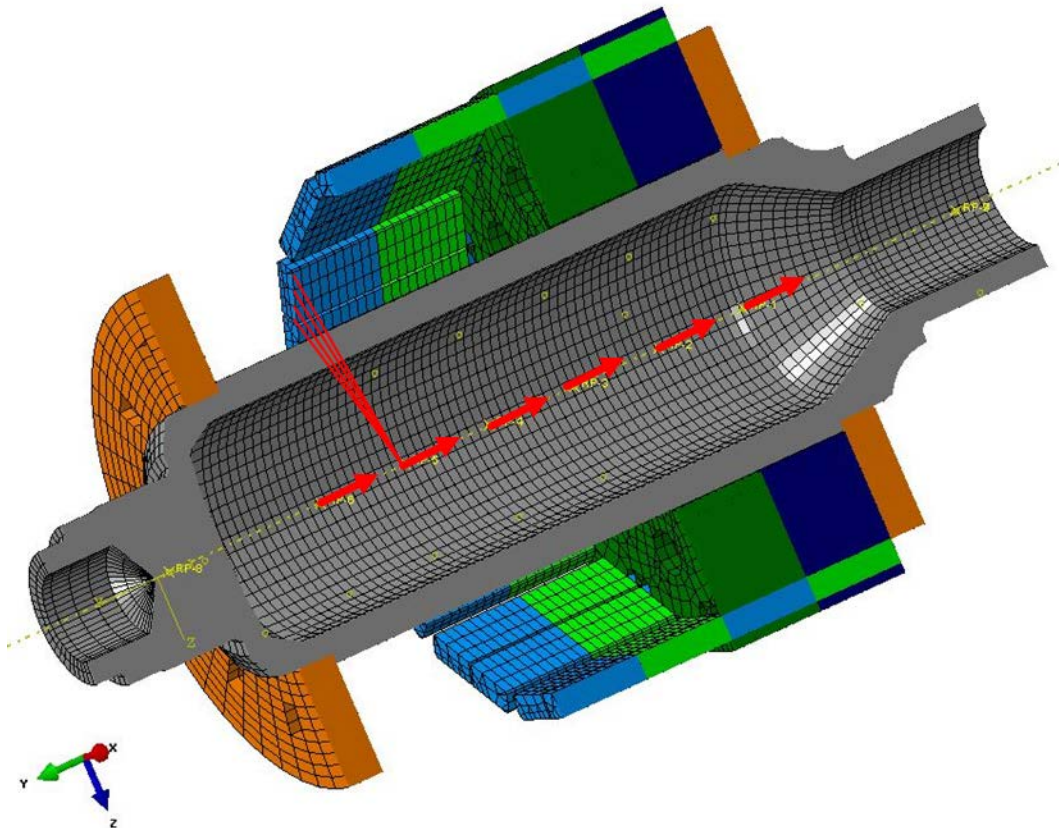


Bild 129: Schematische Darstellung der sechs Freiheitsgrade des Mehrkörpersimulationsmodells im FE-Modell für die Ableitung der Massen- und Steifigkeitsmatrix mit Hilfe der Substrukturanalyse³⁵⁰

³⁵⁰ Albers et al. (2015d)

```

Ausgabe_Matrix_Rotor.mtx
**
** GENERATION OF SUBSTRUCTURE Z35
**USER ELEMENT, NODES=      6, LINEAR
** ELEMENT NODES
**      1,      2,      3,      4,      5,      6
**MATRIX,TYPE=STIFFNESS
3633603892.5117
-3181002789.2654      , 6418617916.6758
-395383916.34873      , -2835113025.8232      , 6461540565.2031
-50025348.357151      , -351755282.53168      , -2828943422.9050      , 6461537384.1484
-6316837.2689995      , -44468535.543979      , -352292730.14665      , -2835211852.1389
-875014.17978576      , -6278203.6617845      , -49807472.005191      , -395601494.27737      , 6418988573.0938      , 3633260869.5664
**MATRIX,TYPE=MASS
3.3096854163721
0.22288083219446      , 2.5920151664782
0.36079931613837E-01, 0.12230890122637      , 2.5781271477019
0.55856803049357E-02, 0.22518217320088E-01, 0.12053982019847      , 2.5777981532709
0.84038951930178E-03, 0.37763623504279E-02, 0.22514917187704E-01, 0.12229357874061
0.13826901017174E-03, 0.82868356575664E-03, 0.55014925940990E-02, 0.3595575271130E-01 ; 2.5917985574982 ; 3.2963526074223

```

Bild 130: Aus dem FE-Modell abgeleitet Massen- und Steifigkeitsmatrix für die sechs Freiheitsgrade des Mehrkörpersimulationsmodells³⁵¹

In einem nächsten Schritt soll auf die Dämpfung eingegangen werden. Die Dämpfung des Systems hat dabei einen entscheidenden Einfluss auf die Amplituden infolge einer dynamischen Anregung des Systems. Da die Modellierung der Dämpfung und Reibung unter Berücksichtigung der physikalischen Ursachen im FE-Modell nur sehr schwer zu realisieren ist, soll die Dämpfung mit Hilfe der Rayleigh Dämpfung abgeschätzt werden. Die Rayleigh-Dämpfung ist dabei proportional zu Steifigkeit und Masse des Systems, was zu einer Abschätzung der Dämpfungsmatrix mit Hilfe der in Gl. 56 beschriebenen Formel führt. Die Koeffizienten α und β können dabei beispielsweise anhand der Materialdaten abgeschätzt werden.

$$\underline{C} = \alpha * \underline{M} + \beta * \underline{K} \quad \text{Gl. 56}$$

Eine weitere Möglichkeit ist die Bestimmung von α und β aus den Dämpfungsgraden der experimentellen Modalanalyse (ca. 1,2 % für die erste Torsionseigenfrequenz). Diese Möglichkeit ist in Gl. 57 dargestellt und bietet den Vorteil, dass die Dämpfungswerte im Rahmen der EMA sehr genau bestimmt werden können und dass die Dämpfungsmechanismen für ein System und eine konkrete Eigenform erfasst werden. Aufgrund der Relevanz der ersten Torsionseigenfrequenz und unter der Annahme gleichbleibender Dämpfungsmechanismen wird für die zweite Torsionseigenfrequenz auch eine Dämpfung von 1,2% angenommen.³⁵²

$$2 * \begin{bmatrix} \frac{1}{\omega_i} & \omega_i \\ \frac{1}{\omega_j} & \omega_j \end{bmatrix}^{-1} * \begin{bmatrix} \varepsilon_i \\ \varepsilon_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 57}$$

³⁵¹ Albers et al. (2015d)

³⁵² Die zweite Torsionseigenfrequenz konnte im Rahmen der EMA nicht analysiert werden, da sie oberhalb von 5000 Hz liegt.

Mit Hilfe der vorliegenden Systemmatrix kann nun das Zustandsraummodell parametrisiert und anschließend analysiert werden. Die Simulation erfolgt in Matlab/Simulink. Das Ergebnis der Systemanalyse ist in Bild 131 dargestellt und bestätigt die Erwartungen. Die erste Torsionseigenfrequenz liegt bei ca. 3072 Hz und somit sehr nahe an der FEM Analyse. Die Dämpfung beträgt 1,2% und entspricht somit der Dämpfung der EMA.

| Eigenvalue | Damping | Frequency |
|-----------------------|----------|-----------|
| -1.84e-02 | 1.00e+00 | 1.84e-02 |
| -3.00e+02 | 1.00e+00 | 3.00e+02 |
| -2.31e+02 + 1.93e+04i | 1.20e-02 | 1.93e+04 |
| -2.31e+02 - 1.93e+04i | 1.20e-02 | 1.93e+04 |
| -4.53e+02 + 3.73e+04i | 1.22e-02 | 3.73e+04 |
| -4.53e+02 - 3.73e+04i | 1.22e-02 | 3.73e+04 |

(Frequencies expressed in rad/seconds)

Bild 131: Systemanalyse (Eigenfrequenz und Dämpfung) des parametrisierten Mehrkörpersimulationsmodells mit Matlab³⁵³

Folglich liegt nun ein parametrisiertes Mehrkörpersimulationsmodell in Zustandsraumdarstellung vor, welches für die weitere Analyse und Optimierung der Schrägung genutzt werden kann.

7.2.2 Einflussfaktoren

Entscheidend für den Aufbau des Mehrkörpersimulationsmodells sind die gewählten Freiheitsgrade, da diese entscheidend für die korrekte Abbildung der Eigenform sind. Für die Abbildung der ersten Torsionseigenfrequenz genügt auch die Simulation des Rotors mit Hilfe eines Zweimasseschwingers. Aus Gründen der Einfachheit in Bezug auf die Simulation der Anregung inklusive des schrägungsabhängigen Phasenversatzes und der geringen Kosten (in Bezug auf Modellbildung und Rechenzeit) wurde das Modell jedoch mit einem torsionalen FG für jedes Rotorsegment aufgebaut. Das Modell hat somit sechs torsionale FG.

Ein weiterer Einflussfaktor in Bezug auf die Simulation und die nachgelagerte Auswertung der Messdaten ist die Schrittweite des Modells in Simulink. Um hier eine nachgelagerte, vereinfachte Auswertung der Daten im Frequenzbereich zu ermöglichen wurde die Taktfrequenz des Modells – analog zu der Abtastrate der Messungen (siehe Kapitel 5) – auf konstant 65536 Hz festgelegt.

³⁵³ Albers et al. (2015d)

7.2.3 Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Systemanalyse und der Simulation von Zeitdaten über der Drehzahl vorgestellt.

Das Ziel der Systemanalyse ist dabei die Schrägung bzw. den Phasenversatz der Anregung in Wechselwirkung mit der Eigenform zu untersuchen und Potentiale für die Optimierung aufzuzeigen. In Bild 132 sind die normalisierten Phasoren (komplexen Amplituden) der Eigenformen für die erste (blaue Kurve) und zweite Torsionseigenfrequenz³⁵⁴ (grüne Kurve) sowie die normalisierten Phasoren der Anregung für die Schrägung von 5° und eine Anregung ohne Schrägung dargestellt.

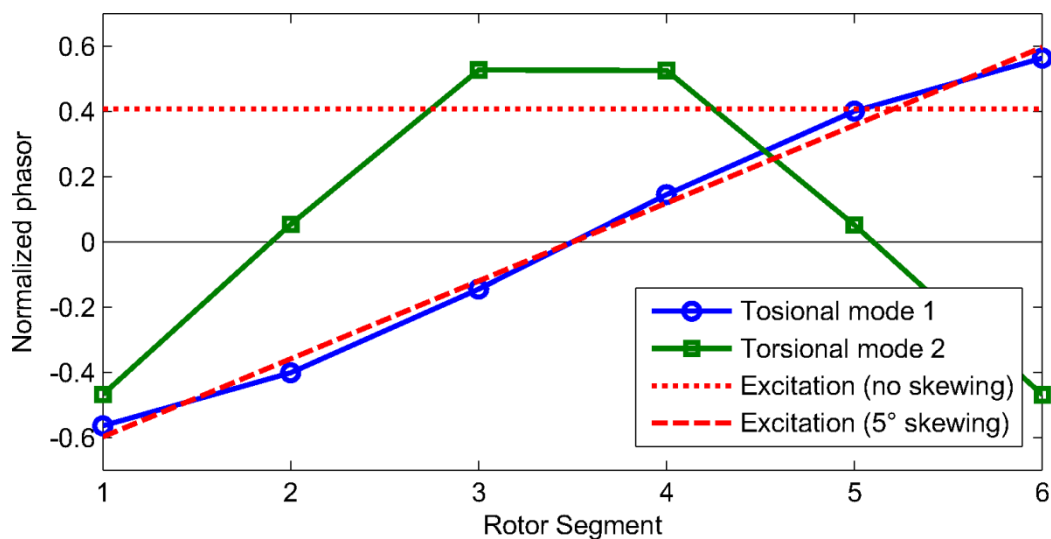


Bild 132: Analyse der normalisierten Phasoren (komplexe Amplituden) von Eigenform und Anregung über den Rotorsegmenten für die erste und zweite Torsionsmode und verschiedene Schrägungen³⁵⁵

Hierbei zeigt sich, dass die Vektoren bei erster Torsionseigenfrequenz und einer linearen Schrägung von 5° kollinear sind. Die Phasenverschiebung der Anregung zwischen Rotorsegment 1 und 6 kann nach Gl. 55 bei einer Schrägung von 5° zu 180° bestimmt werden und entspricht somit der Phasenverschiebung der Rotorsegmente für die erste Torsionseigenfrequenz.

³⁵⁴ Die zweite Torsionseigenfrequenz liegt mit ca. 6000 Hz außerhalb des für die 36te Ordnung betrachteten Betriebsbereichs und wird aufgrund der Fokussierung dieser Arbeit auf die erste Torsionseigenfrequenz nicht weiter betrachtet.

³⁵⁵ Albers et al. (2015d)

Somit wird ein weiterer Faktor in der Überhöhung der 36ten Ordnung bei ca. 3000 Hz deutlich. Diese ist zum einen auf die Eigenfrequenz und zum anderen auf deren verstärkte Anregung aufgrund der gleichphasigen Anregung zurückzuführen. Diese ist im Sinne eines MIMO-Systems³⁵⁶ mit einem maximalen Verstärkungsfaktor des Systems für den gegebenen Anregungsvektor zu erklären.³⁵⁷

In Bild 133 oben ist das Spektrogramm der simulierten Drehungleichförmigkeit des ersten Rotorsegments für einen Drehzahlhochlauf dargestellt. Die Ergebnisse ergeben sich aus dem Mehrkörpersimulationsmodell, welches wie oben beschrieben parametrisiert wurde und aus einer Anregung mit einer Amplitude von 1 Nm und einer Schrägung von 5° über der Länge des Rotors. Die Simulation des Mehrkörpersimulationsmodells erfolgt in Matlab/Simulink mit einer Drehzahlrampe konstanter Steigung als Führungsgröße. Die Daten werden als Zeitdaten in PAK 5.8 importiert und im Frequenzbereich ausgewertet.

Dabei kann festgestellt werden, dass die 36te Ordnung aufgrund der primären Anregung mit dieser im gesamten Drehzahlbereich präsent ist und eine signifikante Überhöhung bei ca. 5000 U/min aufweist. Diese kann wie oben beschrieben auf das Zusammenspiel aus erster Torsionseigenfrequenz und kollinearere Anregung zurückgeführt werden. Der Ordnungsschnitt der 36ten Ordnung für diese und andere Parametrisierungen ist in Bild 133 unten dargestellt. Dabei zeigt sich der Einfluss einzelner Faktoren wie der Amplitude der Anregung, der Dämpfung und der Schrägung. Die Amplitude der elektromechanischen Anregung geht erwartungsgemäß – aufgrund der Annahme und Modellierung des Rotors als LTI-System (siehe Kapitel 2.2.2) – linear in die Ergebnisse ein. Die Dämpfung wirkt sich gemäß Kapitel 2.2.2 auf die Amplitude der Antwortfunktion im Bereich der Resonanz aus. Den größten Einflussfaktor stellt jedoch die Variation der Schrägung dar. Ebenfalls in Bild 133 unten dargestellt sind die Simulationen für eine V-Schrägung und keine Schrägung. Dabei zeigt sich, dass diese Varianten eine wesentlich geringere Überhöhung im Bereich der Resonanz aufweisen.

³⁵⁶ **M**ultiple **I**nput **M**ultiple **O**utput Systeme haben mehrere Ein- (Eingangsmatrix **B**) und Ausgangsgrößen (Beobachtungsmatrix **C**) im Sinne der in Kapitel 2.4.1 beschriebenen Zustandsraumdarstellung.

³⁵⁷ Skogestad / Postlethwaite (2001)

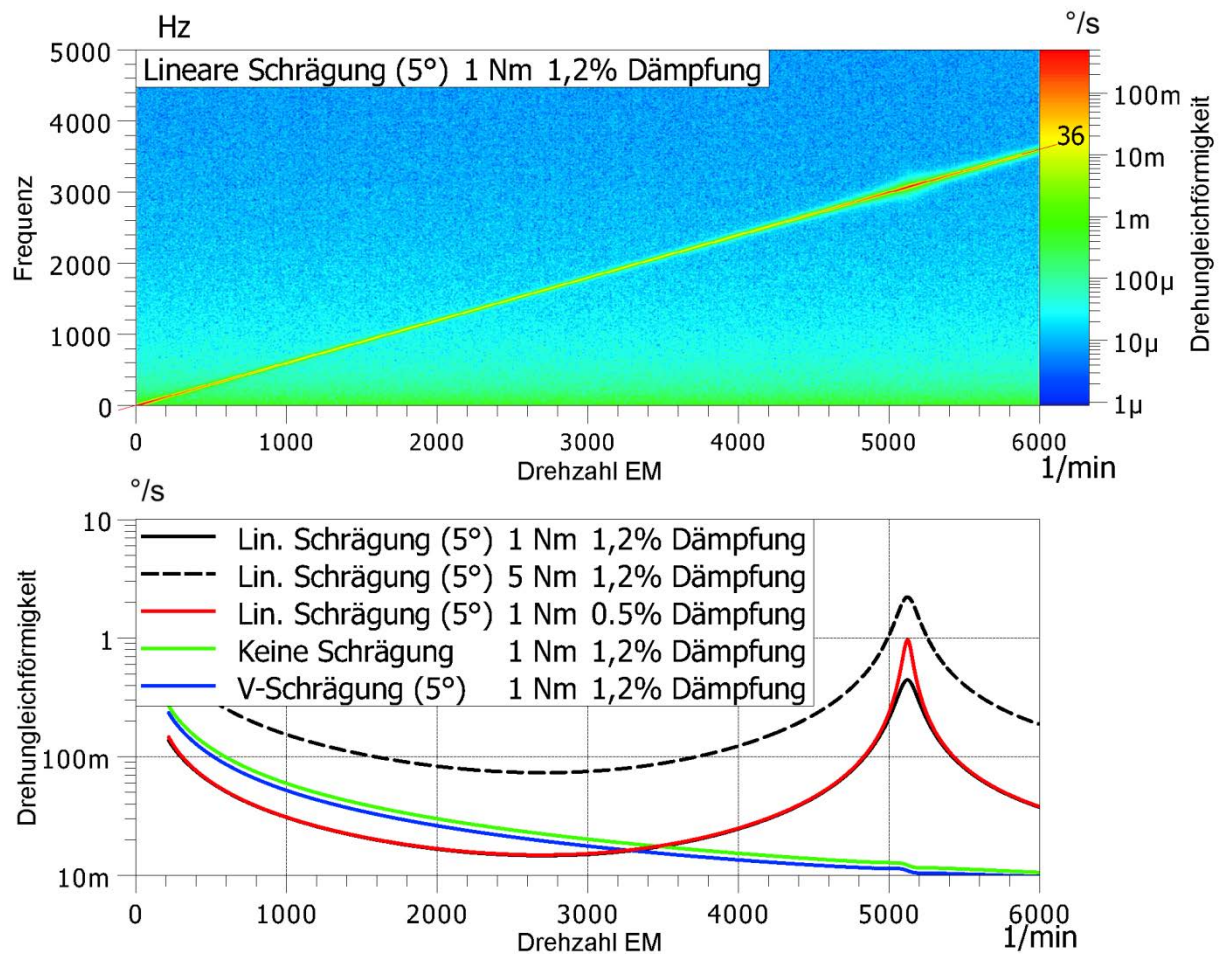


Bild 133: Mit Mehrkörpersimulationsmodell simulierte Zeitdaten für einen Drehzahlhochlauf als Spektrogramm (oben) und als Ordnungsschnitt (unten, mehrere Varianten) ³⁵⁸

7.2.4 Zwischenfazit

Im Folgenden soll ein Zwischenfazit in Bezug auf das Mehrkörpersimulationsmodell des Rotors und dessen ordnungsbasierte Anregung mit Berücksichtigung des Phasenversatzes gezogen werden. Anschließend wird ein Ausblick hinsichtlich der Nutzung des Modells im Rahmen der virtuellen Validierung der Designaktivitäten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen gegeben.

Auf Grundlage der Erkenntnisse aus Kapitel 5.5 und Kapitel 7.1 wurde ein Mehrkörpersimulationsmodell des Rotors mit 6 rotatorischen FG (je ein FG für jedes Rotorsegment) aufgebaut. Die Anregung der Rotorsegmente erfolgt dabei ordnungsbasiert mit der 36ten Ordnung unter Berücksichtigung des Phasenversatzes der Anregung aufgrund der Schrägung des Stators.

³⁵⁸ Albers et al. (2015d)

Die Parametrierung des Modells erfolgt mit Hilfe eines hybriden Ansatzes. Dabei wird das FE-Modell, genutzt um die Massen- und Steifigkeitsmatrix abzuleiten. Die Dämpfung erfolgt als Rayleigh-Dämpfung und ist proportional zu Steifigkeit und Masse des Systems. Als modale Dämpfungsfaktoren werden die im Rahmen der EMA bestimmten Faktoren für die erste Torsionseigenfrequenz genutzt.

Die Analyse des Systems zeigt, dass für eine lineare Schrägung von 5° die Phasoren der Anregung mit der 36ten Ordnung und der Eigenfrequenz kollinear sind und somit zu einer maximalen Verstärkung im Sinne eines MIMO-Systems führen.

Die Analyse des Systems über der Drehzahl für verschiedene Parametrierungen von Anregung und System zeigen die Einflüsse von Anregungsamplitude, Dämpfung und Schrägung auf die Überhöhung der 36ten Ordnung bei ca. 5000 U/min auf. Dabei wird die Schrägung als ein wichtiger Einflussfaktor auf die Überhöhung im Bereich der Resonanz identifiziert.³⁵⁹

Das Mehrkörpersimulationsmodell inklusive der ordnungsbasierten Anregung können folglich genutzt werden, um Optimierungen in Bezug auf die abgebildeten Einflussfaktoren – wobei hier primär die Schrägung zu nennen ist – simulativ durchzuführen.

7.3 Auralisierung der Simulationsergebnisse

Im Folgenden soll ein vereinfachtes Prognoseverfahren zur Bewertung von Messungen bzw. Simulationen von Komponente bzw. Antriebsstrang auf Fahrzeugebene dargestellt werden. Die Methodik wird dabei am Beispiel der in Kapitel 7.2 durchgeführten Simulationen auf Komponentenebene exemplarisch demonstriert, lässt sich jedoch auch auf Messungen übertragen.

Das Ziel ist dabei, eine Möglichkeit der Bewertung von Messungen bzw. Simulationen auf Komponentenebene im Kontext des Fahrzeuginnenrausches zu erreichen. Ein Weg zu diesem Ziel bietet dabei der Abgleich der Daten auf Komponentenebene mit den ordnungsbasierten Grenzwerten nach 6.1. Ein Nachteil dieses Vorgehens ist dabei der hohe Abstraktionsgrad, da ein Überschreiten des Grenzwertes zwar festgestellt aber nur schwerlich bewertet werden kann. Des Weiteren ist die subjektive Bewertung des Fahrzeuginnenrausches kaum durchzuführen.

³⁵⁹ Als Analogie zu der Schrägung des EM in Kombination mit der Eigenfrequenz des Rotors kann die Zündfolge bei VM betrachtet werden. Auch hier wird die Zündung der einzelnen Zylinder versetzt (unter anderem in Abhängigkeit von Takt und Zylinderanzahl) um die Drehmomentenwelligkeit zu verringern und die Beanspruchung der Kurbelwelle möglichst gering zu halten.

Daher wird als erweitertes Ziel die Option der Auralisierung von Daten auf Komponentenebene in einem teilsynthetischen Fahrzeuginnengeräusch definiert. Dies ermöglicht die akustische Beurteilung und Validierung der Komponentenebene durch Entwicklungsingenieure und Testpersonen gleichermaßen.

Das grundsätzliche Vorgehen bezüglich der Auralisierung auf der Gesamtfahrzeugebene orientiert sich dabei an der ordnungsbasierten kaskadierten Ableitung von Grenzwerten in Kapitel 6.1 und ist in Bild 134 dargestellt.

Dabei werden die simulierten Ordnungen mittels einer Multiplikation im Frequenzbereich mit den Transferpfaden der jeweiligen Ebene auf die übergeordnete Ebene transferiert. So ergibt sich eine Approximation des Schallflusses auf Antriebsstrangebene aus der der Multiplikation des simulierten dynamischen Drehmoments mit dem gemessenen Transferpfad des Getriebes (siehe Kapitel 6.3) im Frequenzbereich. Die Approximation des Schalldrucks im Fahrzeuginnenraum ergibt sich aus der Multiplikation des approximierten Schallflusses auf Antriebsstrangebene mit dem Luftschalltransferpfad vom Motorraum in die Fahrgastzelle (siehe Kapitel 6.2)

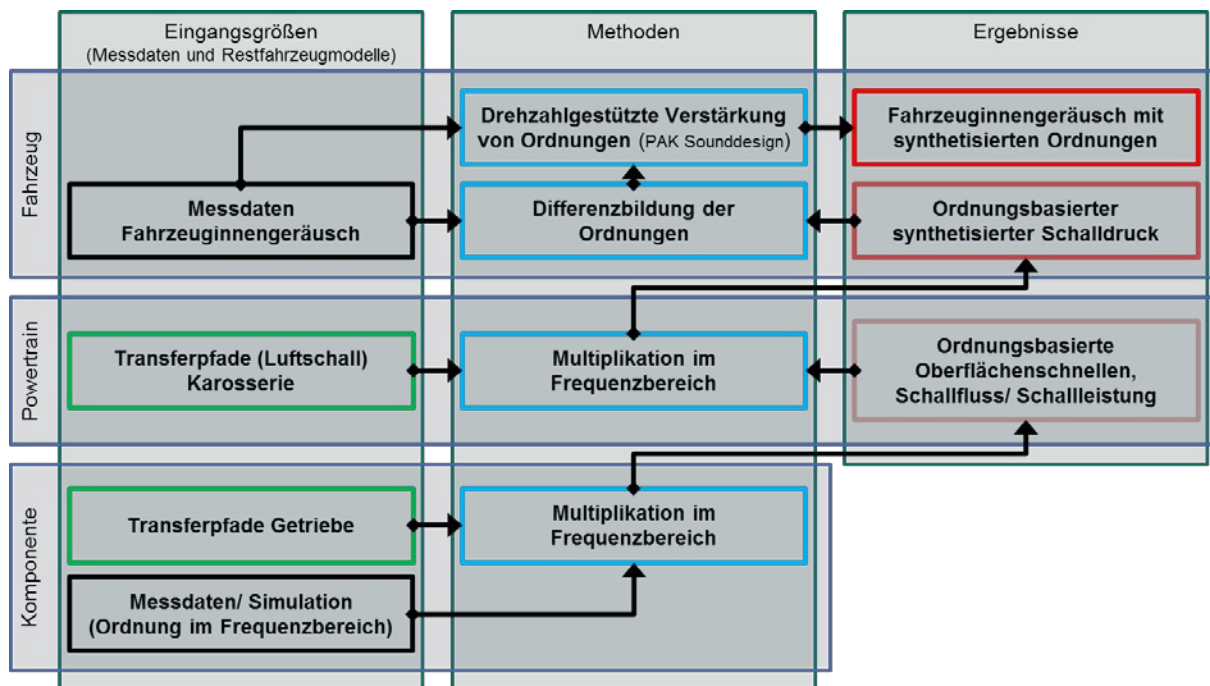


Bild 134: Methodik zur ordnungsbasierten Auralisierung für die Ebenen Antriebsstrang bzw. Powertrain und Fahrzeug auf Basis von Simulationen bzw. Messungen auf Komponentenebene mit Hilfe von Transferfunktionen

Diese Schritte sind beispielhaft für die im Laufe der Arbeit betrachtete 36te Ordnung in Bild 135 dargestellt. In Bild 135 oben ist als rote Kurve das simulierte dynamische Drehmoment dargestellt. Dem gegenübergestellt ist das gemessene dynamische Drehmoment (blaue Kurve). Von oben nach unten werden nun die Transferpfade (grüne Kurven) mit den simulierten 36ten Ordnungen im Frequenzbereich multipliziert. Es ergibt sich die 36te Ordnung des Schalldruckpegels im Fahrzeuginnenraum, (rote Kurve) in Bild 135 unten.

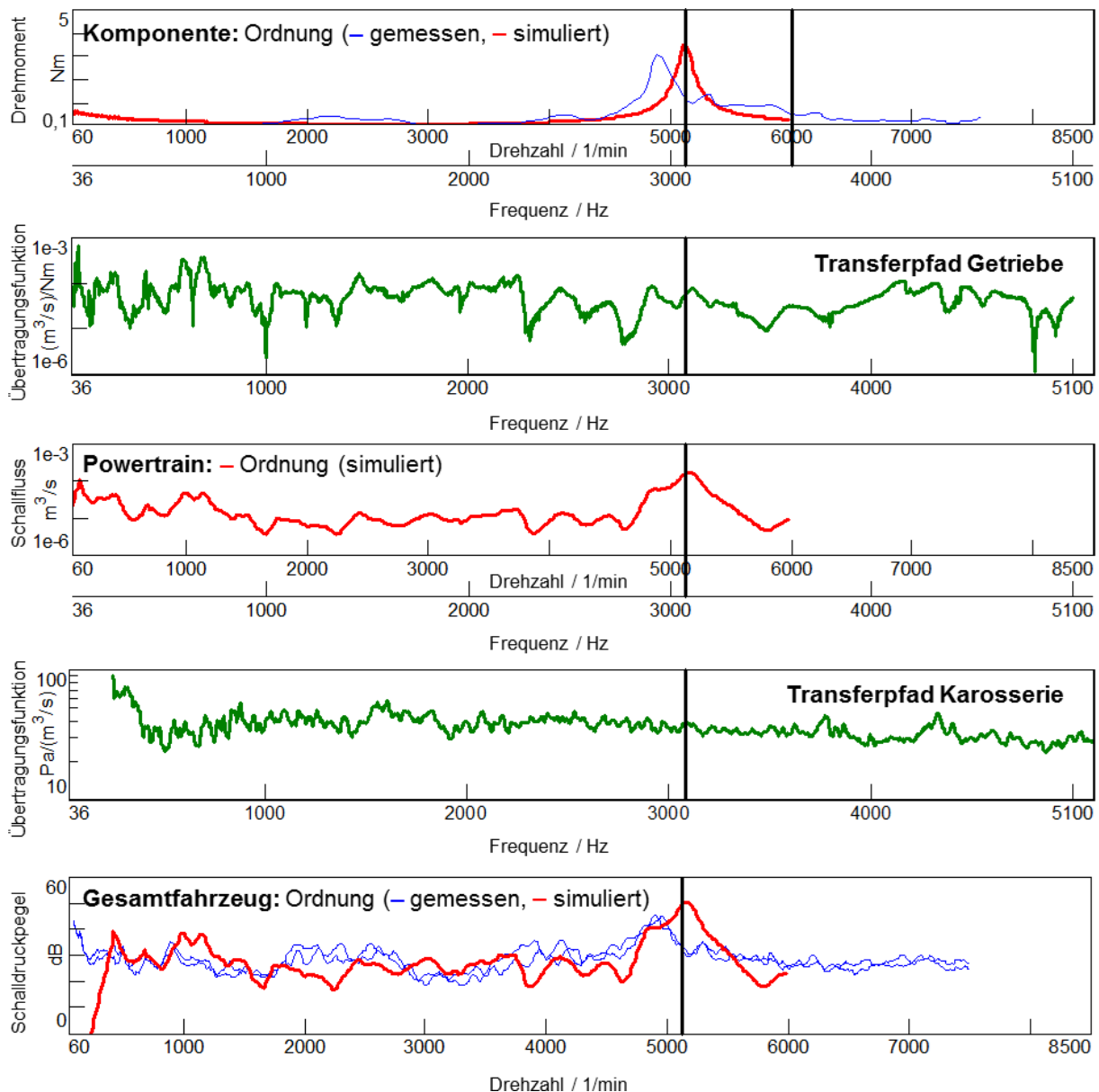


Bild 135: Beispielhafte Darstellung der ordnungsbasierten Auralisierung für die Ebenen Antriebsstrang bzw. Powertrain (Mitte) und Fahrzeug (unten) auf Basis von simulierten dynamischen Drehmomenten auf Komponentenebene (oben) mit Hilfe von Transferfunktionen (simulierte Größen in rot, Transferpfade aus Messdaten in grün, gemessene Größen in blau)

Ausgehend von der simulierten Ordnung im Frequenzbereich stellt sich die Frage nach der Auralisierung des Fahrzeuginnenraumes unter Einbeziehung dieser Ordnung. Da eine komplette Simulation des Fahrzeuginnenraumes nicht angestrebt ist, wird im Sinne der PGE - Produktgenerationsentwicklung auf ein vorhandenes Fahrzeuginnenrausch der Vorgängerversion bzw. auf das Fahrzeuginnenrausch eines Prototypen zurückgegriffen.

Der nächste Schritt stellt demzufolge die Integration der simulierten Ordnung in das vorhandene Fahrzeuginnenrausch dar. Dabei muss beachtet werden, dass eine Addition von Zeitdaten theoretisch möglich, aber praktisch nur sehr schwer umzusetzen und wenig zielführend ist, da die simulierte Größe als Ordnung über der Drehzahl im Frequenzbereich vorliegt und über keine Phaseninformation verfügt.³⁶⁰ Somit müssten unter Zuhilfenahme der Drehzahlvorgabe aus dem gemessenen Fahrzeuginnenrausch Zeitdaten mit einer randomisierten Phase erstellt werden. Eine weitere Problematik ergibt sich aus der Tatsache, dass das vorhandene Fahrzeuginnenrausch um die jeweilige Ordnung bereinigt werden muss, da sich die Amplituden ansonsten addieren. Dies ist mit Hilfe eines Kalman Filters möglich. Aufgrund der Vielzahl der Herausforderungen in dem oben beschriebenen Vorgehen wurde die Entscheidung für eine andere Methode getroffen, welche bessere Ergebnisse bei geringerem Aufwand ermöglicht.

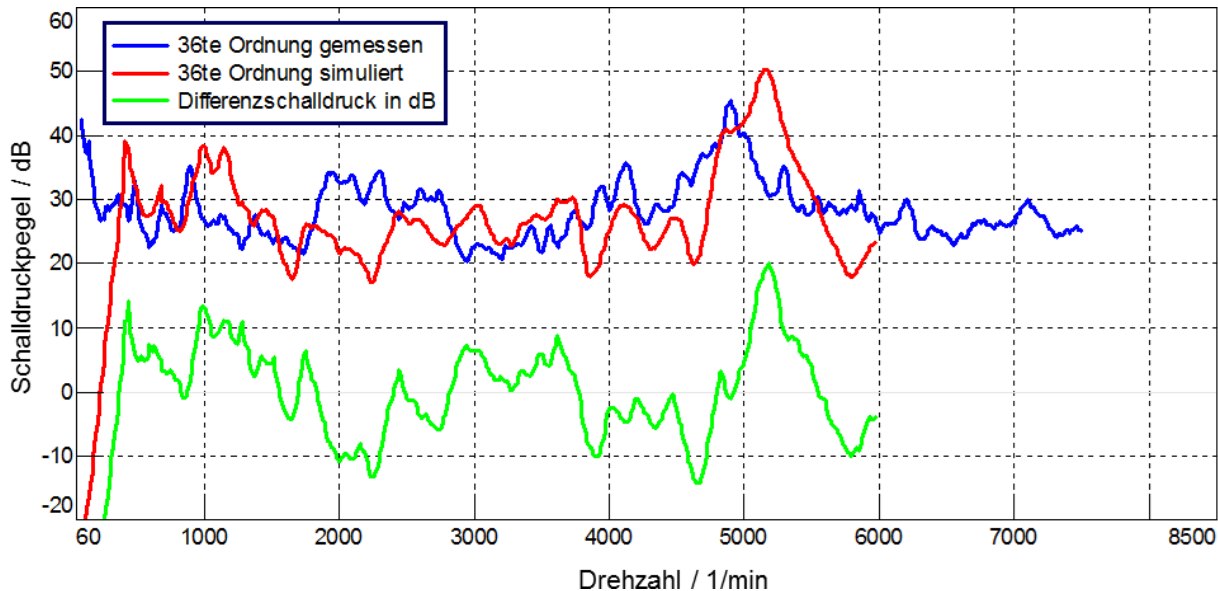


Bild 136: Beispielhafte Darstellung von simulierten und gemessenen Ordnungspegeln für die 36te Ordnung im Fahrzeuginnenraum sowie deren Differenz in dB

³⁶⁰ Die Phaseninformation der Transferpfade wurde im Laufe der Mittelung fallengelassen, da diese mit zunehmender Frequenz sehr stark von den Positionen der Mikrofone abhängt.

Auf Basis der simulierten und der gemessenen Ordnung im Fahrzeuginnengeräusch wird die Differenz der Ordnungen in dB ermittelt. Dies ist für das Beispiel der 36ten Ordnung in Bild 136 dargestellt.

Diese Differenz der Ordnungen in dB wird nun als Eingangsgröße für ein ordnungsbasiertes Filter in dem PAK 5.8 Modul Sounddesign verwendet. Hier können für einzelne Ordnungen drehzahlbasierte Verstärkungsfaktoren in dB angegeben werden. Folglich wird die Phaseninformation der bestehenden Ordnung übernommen und diese nur in ihrer Amplitude an die Simulationsdaten angepasst. Für die Darstellung in PAK 5.8 und den Import der Filterkurve siehe Anhang 11.16. Des Weiteren können die gefilterten Zeitdaten gespeichert und so später im Frequenzbereich analysiert bzw. binaural wiedergegeben werden. Somit bietet die vorgestellte Methode die Möglichkeit schnell und unkompliziert simulierte Ordnungen in ein bestehendes Fahrzeuginnengeräusch zu integrieren und somit einer Auralisierung und Bewertung zugänglich zu machen.

In Bild 137 ist dies beispielhaft für die simulierte und gemessene Ordnung dargestellt. Dabei zeigt sich, dass das Fahrzeuginnengeräusch bis auf die 36te Ordnung exakt übereinstimmt.³⁶¹ Der Vergleich der 36ten Ordnungen ergibt, dass diese sowohl in Verlauf als auch in Amplitude eine gute Übereinstimmung aufweisen. Die Überhöhung der simulierten 36te Ordnung liegt dabei etwas höher, was auf die geringfügig höher liegende erste Torsionseigenfrequenz im Rahmen der Simulation zurückzuführen ist.

³⁶¹ In einer subjektiven Analyse des Höreindrucks des Fahrzeuginnengeräusches mit der simulierten 36ten Ordnung durch den Autor wurde dieser als sehr realistisch bewertet.

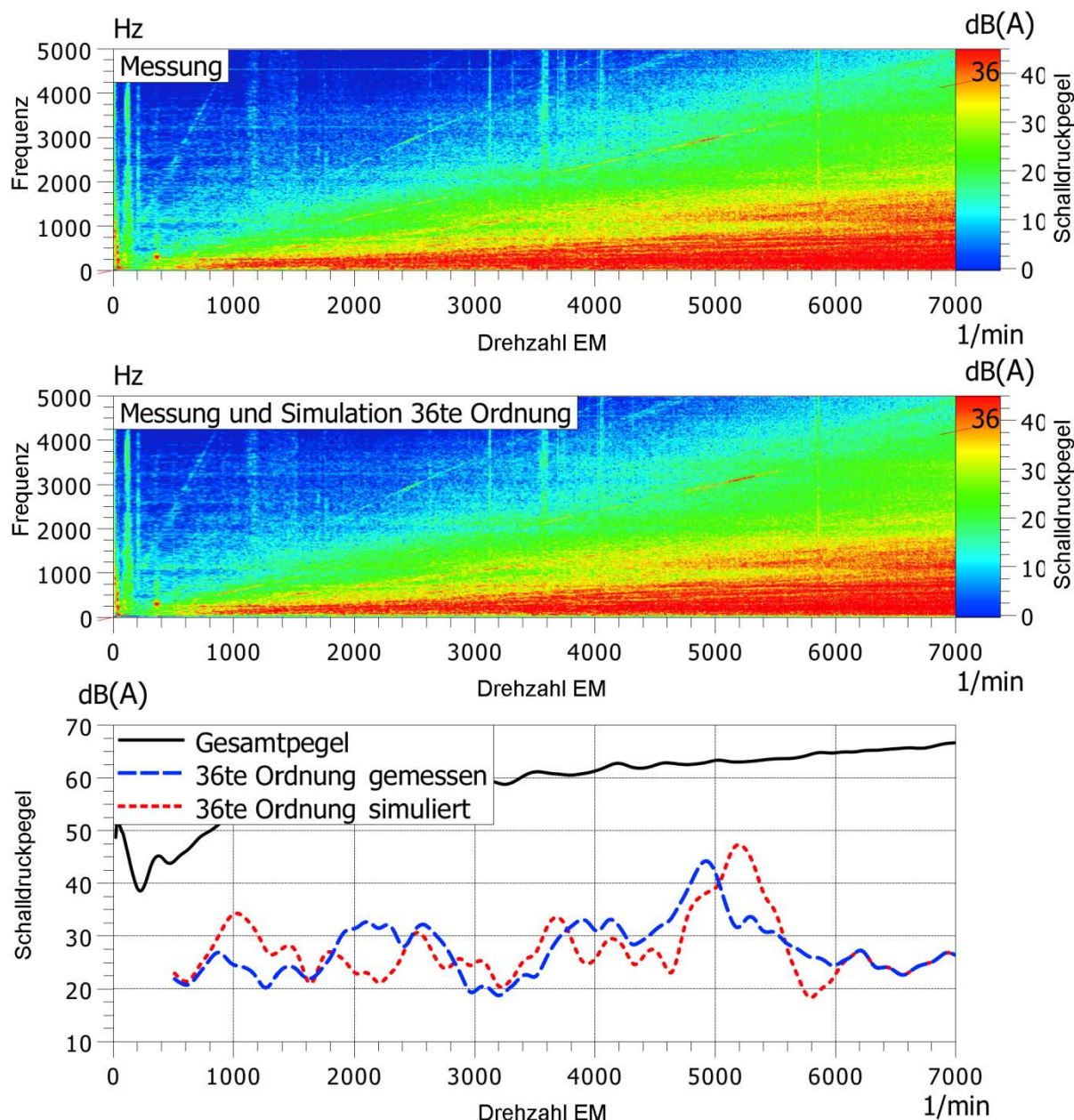


Bild 137: Vergleich der Messung und der Simulation der 36ten Ordnung im Fahrzeuginnengeräusch als Spektrogramm des gemessenen Fahrzeuginnengeräusches (oben), als Spektrogramm der simulierten 36ten Ordnung mit gemessenem Hintergrundgeräusch und als Ordnungspegel der gemessenen und simulierten 36ten Ordnung

Mit Hilfe der vorgestellten Methodik und deren Integration in den Entwicklungsprozess können nun Optimierungen der Torsionseigenfrequenz des Rotors, der Schrägung des EM und weiterer Einflussfaktoren auf Fahrzeugebenen bewertet und auralisiert werden. Des Weiteren ist es aufgrund der kaskadierten Betrachtung der Ebenen möglich, Optimierungen auf Antriebsstrangebene – wie beispielsweise das Einpacken des Getriebes in Kapitel 5.3 – auf Fahrzeugebene zu bewerten und zu auralisieren.

In Bild 138 und in Bild 139 sind beispielhafte Ergebnisse für die Variation der Torsionseigenfrequenz des Rotors und der Schrägung der EM und der simulierten Ordnungen auf Fahrzeugebene sowie die darauf basierenden Grenzwerte dargestellt.

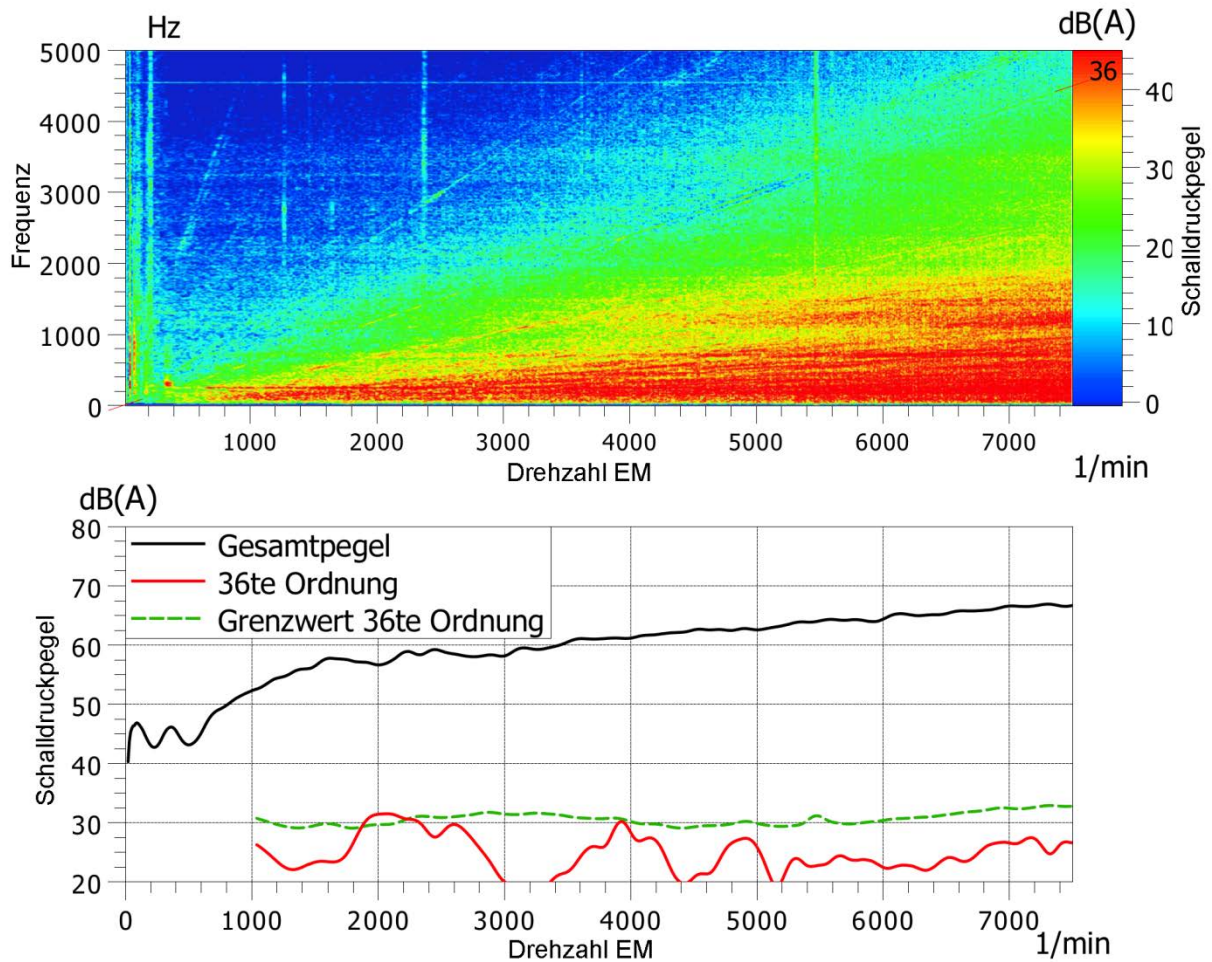


Bild 138: Virtuelle Absenkung der 36ten Ordnung mit PAK 5.8 Sounddesign als Spektrogramm (oben) und Ordnungspegel mit zugehörigem Grenzwert (unten)

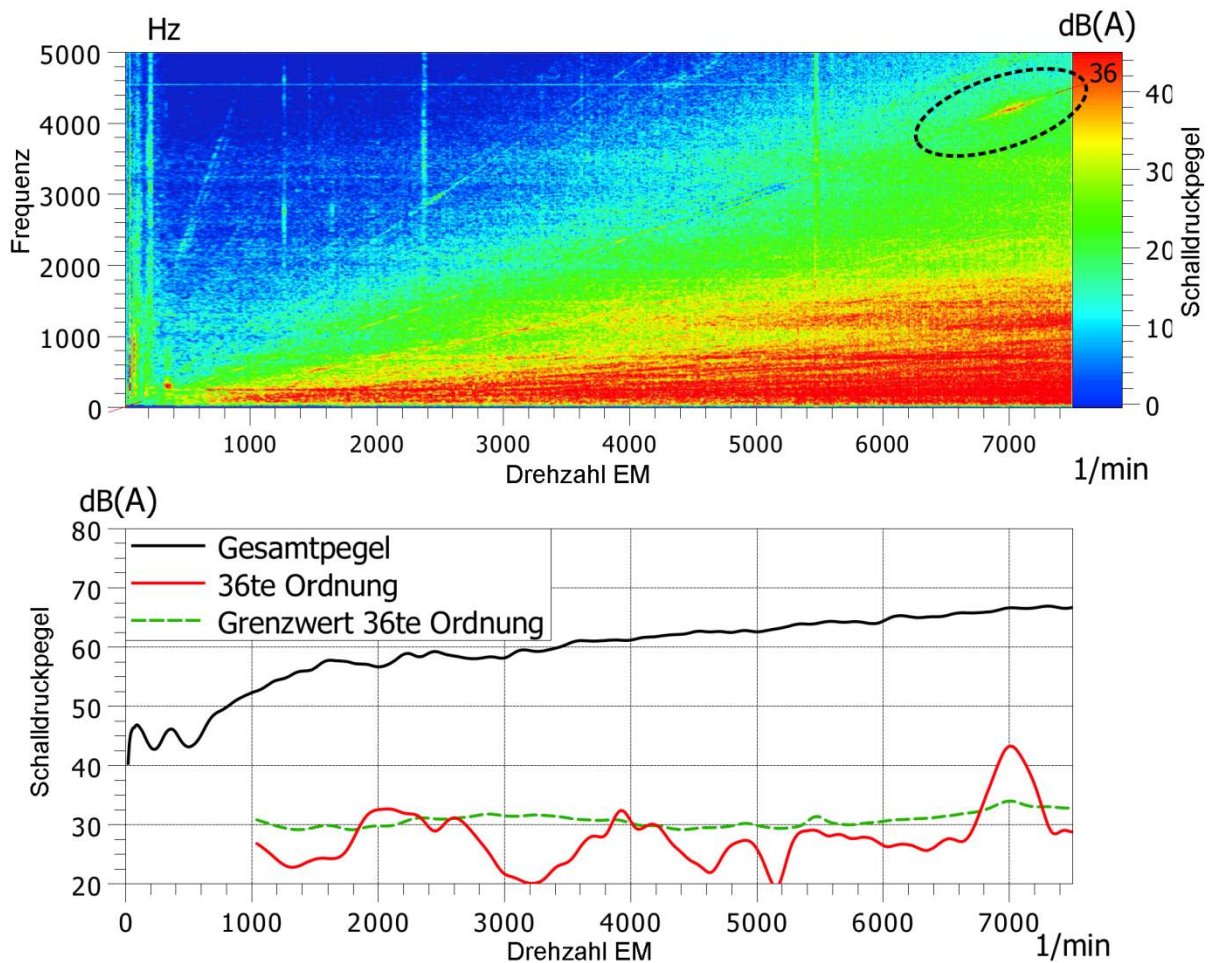


Bild 139: Virtuelle Verschiebung der Rotorresonanz der 36ten Ordnung mit PAK 5.8
Sounddesign als Spektrogramm (oben) und Ordnungspegel mit zugehörigem Grenzwert
(unten)

7.4 Zwischenfazit zur virtuellen Validierung der Designaktivitäten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen

Im Folgenden soll ein Zwischenfazit zur methodischen Unterstützung der virtuellen Validierung der Designaktivitäten in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen auf den Ebenen EM und Rotor gezogen werden.

Dabei wird eingangs auf die numerische Modalanalyse des Rotors und den Abgleich der Ergebnisse mit der EMA in Kapitel 5.5 eingegangen. Die Ergebnisse zeigen eine sehr gute Übereinstimmung in der Eigenfrequenz und Eigenform der ersten Torsionsmode. Diese liegt bei ca. 3000 Hz und liefert somit eine Begründung für die Überhöhung der 36ten Ordnung in diesem Frequenzbereich.

Die verifizierte numerische Modalanalyse und das zugrundeliegende FE-Modell können folglich für eine numerische Optimierung dieser Eigenfrequenz herangezogen werden und unterstützen das Design in der virtuellen Domäne.

In einem nächsten Schritt wird eine Mehrkörpersimulation für den rotatorischen FG der Rotorsegmente aufgebaut. Die Anregung der Segmente erfolgt dabei ordnungsbasiert unter Berücksichtigung der Phasenverschiebung aufgrund der Schrägung des Stators. Die Parametrierung des Modells wird mit Hilfe eines hybriden Ansatzes durchgeführt. Das FE-Modell wird genutzt um die Massen- und Steifigkeitsmatrix abzuleiten. Die Dämpfung erfolgt als Rayleigh-Dämpfung und ist proportional zu Steifigkeit und Masse des Systems. Als modale Dämpfungsfaktoren werden die im Rahmen der EMA (Kapitel 5.5) bestimmten Faktoren für die erste Torsionseigenfrequenz genutzt.

Das Mehrkörpersimulationsmodell inklusive der ordnungsbasierten Anregung kann genutzt werden, um Optimierungen in Bezug auf die Schrägung³⁶² und weitere Einflussfaktoren simulativ durchzuführen und die Lage sowie Amplitude der Überhöhung der 36ten Ordnung zu bewerten. Dabei wird deutlich, dass die Validierung der Simulationsergebnisse idealerweise auch in der virtuellen Domäne durchgeführt werden sollte um ein schnelles Durchlaufen der Iterationsschleifen zu ermöglichen.

Das Zusammenspiel der Methoden zur virtuellen Validierung der Designaktivitäten auf Komponentenebene in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen sowie die Möglichkeit, die im Laufe der Optimierung generierten Varianten in der virtuellen Domäne zu validieren, ist in Bild 140 dargestellt.

Mit Hilfe der vorgestellten Methoden und deren systematischer Verknüpfung können virtuelle Entwicklungsgenerationen nicht nur im Hinblick auf die Einhaltung von Grenzwerten auf den jeweiligen Ebenen untersucht, sondern kann auch das Fahrzeuginnengeräusch auf Gesamtfahrzeugebene simulativ verändert und auralisiert werden. Dies ermöglicht die akustische Beurteilung und Validierung virtueller Änderungen auf Komponenten und Antriebsstrangebene durch Entwicklungsingenieure und Testpersonen.

Dabei wird der eingangs geschilderte kontinuierliche Wechsel zwischen Validierung und Design einmal mehr deutlich. Die Varianten auf Komponentenebene können direkt virtuell validiert werden und die gewonnenen Erkenntnisse aus der Validierung ohne nennenswerten Zeitverlust in einen neuen Designzyklus einfließen.

³⁶² Im Rahmen der Optimierung müssen konkurrierende Entwicklungsziele und Randbedingungen beachtet werden. Konkurrierende Entwicklungsziele sind beispielsweise der Verbrauch bzw. Wirkungsgrad und die Reichweite des Fahrzeugs. Diese werden unter anderem auch durch das elektromagnetische Design und die Schrägung der EM beeinflusst. Die Optimierung der Schrägung darf somit nicht unter singulär akustischen Gesichtspunkten erfolgen, sondern muss im Rahmen einer multikriteriellen Optimierung alle weiteren relevanten Entwicklungsziele berücksichtigen.

8 Einordnung der Methoden und Bewertung der Methodik

In diesem Kapitel erfolgt eine Einordnung der entwickelten und angewandten Methoden sowie Ressourcen. Die in den Kapiteln 5, 6 und 7 im Kontext des IPEK XiL-Frameworks entwickelte Validierungsumgebung für das Phänomen Torsionsheulen in Elektrofahrzeugen wird beschrieben. Des Weiteren erfolgt eine Bewertung der angewandten Methodik und die Ergebnisse der Arbeit werden den Forschungsfragen und Zielen gegenübergestellt.

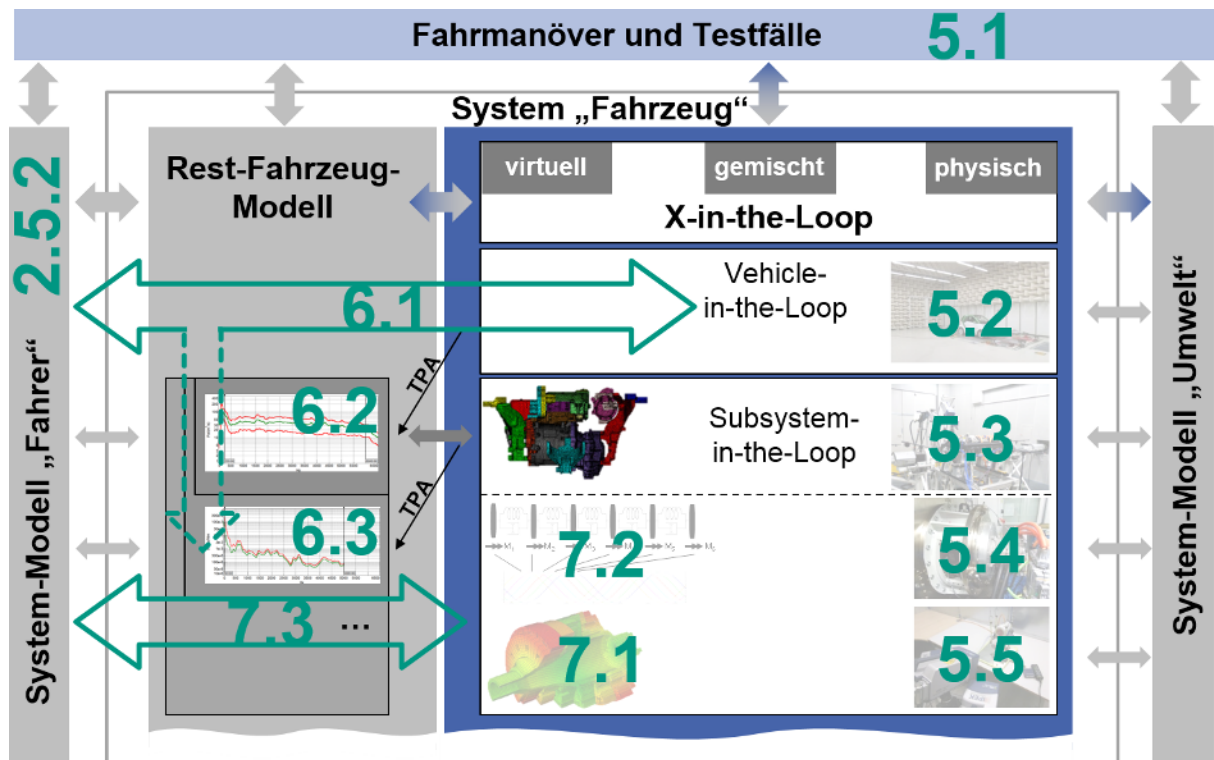


Bild 141: Einordnung von Methoden und Ressourcen für die Validierung und das Design des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen in das IPEK XiL-Framework³⁶⁴

In Bild 141 sind den einzelnen Elementen des IPEK XiL-Frameworks jeweils die Kapitel zugeordnet, in denen im Detail auf Methoden und Ressourcen für die Abbildung des jeweiligen Systems eingegangen wird. Methoden und Ressourcen der Validierungsumgebung sind dabei explizit für das Phänomen Torsionsheulen entwickelt, lassen sich jedoch – wie später gezeigt – auf andere Phänomene übertragen.

³⁶⁴ Darstellung in Anlehnung an Albers et al. (2016c).

In Kapitel 5.1 wird auf die Fahrmanöver und Testfälle für die Validierung des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen eingegangen. Dabei werden die Fahrmanöver hinsichtlich der systematischen Auswertbarkeit und Vergleichbarkeit der Ergebnisse auf allen Validierungsebenen und den Anforderungen der Signalanalyse aus Kapitel 2.2.5 gewählt. Des Weiteren wird auf allgemeine Methoden zur physischen Drehzahlerfassung und Auswertung eingegangen, welche im Rahmen der Validierung des Fahrzeugs und seiner Subsysteme in der physischen Domäne genutzt werden können.

Das System-Modell „Fahrer“ kann in dieser Arbeit zum einen durch repräsentative Kunden bzw. Experten abgebildet werden. Des Weiteren werden im Rahmen einer Literaturübersicht in Kapitel 2.5.2 Methoden zur objektivierten Bewertung tonaler Geräusche gegenübergestellt.

In Kapitel 5.2 wird mit dem Gesamtfahrzeug die oberste Ebene der Validierung betrachtet und Methoden zur Validierung des Fahrzeuginnengeräusches auf dem Akustikrollenprüfstand und auf der Straße in Bezug auf tonale Geräuschanteile vorgestellt. Diese können für eine objektivierte Bewertung mit den Methoden aus Kapitel 2.5.2 verknüpft werden und bieten so die Möglichkeit, tonale Geräuschanteile reproduzierbar und objektiviert bewerten zu können.

In Kapitel 5.3 werden Methoden für die Validierung der Subsystemebene Antriebsstrang vorgestellt. Auf einem reflexionsarmen Antriebsstrangprüfstand können mit einem Messsystem synchron akustische (Nah- und Fernfeld), mechanische (Oberflächenschnellen, Torsionsschwingungen) und elektrische (Strom und Spannung auf AC-Seite) Größen gemessen werden. Das zugehörige Rest-Fahrzeug-Modell kann mit Hilfe der in Kapitel 6.2 beschriebenen Transferpfadanalyse der Luftschallübertragungsfunktion bestimmt werden. Dies ermöglicht zum einen die Gegenüberstellung gemessener Größen mit zuvor abgeleiteten Grenzwerten. Die Grenzwerte können dabei – sofern nicht aus vorherigen Produktgenerationen bekannt oder vorgegeben – mit Hilfe der in Kapitel 6.1 beschriebenen Methode und des Rest-Fahrzeug-Modells aus der Gesamtfahrzeugebene abgeleitet werden. Zum anderen können die Messungen auf Subsystemebene mit dem Rest-Fahrzeug-Modell verknüpft und mit Hilfe der in Kapitel 7.3 beschriebenen Methode auf der Gesamtfahrzeugebene auralisiert werden. Dies macht die Subsystemebene zugänglich für eine direkte Validierung im Tonstudio durch Kunden bzw. Experten.

Auf der nächsten Ebene des IPEK XiL-Frameworks werden in Kapitel 5.4 Methoden zur Validierung des Subsystems Elektromotor in Bezug auf das dynamische Drehmoment entwickelt. Für die Verknüpfung der Komponentenebene mit der Antriebsstrangebene wird in Kapitel 6.3 eine Methode zur Transferpfadanalyse des Getriebes realisiert. Dabei wird die Abstrahlung von Luftschall des Getriebes aufgrund einer torsionalen Anregung an der Getriebeeingangswelle untersucht. Die Übertragungsfunktion des Getriebes bildet, kaskadiert mit der Luftschallübertragungsfunktion der Karosserie, das Rest-Fahrzeug-Modell der Komponentenebene.

Für die Validierung auf Komponentenebene in der virtuellen Domäne wird in Kapitel 7.2 eine Methode zum Aufbau eines Mehrkörpersimulationsmodells eines Rotors - verknüpft mit einer ordnungsbasierten Anregung - vorgestellt. Die Anregung berücksichtigt dabei die Schrägung (Phasenversatz der Anregung zwischen den Rotorscheiben) des Stators und kann für eine Optimierung der Schrägung genutzt werden. Die Parametrierung des Mehrkörpersimulationsmodells erfolgt dabei mit Hilfe eines hybriden Ansatzes. Die Massen- und Steifigkeitsmatrizen werden mit Hilfe einer Guyan-Reduktion aus einem FE-Modell (dessen Aufbau und Einflussfaktoren in Kapitel 7.1 beschrieben werden) des Rotors abgeleitet. Die numerisch schwer zu bestimmende Dämpfungsmatrix wird mit Hilfe des Rayleigh-Ansatzes aus der experimentell bestimmten Dämpfung (experimentelle Modalanalyse des Rotors mit Hilfe eines 3D-Scanning-Vibrometers und eines Shaker-Systems in Kapitel 5.5) hergeleitet. Das so parametrierte Modell ermöglicht die drehzahl- und zeitbasierte Simulation der Torsionsschwingungen und die Möglichkeit, diese hinsichtlich einer Variation der Schrägung, Eigenfrequenz und Dämpfung auszuwerten.

In einem nächsten Schritt können die ordnungsbasierten Zeitdaten mit Hilfe der kaskadierten Transferpfade für eine virtuelle Variation des Fahrzeuginnengeräusches in Bezug auf die torsionale Anregung durch den EM genutzt werden. Dies ist in Kapitel 7.3 beschrieben. Die Auralisierung des Fahrzeuginnengeräusches ermöglicht dabei die direkte Validierung simulativ erarbeiteter Designänderungen.

Die entwickelte Validierungsumgebung für die Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang und Elektromotor ermöglicht folglich eine zielführende Eingrenzung von akustischen Überhöhungen und die Identifikation von Einflussgrößen sowie deren simulative Variation und Validierung mit Bezug auf das Fahrzeuginnengeräusch. Im Sinne der PGE - Produktgenerationsentwicklung können die Validierungsumgebung sowie die damit für das Leitbeispiel generierten neuen Erkenntnisse in zukünftigen Entwicklungsprozessen angewandt werden und die Entwicklung so in Bezug auf Zeit, Qualität und Kosten positiv beeinflussen.

Dabei hat sich das Vorgehen zur Entwicklung der Validierungsumgebung als zielführend erwiesen. Dieses gliedert sich in die iterative Abfolge von Analyse und Synthese des Objekt- und des Zielsystems auf den jeweiligen Ebenen des IPEK XiL-Frameworks anhand eines konkreten Phänomens und die parallele Entwicklung von Methoden und Ressourcen. Die parallele Entwicklung entspricht dabei der konsequenten Umsetzung des Pull-Prinzips der Validierung nach ALBERS ET AL.³⁶⁵ für ein neuartiges Phänomen, da mit Bekanntwerden der Problematik neben der Problemlösung direkt die Validierungsumgebung für die nachfolgende Produktgeneration entwickelt wird.

Mit Blick auf die in Kapitel 3 gestellten Forschungsfragen der Arbeit lässt sich folglich festhalten, dass Methoden und Ressourcen für die Validierung und das Design des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen entwickelt und angewandt wurden. Die Entwicklung und Anwendung der benötigten Methoden und Ressourcen wurde mit Hilfe des erweiterten ZHO-Modells und des XiL-Frameworks durchgängig systematisiert und beschrieben. Dabei wird deutlich, dass die Entwicklung einer Validierungsumgebung, analog zur Validierung, immer im Kontext des Gesamtsystems und des zugehörigen Übersystems erfolgt. Somit erfolgt die Entwicklung einer Validierungsumgebung für ein Produkt in Bezug auf ein Phänomen immer Top-Down ausgehend vom Gesamtsystem. Dies zeigt sich in dieser Arbeit insbesondere an der Vorgehensweise in Kapitel 5 und Kapitel 6. Im Rahmen der Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme erfolgt die Analyse (und die Entwicklung der zugehörigen Methoden und Ressourcen für die Validierungsumgebung) ausgehend vom Gesamtfahrzeug mit Fokus auf das kundenrelevante Fahrzeuginnengeräusch. Davon ausgehend wird das als relevant identifizierte Phänomen Top-Down weiter bis auf den Rotor eingegrenzt. Analog dazu erfolgt in Kapitel 6 die kaskadierte Ableitung der Grenzwerte mit Hilfe geeigneter Rest-Fahrzeug-Modelle ausgehend von Gesamtfahrzeug.

Die Grenzen der Validierungsumgebung werden dabei grundsätzlich durch die Fokussierung auf ein Validierungsziel gezogen. In Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen kann beispielsweise festgehalten werden, dass die im Leitbeispiel begründete Fokussierung auf den Luftschalltransferpfad im Rahmen niedrigerer Frequenzlagen oder anderer Anbindungskonzepte unzulässig sein kann und – sofern die Analyse dies ergibt – der Körperschalltransferpfad berücksichtigt werden muss.

³⁶⁵ Albers et al. (2016c)

Ausgehend von der obigen Beschreibung der Validierungsumgebung für das Fahrzeuginnengeräusch von Elektrofahrzeugen in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen soll noch einmal die Definition aus Kapitel 2.1.2 aufgegriffen werden.

*Die **Validierungsumgebung** ist dabei nach ALBERS ET AL.³⁶⁶ als eine „konkrete Ausprägung des Handlungssystems zur Validierung in Bezug auf Methoden und das Ressourcensystem für eine oder mehrere Kombinationen aus einem Produkt, einem Punkt im Produktlebenszyklus und einem Validierungsziel“ definiert.*

Dabei wird deutlich, dass die Validierungsumgebung jetzt nahezu vollständig beschrieben ist. Das betrachtete Produkt ist ein Elektrofahrzeug und das Validierungsziel wurde zu Beginn der Arbeit, motiviert durch das Leitbeispiel, auf das Phänomen Torsionsheulen eingegrenzt. Für dieses Produkt und das Validierungsziel wurden oben Methoden und Ressourcen und deren Einordnung in das IPEK XiL-Framework beschrieben. Offen und bisher nur implizit konkretisiert ist der Punkt des Produkts im Produktlebenszyklus. Dieser ist aufgrund der eingangs beschriebenen Fragestellung und der Verfügbarkeit von Hardware und Software auf den Ebenen Gesamtfahrzeug, Powertrain und Komponente dem Reifegrad einer Produktgeneration kurz vor Produktionsstart (SOP) zuzuordnen.

Somit kann, wie in Bild 142 dargestellt, die Validierungsumgebung $V_{\text{Elektrofahrzeug, SOP, Torsionsheulen}}$ als konkrete Instanz der allgemeinen Validierungsumgebung für Elektrofahrzeuge $V_{\text{Elektrofahrzeug, j, k}}$ gesehen werden.

Dabei zeigt sich, dass ein Transfer der Methoden über die einzelnen Instanzen der Validierungsumgebungen hinweg sowohl möglich als auch sinnvoll für die Nutzung von Synergieeffekten ist.

³⁶⁶ Albers et al. (2014b)

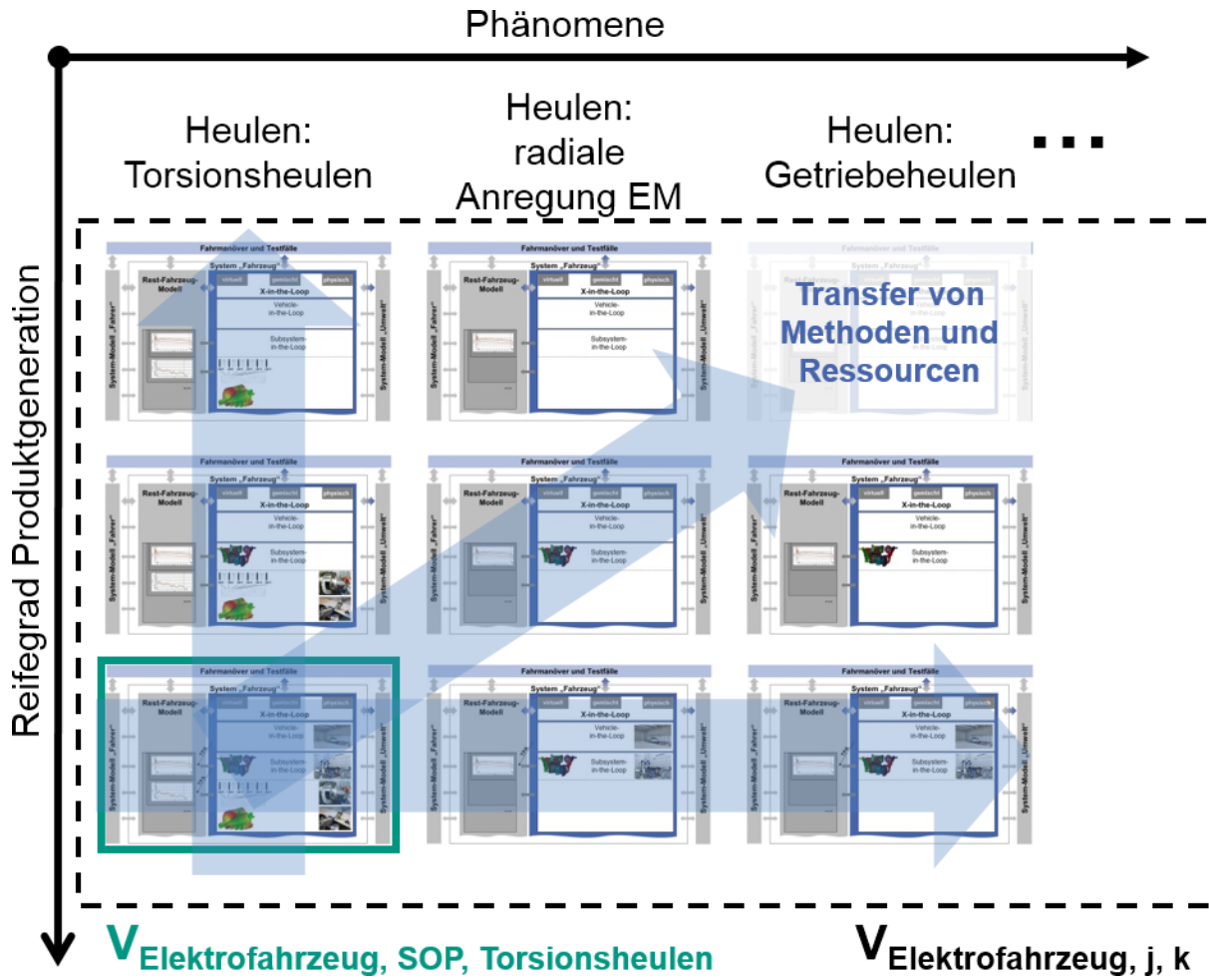


Bild 142: Allgemeine ($V_{\text{Elektrofahrzeug, j, k}}$) und konkrete Instanzen ($V_{\text{Elektrofahrzeug, SOP, Torsionsheulen}}$) der Validierungsumgebung für das Fahrzeuginnengeräusch von Elektrofahrzeugen in Abhängigkeit von Phänomen und Reifegrad der Produktgeneration³⁶⁷

Ein Beispiel hierfür ist das Phänomen Getriebeheulen, das auf eine Eigenerregung durch variierende Steifigkeiten der im Eingriff befindlichen Zahnflanken zurückzuführen ist, die eine Anregung mit der Verzahnungsordnung herbeiführen. In Bild 143 wird deutlich, dass für das vorliegende Fahrzeug die 21te Ordnung, welche dem Getriebe zugeordnet werden kann, nur knapp unterhalb der zugehörigen Hörgrenzkurve liegt und diese bei ca. 3000 U/min auch leicht überschreitet.

³⁶⁷ Bild in Anlehnung an Behrendt et al. (2016) und Albers et al. (2014b).

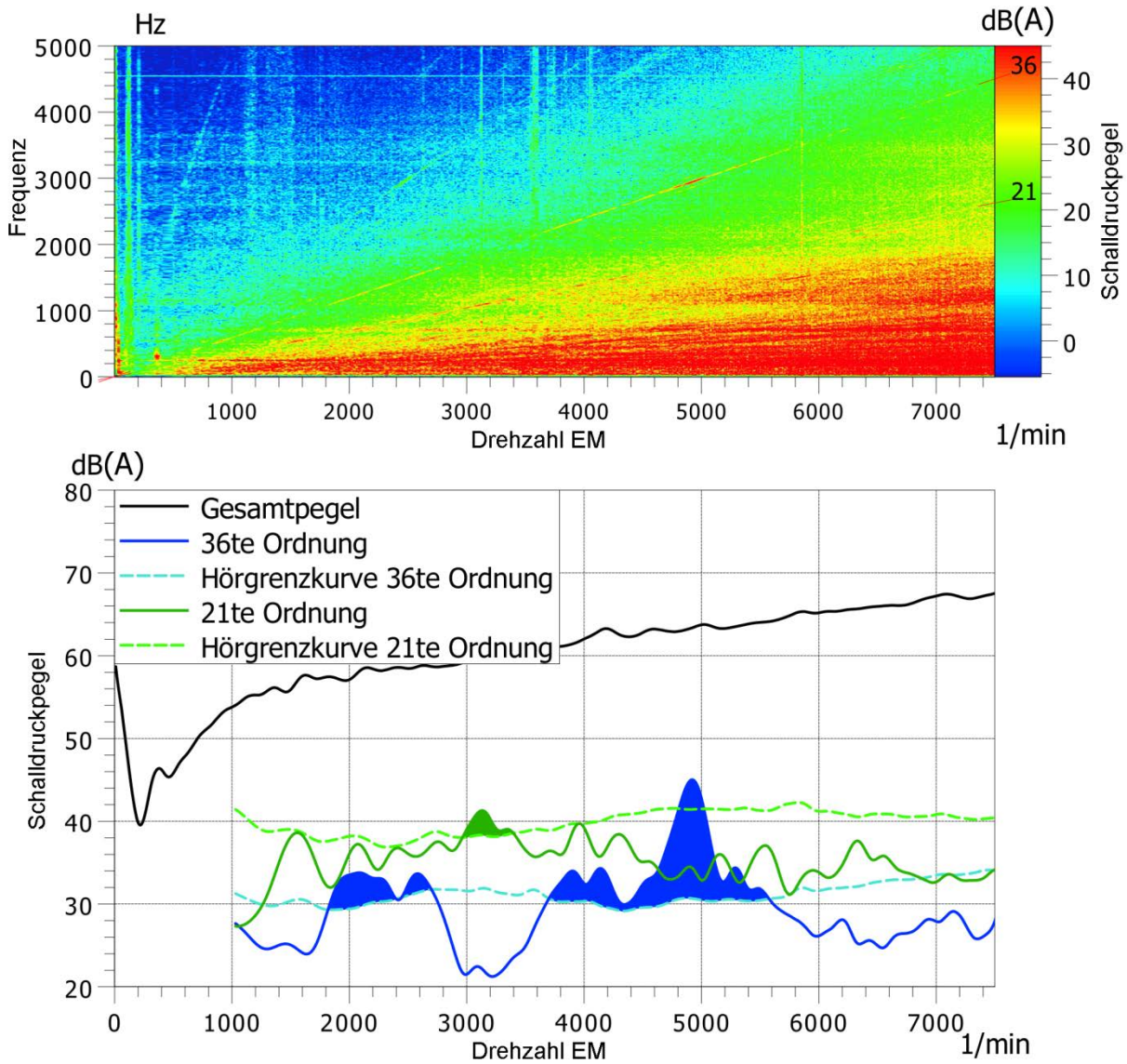


Bild 143: Energetisches Mittel der Kunstkopfmikrofone im Fahrzeuginnenraum als Spektrogramm (oben), Ordnungspegel und ordnungsbasierte Hörrenzkurve für die 21te und 36te Ordnung (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf der Straße

Getriebeheulen zeichnet sich dabei auch durch tonale drehzahlabhängige Anteile im Fahrzeuginnengeräusch aus. Die Methoden der Analyse auf den Ebenen Gesamtfahrzeug und Antriebsstrang können folglich übernommen werden, wobei eine Anpassung in Bezug auf die Eingrenzung und Quantifizierung der Anregung auf Komponentenebene erfolgen muss. Auch bei der kaskadierten Ableitung von Grenzwerten kann die vorgestellte Methode auf das Phänomen Getriebeheulen übertragen werden, wobei auf der Komponentenebene die Krafterleitung in das Getriebe aufgrund einer Eigenerregung im Zahneingriff berücksichtigt werden muss. Auch die Methoden zur Untersuchung und Optimierung der Anregung müssen an das jeweilige Phänomen angepasst werden, da diese phänomenspezifisch sind.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Im Folgenden werden die erarbeiteten Methoden und Ergebnisse zusammengefasst und es wird ein Ausblick auf Anknüpfungspunkte für die weiterführende Forschung gegeben.

Zu Beginn wurde auf die Motivation der Arbeit und den Stand der Forschung eingegangen. Der Fahrkomfort ist ein wichtiges Entscheidungskriterium für den Kauf von Fahrzeugen. Insbesondere bei Fahrzeugen mit (teil-)elektrischem Antriebsstrang spielt die akustische Qualität aufgrund der fehlenden Maskierung durch den Verbrennungsmotor eine elementare Rolle. Folglich rücken in (teil-)elektrischen Antriebssystemen, in Abhängigkeit von der Topologie des EM und des Antriebsstrangs, höhere Ordnungen und somit tonale Anteile am Fahrzeuginnengeräusch in den Fokus der Entwicklung.

Die Herausforderung in Bezug auf das Fahrzeuginnengeräusch sind dabei die fehlenden Methoden und Ressourcen sowie das fehlende Erfahrungswissen in Bezug auf die Geräuschanregung und deren Übertragungsmechanismen. Daraus resultiert die Notwendigkeit der Entwicklung und Anpassung von Methoden für die Analyse und Bewertung der Geräuschanregung und der fahrzeugspezifischen Übertragungsmechanismen sowie der Entwicklung von Methoden zur Unterstützung der Auslegung der relevanten Systemkomponenten.

Für die vorliegende Arbeit wurde folglich das Ziel formuliert, systematisch eine Validierungsumgebung für das Leitbeispiel Torsionsheulen³⁶⁸ zu entwickeln. Die Methodik der Forschung orientiert sich dabei an der - im erweiterten ZHO-Modell beschriebenen - iterativen Abfolge von Analyse und Synthese von Ziel- und Objektsystem und hat den Anspruch, die Methoden und Ressourcen für Design (Analyse Zielsystem und Synthese Objektsystem) und Validierung (Analyse Objektsystem und Synthese Zielsystem) durchgängig mit Hilfe des IPEK X-in-the-Loop Frameworks zu beschreiben. Im IPEK X-in-the-Loop Frameworks werden die Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang und Komponente berücksichtigt. Auf der Ebene Komponente wird der EM sowie dessen Rotor betrachtet.

³⁶⁸ Torsionsheulen bezeichnet tonale Anteile am Fahrzeuginnengeräusch aufgrund einer torsionalen Anregung des Getriebes durch den EM.

In Kapitel 5 werden Methoden und Ressourcen zur Analyse des Fahrzeugs, des Antriebsstrangs, des Elektromotors und des Rotors in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen beschrieben und die Ergebnisse anhand des Leitbeispiels vorgestellt. Die Entwicklung der Methoden erfolgt dabei rückwärts entlang der akustischen Wirkkette des Phänomens und grenzt dieses ausgehend vom Fahrzeuginnengeräusch immer weiter ein.

Darauf aufbauend werden in Kapitel 6 Methoden zur kaskadierten Ableitung von Grenzwerten für die Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang und Elektromotor in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen vorgestellt. Für die Verknüpfung der Ebenen ausgehend vom Gesamtfahrzeug werden Methoden zur Ableitung der Rest-Fahrzeug-Modelle für die Ebenen Antriebsstrang und Elektromotor präsentiert.

Ausgehend von den Methoden zur Analyse des Fahrzeugs und seiner Subsysteme sowie den Methoden zur kaskadierten Ableitung von Grenzwerten für die betrachteten Ebenen werden in Kapitel 7 Methoden zur virtuellen Validierung der Designaktivitäten auf Komponentenebene in Bezug auf das Phänomen Torsionsheulen betrachtet. Die Methoden werden mit einer Möglichkeit zur Auralisierung der Simulationsergebnisse auf Fahrzeugebene verknüpft. Dies ermöglicht die direkte Validierung von Varianten und schließt die iterative Abfolge von Design und Validierung.

Abschließend erfolgt in Kapitel 8 eine Einordnung der entwickelten und angewandten Methoden sowie Ressourcen in eine durchgängige Validierungsumgebung für das Phänomen Torsionsheulen in Elektrofahrzeugen. Die Methodik der Forschung wird bewertet und die Ergebnisse der Arbeit den Forschungsfragen und Zielen gegenübergestellt.

Mögliche Erweiterungen und Anknüpfungspunkte ergeben sich aus den Grenzen der entwickelten Methoden und Ressourcen sowie der Einschränkung auf ein Phänomen und einen Punkt im Produktlebenszyklus. Ein Anknüpfungspunkt ist somit, wie in Kapitel 8 beispielhaft aufgezeigt, die Erweiterung der Validierungsumgebung um die für das Phänomen Getriebeheulen benötigten Methoden und Ressourcen.

Weitere Anknüpfungspunkte bieten die Erweiterung der entwickelten Methoden. Die Grenzen dieser sind dabei häufig mit dem Frequenz- und Drehzahlbereich und der Betrachtung einzelner Ebenen des IPEK X-in-the-Loop Frameworks in der virtuellen Domäne verknüpft.

Experimentell ist die Erweiterung des Drehzahl- und Frequenzbereichs für die Analyse des dynamischen Drehmoments und der Drehschwingungen erstrebenswert. Die Analyse des dynamischen Drehmoments ist mit den entwickelten Methoden und Ressourcen nur bis zu Frequenzen bis ca. 3,5 kHz möglich. Somit könnte eine Überhöhung des dynamischen Drehmoments der 36ten Ordnung bei ca. 6000 U/min bereits nicht mehr analysiert werden, wobei diese noch im - aus Kundensicht - relevanten Drehzahlbereich liegen würde.

Ein weiterer Anknüpfungspunkt ist die Übertragung physischer Versuche in die virtuelle Domäne. Dies ist insbesondere für die Optimierung interessant, da dabei mit Hilfe valider Simulationsmodelle Zeit und Kosten gespart werden können. Ein Anknüpfungspunkt im Rahmen der vorgestellten Arbeit ist die Simulation der Getriebeübertragungsfunktion, inklusive der Abstrahlung von Luftschall aufgrund einer torsionalen Anregung an der Eingangswelle mit Hilfe eines FE-Modells. Erste Ergebnisse und der generelle Aufbau des Modells werden von JUSZCZAK³⁶⁹ in Anlehnung an ROBIN ET AL.³⁷⁰ beschrieben.

Des Weiteren kann das FE-Modell des Rotors um die physikalische Simulation der Dämpfung auf Material und Kontaktebene ergänzt werden. So können beispielsweise der Kontakt und die damit einhergehende Kraftübertragung und Dämpfung in den Kontakten Rotorscheibe-Rotorscheibe simuliert und in der virtuellen Domäne optimiert werden.

Abschließend kann festgehalten werden, dass die entwickelte Validierungsumgebung sowie die damit für das Leitbeispiel generierten neuen Erkenntnisse in zukünftigen Entwicklungsprojekten im Sinne der PGE – Produktgenerationsentwicklung genutzt werden können. Des Weiteren sind die entwickelten Methoden und Ressourcen auf weitere Phänomene übertragbar und können um weitere Ebenen der Validierung im Sinne des IPEK X-in-the-Loop Frameworks erweitert werden. Die Validierungsumgebung für das Phänomen Torsionsheulen auf den Ebenen Gesamtfahrzeug, Antriebsstrang und Komponente bietet somit ein ergänz- und erweiterbares Grundgerüst für die Validierung des Fahrzeuginnengeräusches von zukünftigen Produktgenerationen von Elektrofahrzeugen.

³⁶⁹ Juszczak (2014) / betreute Abschlussarbeit

³⁷⁰ Robin et al. (2013)

10 Literaturverzeichnis

- Albers (2010)** ALBERS, A. Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences. In: *Proceedings of the TMCE 2010*, 2010
- Albers et al. (2010)** ALBERS, A. ; BEHRENDT, M. ; OTT, S. Validation – Central Activity to Ensure Individual Mobility. In: *FISITA 2010*, 2010
- Albers et al. (2011)** ALBERS, A. ; OTT, S. ; BEHRENDT, M. Komfortobjektivierung für NVH und Akustik mittels künstlicher neuronaler Netze. In: *Journal. 1st International ATZ Conference : ATZ Automotive Acoustics Conference*, 2011, S. 17
- Albers et al. (2012)** ALBERS, A. ; EBEL, B. ; LOHMEYER, Q. Systems of objectives in complex product development. In: *Ninth International Symposium on Tools and Methods of Competitive Engineering, TMCE*, 2012, S. 12
- Albers et al. (2013a)** ALBERS, A. ; BEHRENDT, M. ; SCHRÖTER, J. ; OTT, S. ; KLINGLER, S. X-in-the-Loop: A Framework for Supporting Central Engineering Activities and Controlling Complexity in Product Engineering Processes. In: *International Conference On Engineering Design 2013*, 2013
- Albers et al. (2013b)** ALBERS, A. ; STIER, C. ; BABIK, A. ; GEIER, M. Validierung von Fahrzeug-Antriebssystemen mit hochdynamischen Prüfständen. In: Brill, Ulrich (Hrsg.): *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik VII*. Essen : Expert-Verlag, 2013
- Albers et al. (2013c)** ALBERS, A. ; STIER, C. ; GEIER, M. Herausforderungen von Kupplungssystemen in modernen Antriebssystemen. In: *VDI-Berichte 2206*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2013
- Albers et al. (2013d)** ALBERS, A. ; FISCHER, J. ; BEHRENDT, M. ; LIESKE, D. Method for measuring and interpreting the transfer path of acoustic phenomena in the drivetrain of a battery electric vehicle. In: *VDI-Berichte 2187*. Friedrichshafen, 2013
- Albers et al. (2013e)** ALBERS, A. ; FISCHER, J. ; BEHRENDT, M. ; SCHWARZ, A. Method for measuring and interpreting the surface velocities induced by torsional vibration in the drivetrain of a battery electric vehicle. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. 247. Innsbruck : Institute of Noise Control Engineering, 2013, S. 374–383
- Albers et al. (2014a)** ALBERS, A. ; FISCHER, J. ; BEHRENDT, M. ; LIESKE, D. Messung und Interpretation der Wirkkette eines akustischen Phänomens im Antriebsstrang eines Elektrofahrzeugs. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 116 (2014), Nr. 3, S. 68–75

- Albers et al. (2014b)** ALBERS, A. ; FISCHER, J. ; KLINGLER, S. ; BEHRENDT, M. Durchgängige Validierung und Verifizierung am Beispiel der akustischen Eigenschaften eines Elektrofahrzeugs. In: *Grazer Symposium Virtuelles Fahrzeug*. Graz, 2014
- Albers et al. (2014c)** ALBERS, A. ; BEHRENDT, M. ; FISCHER, J. ; LIESKE, D. Identification and definition of acoustic relevant limit values for electric vehicles. In: *14. Internationales Stuttgarter Symposium* : Springer, 2014, S. 1339–1354
- Albers et al. (2014d)** ALBERS, A. ; FISCHER, J. ; LANDES, D. ; BEHRENDT, M. Method for Measuring and Analyzing the Transfer Path of Acoustic Phenomena into the Driver Cabin of a Battery Electric Vehicle. In: *SAE International Journal of Engines* 7 (2014), Nr. 3, S. 1585–1592
- Albers et al. (2014e)** ALBERS, A. ; FISCHER, J. ; BEHRENDT, M. ; LIESKE, D. Measurement and analysis of the interior noise and the transfer path of acoustic phenomena into the driver cabin of a battery electric vehicle. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. 249. Melbourne : Institute of Noise Control Engineering, 2014, S. 823–832
- Albers et al. (2015a)** ALBERS, A. ; MATROS, K. ; BEHRENDT, M. ; JETZINGER, H. Das Pull-Prinzip der Validierung - Ein Referenzmodell zur effizienten Integration von Validierungsaktivitäten in den Produktentstehungsprozess. In: *VDI Konstruktion* Juni (2015), Nr. 6
- Albers et al. (2015b)** ALBERS, A. ; BURSAC, N. ; WINTERGERST, E. Produktgenerationsentwicklung – Bedeutung und Herausforderungen aus einer entwicklungsmethodischen Perspektive. In: . Stuttgart, 2015
- Albers et al. (2015c)** ALBERS, A. ; SCHILLE, F. ; HETTEL, R. ; BEHRENDT, M. Auswirkung der Validierungsumgebung und Manöverumsetzung auf Komfortbewertungen hybridspezifischer Triebstrangphänomene. In: *VPC – Simulation und Test 2015 | 17. MTZ-Fachtagung | Methoden der Antriebsentwicklung im Dialog*. Hanau : Springer Vieweg, 2015, S. 17
- Albers et al. (2015d)** ALBERS, A. ; FISCHER, J. ; BEHRENDT, M. ; LIESKE, D. Methods for Measuring, Analyzing and Predicting the Dynamic Torque of an Electric Drive Used in an Automotive Drivetrain. In: *SAE International Journal of Alternative Powertrains* 4 (2015), Nr. 2, S. 363–369
- Albers et al. (2016a)** ALBERS, A. ; BOOG, S. ; BERGER, J. ; MATITSCHKA, J. ; BASIEWICZ, M. Modellbildung von Koppelsystemen in der dynamischen Validierung von Antriebssystemkomponenten. In: *SIMVEC – Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung, VDI-Berichte*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2016
- Albers et al. (2016b)** ALBERS, A. ; REISS, N. ; BURSAC, N. ; RICHTER, T. iPeM – Integrated Product Engineering Model in Context of Product Generation Engineering. In: *Procedia CIRP* 50 (2016), S. 100–105

- Albers et al. (2016c)** ALBERS, A. ; BEHRENDT, M. ; KLINGLER, S. ; MATROS, K. Handbuch Produktentwicklung. In: Lindemann, Udo (Hrsg.): *Handbuch Produktentwicklung* : Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2016. — ISBN 978-3-446-44518-5
- Albers et al. (2017)** ALBERS, A. ; BURSAC, N. ; RAPP, S. PGE – Produktgenerationsentwicklung am Beispiel des Zweimassenschwungrads. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 81 (2017), Nr. 1, S. 13–31
- Allemang (1999)** ALLEMANG, R. J. *Vibrations: Experimental Modal Analysis*, University of Cincinnati (1999)
- Allende (2004)** ALLENDE, J. E. Rigor: The essence of scientific work. In: *Electronic Journal of Biotechnology* 7 (2004), Nr. 1
- Angert (2006)** ANGERT, R. *Praktische Maschinenakustik*. Berlin : Springer, 2006. — ISBN 9786610615933
- Ashory (1999)** ASHORY, M. R. *High quality modal testing methods*. University of London, 1999
- Avitabile (2001)** AVITABILE, P. Experimental modal analysis. In: *Sound and vibration* 35 (2001), Nr. 1, S. 20–31
- Babiel (2009)** BABIEL, G. *Elektrische Antriebe in der Fahrzeugtechnik: Lehr- und Arbeitsbuch*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2009. — ISBN 978-3-8348-0563-8
- Bader et al. (2007)** BADER, D. ; AUGSBURG, K. ; HOLSTEIN, P. ; WENDER, B. *Eine flexible akustische Messmethode zur Detektierung von verzahnungstechnischen Problemen*. Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2007. — ISBN 978-3-939473-09-1
- Beccue et al. (2005)** BECCUE, P. ; NEELY, J. ; PEKAREK, S. ; STUTTS, D. Measurement and control of torque ripple-induced frame torsional vibration in a surface mount permanent magnet machine. In: *IEEE Transactions on Power Electronics* 20 (2005), Nr. 1, S. 182–191
- Behrendt et al. (2016)** BEHRENDT, M. ; ALBERS, A. ; FISCHER, J. ; LIESKE, D. Effiziente Validierung des Fahrzeuginnengeräuschs von Elektrofahrzeugen am Beispiel Torsionsheulen. In: *E-MOTIVE 8. Expertenforum Elektrische Fahrzeugantriebe*, 2016
- Bertolini et al. (2012)** BERTOLINI, T. ; FUCHS, T. ; WARDELL, J. *Vibrations and noises in small electric motors measurement, analysis, interpretation, optimization*. München : Süddt. Verl. onpact, 2012. — ISBN 978-3-86236-035-2
- Bianchi / Bolognani (2002)** BIANCHI, N. ; BOLOGNANI, S. Design techniques for reducing the cogging torque in surface-mounted PM motors. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 38 (2002), Nr. 5, S. 1259–1265

- BIANCHI / CERVARO (2004)** BIANCHI, N. ; CERVARO, S. Optimum Current Waveform for Minimizing Torque Ripple of SPM Motors. In: *Electric Power Components and Systems* 32 (2004), Nr. 5, S. 435–451
- Blessing (2003)** BLESSING, L. What is this thing called design research? In: *DS 31: Proceedings of ICED 03, the 14th International Conference on Engineering Design, Stockholm, 2003*
- Brandl et al. (2009)** BRANDL, F. K. ; BRANDL, S. ; HÖLDRICH, R. ; SONTACCHI, A. ; PRIEBSCHE, H. H. Effiziente und exakte Bestimmung der Übertragungscharakteristiken von Fahrzeugkarosserien. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 111 (2009), Nr. 11, S. 818–825
- Bray (2008)** BRAY, W. Methods for automating prominent tone evaluation and for considering variations with time or other reference quantities. In: *Euronoise*, 2008
- Bray / Caspary (2008)** BRAY, W. ; CASPARY, G. Automating prominent tone evaluations and accounting for time-varying conditions. In: *Sound Quality Symposium, SQS*, 2008
- Breton et al. (2000)** BRETON, C. ; BARTOLOME, J. ; BENITO, J. A. ; TASSINARIO, G. ; FLOTATS, I. ; LU, C. W. ; CHALMERS, B. J. Influence of machine symmetry on reduction of cogging torque in permanent-magnet brushless motors. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 36 (2000), Nr. 5, S. 3819–3823
- Brezger (2013)** BREZGER, F. *Neue Methoden für die Weiterentwicklung von hybriden Triebsträngen zur Steigerung der Energieeffizienz*. IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2013
- Broersen (1994)** BROERSEN, P. M. T. On bias in transfer functions estimated with stochastic excitation. In: *1994 IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing, 1994. ICASSP-94. iv, 1994*, S. IV/49-IV/52 vol.4
- Broersen (1995)** BROERSEN, P. M. T. A comparison of transfer function estimators. In: *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement* 44 (1995), Nr. 3, S. 657–661
- Bursac (2016)** BURSAC, N. *Model Based Systems Engineering zur Unterstützung der Baukastenentwicklung im Kontext der Frühen Phase der Produktgenerationsentwicklung*. IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2016
- Butz (2012)** BUTZ, T. *Fouriertransformation für Fußgänger*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2012. — ISBN 978-3-8348-0946-9
- Chattopadhyay et al. (2011)** CHATTOPADHYAY, S. ; MITRA, M. ; SENGUPTA, S. *Electric Power Quality*. Dordrecht : Springer Netherlands, 2011. — ISBN 978-94-007-0634-7

- Chen et al. (2010)** CHEN, N. ; HO, S. L. ; FU, W. N. Optimization of Permanent Magnet Surface Shapes of Electric Motors for Minimization of Cogging Torque Using FEM. In: *IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS* 46 (2010), Nr. 6, S. 2478–2481
- Clapper / Blommer (2003)** CLAPPER, M. ; BLOMMER, M. *Masking Perception Analysis Software (MPAS) for Tonal Level Setting in Powertrain NVH*. Warrendale, PA : SAE International, 2003
- Dai et al. (2004)** DAI, M. ; KEYHANI, A. ; SEBASTIAN, T. Torque ripple analysis of a PM brushless DC motor using finite element method. In: *IEEE Transactions on Energy Conversion* 19 (2004), Nr. 1, S. 40–45
- Dassault Systèmes (2014a)** Abaqus 6.14 Analysis User's Guide (2014)
- Dassault Systèmes (2014b)** Abaqus 6.14 Theory Guide (2014)
- De Klerk / Ossipov (2010)** DE KLERK, D. ; OSSIPOV, A. Operational transfer path analysis: Theory, guidelines and tire noise application. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 24 (2010), Nr. 7, S. 1950–1962
- De La Ree / Boules (1989)** DE LA REE, J. ; BOULES, N. Torque production in permanent-magnet synchronous motors. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 25 (1989), Nr. 1, S. 107–112
- Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (2006)** DEUTSCHE GESELLSCHAFT FÜR AKUSTIK E.V. *DEGA-Empfehlung 101 - Akustische Wellen und Felder*. Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2006
- DIN 1320 (2009)** DIN 1320 Akustik - Begriffe (2009)
- DIN 45681 (2005)** DIN 45681 Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschmissionen (2005)
- DIN EN 61672-1 (2014)** DIN EN 61672-1 Elektroakustik – Schallpegelmesser – Teil 1: Anforderungen (2014)
- DIN EN ISO 3741 (2011)** DIN EN ISO 3741 Bestimmung der Schalleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen – Hallraumverfahren der Genauigkeitsklasse 1 (2011)
- DIN EN ISO 3744 (2011)** DIN EN ISO 3744 Akustik – Bestimmung der Schalleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen – Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 2 für ein im Wesentlichen freies Schallfeld über einer reflektierenden Ebene (2011)
- DIN EN ISO 7779 (2011)** DIN EN ISO 7779 Akustik – Geräuschemissionsmessung an Geräten der Informations- und Telekommunikationstechnik (2011)
- DIN EN ISO 11688-1 (2009)** DIN EN ISO 11688-1 Akustik Richtlinien für die Konstruktion lärmarmen Maschinen und Geräte - Teil 1 Planung (2009)

- Dosiek / Pillay (2007)** DOSIEK, L. ; PILLAY, P. Cogging Torque Reduction in Permanent Magnet Machines. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 43 (2007), Nr. 6, S. 1565–1571
- Dresig (2006)** DRESIG, H. *Schwingungen und mechanische Antriebssysteme: Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese*. Berlin; Heidelberg; New York, NY : Springer, 2006. — ISBN 3-540-26024-2
- Dupont et al. (2014)** DUPONT, J.-B. ; AYDOUN, R. ; BOUVET, P. *Simulation of the Noise Radiated by an Automotive Electric Motor: Influence of the Motor Defects*. Warrendale, PA : SAE International, 2014
- Düser et al. (2011)** DÜSER, T. ; OLMS, H. ; HAASE, A. ; GAVEL, R. VON ; SCHMIDT, C. ; SCHMIDT, U. *Fahrzeugrollenprüfstände*. München : Süddeutscher Verlag onpact, 2011. — ISBN 978-3-86236-022-2
- Ebel (2015)** EBEL, B. *Modellierung von Zielsystemen in der interdisziplinären Produktentstehung*. IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2015
- Eisele et al. (2010)** EISELE, G. ; GENENDER, P. ; WOLFF, K. Electric vehicle sound design-Just wishful thinking? Sounddesign von Elektrofahrzeugen-Ein Wunschgedanke? In: *AAC 2010*. Aachen, 2010
- Evans et al. (2013)** EVANS, G. ; SENAPATI, U. ; SYRED, F. Transmission and driveline noise target setting using the Tone-in-Band method. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. 247. Innsbruck : Institute of Noise Control Engineering, 2013, S. 3673–3683
- Ewins (2000)** EWINS, D. J. *Modal testing: theory, practice, and application*. Baldock, Hertfordshire, England; Philadelphia, PA : Research Studies Press, 2000. — ISBN 0-86380-218-4
- Fahy (2003)** FAHY, F. J. Some applications of the reciprocity principle in experimental vibroacoustics. In: *Acoustical Physics* 49 (2003), Nr. 2, S. 217–229
- Fastl / Zwicker (2007)** FASTL, H. ; ZWICKER, E. *Psychoacoustics facts and models*. Berlin; New York : Springer, 2007. — ISBN 978-3-540-68888-4
- Fletcher (1940)** FLETCHER, H. Auditory patterns. In: *Reviews of modern physics* 12 (1940), Nr. 1, S. 47
- Franck et al. (2011)** FRANCK, D. ; GIET, M. VAN DER ; DIETRICH, P. ; HAMEYER, K. ; VORLÄNDER, M. Analysis, auralization and reduction of electromagnetic excited audible noise for electrical vehicles. In: *AAC 2011*. Aachen, 2011
- Frank / Jacobsen (2014)** FRANK, E. ; JACOBSEN, P. *Tonal Metrics in the Presence of Masking Noise and Correlation to Subjective Assessment*. Warrendale, PA : SAE International, 2014

- Gächter et al. (2014)** GÄCHTER, J. ; FABIAN, J. ; HIRZ, M. ; SCHMIDHOFER, A. ; LANZENBERGER, H. Evaluation of Angular Sensor Systems for Rotor Position Sensing of Automotive Electric Drives. In: Fischer-Wolfarth, Jan ; Meyer, Gereon (Hrsg.): *Advanced Microsystems for Automotive Applications 2014*. Cham : Springer International Publishing, 2014, S. 277–286. — ISBN 978-3-319-08086-4
- Gajdatsy et al. (2008)** GAJDATSY, P. ; JANSSENS, K. ; GIELEN, L. ; MAS, P. ; VAN DER AUWERAER, H. Critical assessment of Operational Path Analysis: effect of neglected paths. In: *Proceedings of the XV International Congress on Sound and Vibration (ICSV), Daejeon, Korea, 2008*, S. 1090–1097
- Gasparin / Fiser (2011)** GASPARIN, L. ; FISER, R. Fundamental PMSM model for estimation of cogging torque harmonic components. In: *Compatibility and Power Electronics (CPE), 2011 7th International Conference-Workshop*, 2011, S. 264–269
- Genuit (2010)** *Sound-Engineering im Automobilbereich*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2010. — ISBN 978-3-642-01414-7
- Gieras et al. (2005)** GIERAS, J. F. ; WANG, C. ; LAI, J. C. *Noise of Polyphase Electric Motors*. Boca Raton, FL : Marcel Dekker Inc, 2005. — ISBN 978-0-8247-2381-1
- Govindswamy et al. (2009)** GOVINDSWAMY, K. ; WELLMANN, T. ; EISELE, G. *Aspects of NVH Integration in Hybrid Vehicles*. Warrendale, PA : SAE International, 2009
- Güemes et al. (2012)** GÜEMES, J. A. ; GARCIA, P. M. ; IRAOLAGOITIA, A. M. ; UGARTEMENDIA, J. J. Influence of Slot Opening Width and Rotor Pole Radius on the Torque of PMSM. In: *Compatibility and Power Electronics (CPE), 2011 7th International Conference-Workshop*. Valencia, 2012
- Guillaume et al. (1996)** GUILLAUME, P. ; KOLLAR, I. ; PINTELON, R. Statistical analysis of nonparametric transfer function estimates. In: *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement* 45 (1996), Nr. 2, S. 594–600
- Han et al. (2010)** HAN, S.-H. ; JAHNS, T. M. ; SOONG, W. L. ; GUVEN, M. K. ; ILLINDALA, M. S. Torque Ripple Reduction in Interior Permanent Magnet Synchronous Machines Using Stators With Odd Number of Slots Per Pole Pair. In: *IEEE Transactions on Energy Conversion* 25 (2010), Nr. 1, S. 118–127
- Hanselman (1990)** HANSELMAN, D. C. Resolver signal requirements for high accuracy resolver-to-digital conversion. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 37 (1990), Nr. 6, S. 556–561
- Hanselman (1997)** HANSELMAN, D. C. Effect of skew, pole count and slot count on brushless motor radial force, cogging torque and back EMF. In: *Electric Power Applications, IEE Proceedings - 144* (1997), Nr. 5, S. 325–330
- Harris (1978)** HARRIS, F. J. On the use of windows for harmonic analysis with the discrete Fourier transform. In: *Proceedings of the IEEE* 66 (1978), Nr. 1, S. 51–83

- Havelock / Kuwano (2009)** HAVELOCK, D. ; KUWANO, S. *Handbook of Signal Processing in Acoustics*. Springer Science & Business Media, 2009. — ISBN 978-0-387-77698-9
- HEAD acoustics (2013)** HEAD acoustics Application Note 11/13 FFT - 1/n-Oktavanalyse - Wavelet (2013)
- Heinzel et al. (2002)** HEINZEL, G. ; RÜDIGER, A. ; SCHILLING, R. Spectrum and spectral density estimation by the Discrete Fourier transform (DFT), including a comprehensive list of window functions and some new at-top windows (2002)
- Hellbrück et al. (2008)** HELLBRÜCK, J. ; ELLERMEIER, W. ; KOHLRAUSCH, A. ; ZEITLER, A. *Kompendium zur Durchführung von Hörversuchen in Wissenschaft und industrieller Praxis*. Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2008
- Hoffmann / Wolff (2014)** HOFFMANN, R. ; WOLFF, M. *Intelligente Signalverarbeitung 1*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2014. — ISBN 978-3-662-45322-3
- Holtz / Springob (1996)** HOLTZ, J. ; SPRINGOB, L. Identification and compensation of torque ripple in high-precision permanent magnet motor drives. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 43 (1996), Nr. 2, S. 309–320
- Hsu et al. (1995)** HSU, J. S. ; SCOGGINS, B. P. ; SCUDIÈRE, M. B. ; MARLINO, L. D. ; ADAMS, D. J. ; PILLAY, P. Nature and assessments of torque ripples of permanent-magnet adjustable-speed motors. In: *Conference Record of the 1995 IEEE Industry Applications Conference, 1995. Thirtieth IAS Annual Meeting, IAS '95*. 3, 1995, S. 2696–2702 Bd3
- Huang et al. (2010)** HUANG, S. ; ZHANG, J. ; GAO, J. ; HUANG, K. Optimization the Electromagnetic Torque Ripple of Permanent Magnet Synchronous Motor. In: *2010 International Conference on Electrical and Control Engineering (ICECE)*, 2010, S. 3969–3972
- Hung / Ding (1993)** HUNG, J. Y. ; DING, Z. Design of currents to reduce torque ripple in brushless permanent magnet motors. In: *Electric Power Applications, IEE Proceedings B* 140 (1993), Nr. 4, S. 260–266
- Hwang et al. (2009)** HWANG, S.-H. ; KWON, Y.-H. ; KIM, J.-M. ; OH, J.-S. Compensation of position error due to amplitude imbalance in resolver signals. In: *Journal of Power Electronics* 9 (2009), Nr. 5, S. 748–756
- Islam et al. (2009)** ISLAM, R. ; HUSAIN, I. ; FARDOUN, A. ; MCLAUGHLIN, K. Permanent-Magnet Synchronous Motor Magnet Designs With Skewing for Torque Ripple and Cogging Torque Reduction. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 45 (2009), Nr. 1, S. 152–160
- Jäger (2014)** JÄGER, S. *Eine Studie zur Validierung in der Produktentstehung am Beispiel der Entwicklung einer neuartigen Untersuchungsmethode für Quetschöldämpfer*. IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2014

- Jahns / Soong (1996)** JAHNS, T. M. ; SOONG, W. L. Pulsating torque minimization techniques for permanent magnet AC motor drives-a review. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 43 (1996), Nr. 2, S. 321–330
- James / Hofmann (2014)** JAMES, B. M. ; HOFMANN, A. *Simulating and Reducing Noise Excited in an EV Powertrain by a Switched Reluctance Machine*. Warrendale, PA : SAE International, 2014
- Janssens et al. (2011)** JANSSENS, K. ; GAJDATSY, P. ; GIELEN, L. ; MAS, P. ; BRITTE, L. ; DESMET, W. ; VAN DER AUWERAER, H. OPAX: A new transfer path analysis method based on parametric load models. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 25 (2011), Nr. 4, S. 1321–1338
- Jordan (1950)** JORDAN, H. *Geräuscharme Elektromotoren*. Essen : W. Girardet, 1950
- Jung / Langer (2013)** JUNG, M. ; LANGER, U. *Methode der finiten Elemente für Ingenieure*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013. — ISBN 978-3-658-01100-0
- Kaewjinda / Konghirun (2006)** KAEWJINDA, W. ; KONGHIRUN, M. A DSP-based vector control of PMSM servo drive using resolver sensor. In: *TENCON 2006. 2006 IEEE Region 10 Conference* : IEEE, 2006, S. 1–4
- Kaewjinda / Konghirun (2007)** KAEWJINDA, W. ; KONGHIRUN, M. Vector Control Drive of Permanent Magnet Synchronous Motor Using Resolver Sensor. In: *ECTI TRANSACTIONS ON ELECTRICAL ENG., ELECTRONICS, AND COMMUNICATIONS* 5 (2007), Nr. 1
- Kammeyer (2004)** KAMMEYER, K.-D. *Nachrichtenübertragung, Informationstechnik* Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2004. — ISBN 978-3-519-26142-1
- Karrenberg (2012)** KARRENBERG, U. *Signale - Prozesse - Systeme*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2012. — ISBN 978-3-642-18474-1
- Keyhani et al. (1999)** KEYHANI, A. ; STUDER, C. B. ; SEBASTIAN, T. ; MURTHY, S. K. Study of Cogging Torque in Permanent Magnet Machines. In: *Electric Machines & Power Systems* 27 (1999), Nr. 7, S. 665–678
- Klaerner et al. (2013)** KLAERNER, M. ; MARBURG, S. ; KROLL, L. Simulative measures for structure borne sound radiation of composites. In: *Proceedings of Meetings on Acoustics*. 19 : Acoustical Society of America, 2013, S. 030069
- Klein (2015)** KLEIN, B. *FEM - Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. — ISBN 978-3-658-06053-4
- Klingler (2017)** KLINGLER, S. *Eine Methode zur effizienten und effektiven Unterstützung der kontinuierlichen Validierung im Kontext der PGE - Produktgenerationsentwicklung*. IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2017

- Knechten et al. (2014)** KNECHTEN, T. ; COSTER, C. ; VAN DER LINDEN, P. *Improved High Frequency Isolation and Sound Transfer Measurements on Vehicle Bodies*. Warrendale, PA : SAE International, 2014
- Knechten et al. (2015)** KNECHTEN, T. ; MORARIU, M.-C. ; LINDEN, P. VAN DER *Improved Method for FRF Acquisition for Vehicle Body NVH Analysis*. In: *SAE Technical Paper 2015-01-2262*, 2015
- Lee (2008)** LEE, S.-K. Objective evaluation of interior sound quality in passenger cars during acceleration. In: *Journal of Sound and Vibration* 310 (2008), Nr. 1–2, S. 149–168
- Lee et al. (2008)** LEE, G.-H. ; KIM, S.-I. ; HONG, J.-P. ; BAHN, J.-H. Torque Ripple Reduction of Interior Permanent Magnet Synchronous Motor Using Harmonic Injected Current. In: *IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS* 44 (2008), Nr. 6
- Lee et al. (2009)** LEE, H.-H. ; KIM, S.-J. ; LEE, S.-K. Design of new sound metric and its application for quantification of an axle gear whine sound by utilizing artificial neural network. In: *Journal of Mechanical Science and Technology* 23 (2009), Nr. 4, S. 1182–1193
- Lennström et al. (2013)** LENNSTRÖM, D. ; LINDBOM, T. ; NYKÄNEN, A. Prominence of tones in electric vehicle interior noise. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. 247. Innsbruck : Institute of Noise Control Engineering, 2013, S. 589–596
- Lerspaltungsanti (2010)** LERSPALUNGSANTI, S. *Ein Beitrag zur Modellierung des menschlichen Komfortempfindens und Beurteilung der NVH-Eigenschaften in der Antriebsstrangentwicklung auf Basis von Künstlichen Neuronalen Netzen*. IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2010
- Lohmeyer (2013)** LOHMEYER, Q. *Menschzentrierte Modellierung von Produktentstehungssystemen unter besonderer Berücksichtigung der Synthese und Analyse dynamischer Zielsysteme*. IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2013
- Lukaniszyn et al. (2004)** LUKANISZYN, M. ; JAGIELA, M. ; WROBEL, R. Optimization of permanent magnet shape for minimum cogging torque using a genetic algorithm. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 40 (2004), Nr. 2, S. 1228–1231
- Lunze (2004)** LUNZE, J. *Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. Springer, 2004. — ISBN 3-540-20742-2
- Maier (2011)** MAIER, T. *Ein Beitrag zur Erstellung komplexer strukturdynamischer Simulationsmodelle und deren Validierung mittels der 3D-Laservibrometrie*. IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2011
- Mattavelli et al. (2005)** MATTAVELLI, P. ; TUBIANA, L. ; ZIGLIOTTO, M. Torque-ripple reduction in PM synchronous motor drives using repetitive current control. In: *IEEE Transactions on Power Electronics* 20 (2005), Nr. 6, S. 1423–1431

- Meyer (2014)** MEYER, M. *Signalverarbeitung*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. — ISBN 978-3-658-02611-0
- Mok et al. (2007)** MOK, H. S. ; KIM, S. H. ; CHO, Y. H. Reduction of PMSM torque ripple caused by resolver position error. In: *Electronics Letters* 43 (2007), Nr. 11, S. 646–647
- Möser (2010)** MÖSER, M. *Messtechnik der Akustik*. Springer Berlin Heidelberg, 2010. — ISBN 978-3-540-68087-1
- Möser (2012)** MÖSER, M. *Technische Akustik. , VDI-Buch*, 2012
- Müller (2005)** MÜLLER, G. *Elektrische Maschinen*. Weinheim : Wiley-VCH, 2005. — ISBN 3-527-40524-0
- Murray et al. (2002)** MURRAY, A. ; HARE, B. ; HIRAO, A. Resolver position sensing system with integrated fault detection for automotive applications. In: *Sensors, 2002. Proceedings of IEEE. 2* : IEEE, 2002, S. 864–869
- Nasdala (2015)** NASDALA, L. *FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. — ISBN 978-3-658-06629-1
- Paulraj et al. (2010)** PAULRAJ, M. P. ; YAACOB, S. ; ANDREW, A. M. Vehicle noise comfort level indication: A psychoacoustic approach. In: *2010 6th International Colloquium on Signal Processing and Its Applications (CSPA)*, 2010, S. 1–5
- Petrovic et al. (2000)** PETROVIC, V. ; ORTEGA, R. ; STANKOVIC, A. M. ; TADMOR, G. Design and implementation of an adaptive controller for torque ripple minimization in PM synchronous motors. In: *IEEE Transactions on Power Electronics* 15 (2000), Nr. 5, S. 871–880
- Plunt (1999)** PLUNT, J. Strategy for transfer path analysis (TPA) applied to vibro-acoustic systems at medium and high frequencies. In: *Proceedings of the International Seminar on Modal Analysis. 2*, 1999, S. 1025–1030
- Polytec (2002)** Polytec Handbuch Rotoationsvibrometer OFV-4000 / OFV-400 (2002)
- Polytec (2007)** PSV-Anwenderschulung für Einsteiger 16.und 17. Oktober 2007 (2007)
- Putner et al. (2012)** PUTNER, J. ; FASTL, H. ; LOHRMANN, M. ; KALTENHAUSER, A. ; ULLRICH, F. Operational transfer path analysis predicting contributions to the vehicle interior noise for different excitations from the same sound source. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. 245. New York, NY : Institute of Noise Control Engineering, 2012
- Rick et al. (2015)** RICK, S. ; WEGERHOFF, M. ; KLEIN, J. *Abschlussbericht FVA Forschungsvorhaben Nr. 682 I , FVA-Heft 1130*. Frankfurt : Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2015

- Robens (2013)** ROBENS, G. *Ein Handlungssystem zur Skalierung der simulierten Vorbeifahrt mittels Mikrofonarray in kleine Halbfreifeldräume für die Validierung im Fahrzeugentwicklungsprozess.* IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2013
- Robin et al. (2013)** ROBIN, X. ; DRIOT, N. ; JACQMOT, J. Vibro-acoustic simulation of automotive turbochargers using a finite and infinite element technique. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings.* 247. Innsbruck : Institute of Noise Control Engineering, 2013, S. 1902–1910
- Rojas et al. (2010)** ROJAS, S. ; PEREZ, M. ; RODRIGUEZ, J. ; ZELAYA, H. Torque ripple modeling of a permanent magnet synchronous motor. In: *2010 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT),* 2010, S. 433–438
- Ropohl (1975)** ROPOHL, G. *Systemtechnik – Grundlagen und Anwendung.* München : Carl Hanser Verlag, 1975
- Sarrazin et al. (2014)** SARRAZIN, M. ; GILLIJNS, S. ; JANSSENS, K. ; VAN DER AUWERAER, H. ; VERHAEGHE, K. Vibro-acoustic measurements and techniques for electric automotive applications. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings.* 249. Melbourne : Institute of Noise Control Engineering, 2014
- Schlagner / Strehlau (2005)** SCHLAGNER, S. ; STREHLAU, U. Fourier-Analyse versus Wavelet-Analyse. In: *PAMM* 5 (2005), Nr. 1, S. 125–126
- Schröder (2013)** SCHRÖDER, D. *Elektrische Antriebe - Grundlagen.* , Springer-Lehrbuch Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2013. — ISBN 978-3-642-30470-5
- Shannon (1998)** SHANNON, C. E. Communication in the presence of noise. In: *Proceedings of the IEEE* 86 (1998), Nr. 2, S. 447–457
- Shannon (2001)** SHANNON, C. E. A mathematical theory of communication. In: *ACM SIGMOBILE Mobile Computing and Communications Review* 5 (2001), Nr. 1, S. 3–55
- Shin et al. (2012)** SHIN, H.-J. ; CHOI, J.-Y. ; PARK, H.-I. ; JANG, S.-M. Vibration Analysis and Measurements Through Prediction of Electromagnetic Vibration Sources of Permanent Magnet Synchronous Motor Based on Analytical Magnetic Field Calculations. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 48 (2012), Nr. 11, S. 4216–4219
- Siemens Industry Software NV (2015)** LMS Test.Lab Modal Analysis - User manual (2015)
- Skogestad / Postlethwaite (2001)** SKOGESTAD, S. ; POSTLETHWAITE, I. *Multivariable Feedback Control - Analysis and Design.* JOHN WILEY & SONS, 2001
- Sottek et al. (2003)** SOTTEK, R. ; SELLERBECK, P. ; KLEMENZ, M. *An Artificial Head Which Speaks from Its Ears: Investigations on Reciprocal Transfer Path Analysis in Vehicles, Using a Binaural Sound Source.* Warrendale, PA : SAE International, 2003

- Sottek et al. (2013)** SOTTEK, R. ; KAMP, F. ; FIEBIG, A. A new hearing model approach to tonality. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. 247. Innsbruck : Institute of Noise Control Engineering, 2013
- Sottek (2014)** SOTTEK, R. Progress in calculating tonality of technical sounds. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. 249. Melbourne : Institute of Noise Control Engineering, 2014
- Sottek / Bray (2015)** SOTTEK, R. ; BRAY, W. Application of a New Perceptually-Accurate Tonality Assessment Method. In: *SAE International Journal of Passenger Cars - Electronic and Electrical Systems* 8 (2015), Nr. 2
- Staebler (2000)** STAEBLER, M. TMS320F240 DSP solution for obtaining resolver angular position and speed. In: *Texas Instrument Application Report* (2000)
- Sun et al. (2011)** SUN, T. ; KIM, J.-M. ; LEE, G.-H. ; HONG, J.-P. ; CHOI, M.-R. Effect of Pole and Slot Combination on Noise and Vibration in Permanent Magnet Synchronous Motor. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 47 (2011), Nr. 5, S. 1038–1041
- Tousignant et al. (2015)** TOUSIGNANT, T. ; GOVINDSWAMY, K. ; STICKLER, M. ; LEE, M.-R. *Vehicle NVH Evaluations and NVH Target Cascading Considerations for Hybrid Electric Vehicles*. Warrendale, PA : SAE International, 2015
- Tschöke / Henze (2003)** TSCHÖKE, H. ; HENZE, W. *Motor- und Aggregate-Akustik*. expert verlag, 2003. — ISBN 978-3-8169-2260-5
- Wang et al. (2014)** WANG, Y. S. ; SHEN, G. Q. ; XING, Y. F. A sound quality model for objective synthesis evaluation of vehicle interior noise based on artificial neural network. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 45 (2014), Nr. 1, S. 255–266
- Yang et al. (2007)** YANG, Y. ; WANG, X. ; LENG, X. ; WANG, D. ; LIU, S. Reducing Cogging Torque in Surface-mounted Permanent Magnet Motors by Teeth Notching. In: *2nd IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications, 2007. ICIEA 2007, 2007*, S. 265–268
- Yeo et al. (2011)** YEO, K. C. ; HEINS, G. ; DE BOER, F. ; SAUNDERS, B. Adaptive feedforward control to compensate cogging torque and current measurement errors for PMSMs. In: *2011 IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)* : IEEE, 2011, S. 942–947
- Yonezawa et al. (2005)** YONEZAWA, H. ; TANIGUCHI, K. ; LEE, H. W. Suppression Method for Torque Ripple of PM Synchronous Motor. In: *JOURNAL OF POWER ELECTRONICS* 5 (2005), Nr. 4, S. 264–271
- Zeller (2012)** *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012. — ISBN 978-3-8348-1443-2
- Zhu et al. (2011)** ZHU, L. ; JIANG, S. Z. ; ZHU, Z. Q. ; CHAN, C. C. Optimal slot opening in permanent magnet machines for minimum cogging torque. In: *Electrical Review* 87 (2011), Nr. 3

Zhu / Howe (2000) ZHU, Z. Q. ; HOWE, D. Influence of design parameters on cogging torque in permanent magnet machines. In: *IEEE Transactions on Energy Conversion* 15 (2000), Nr. 4, S. 407–412

Betreute Studien-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeiten

- Altenburg (2015)** ALTENBURG, S. ; CO-BETREUER: FISCHER, J. ; BETREUER: ALBERS, A. Experimentelle Bestimmung der Antwortfunktion von Getrieben unter torsionaler Anregung. IPEK, Karlsruher Institut für Technologie, Bachelorarbeit, 2015.
- Faber (2015)** FABER, Y. ; CO-BETREUER: FISCHER, J. ; BETREUER: ALBERS, A. Modellbildung und Simulation der rotatorischen Freiheitsgrade eines EM-Rotors. IPEK, Karlsruher Institut für Technologie, Bachelorarbeit, 2015.
- Juszczak (2014)** JUSZCZAK, P. ; CO-BETREUER: FISCHER, J. ; BETREUER: ALBERS, A. FE-Simulation eines torsional angeregten Getriebes. IPEK, Karlsruher Institut für Technologie, Bachelorarbeit, 2014.
- Li (2014)** LI, J. ; CO-BETREUER: FISCHER, J. ; BETREUER: ALBERS, A. Analyse und Simulation der Torsionsschwingungen eines EM-Rotors. IPEK, Karlsruher Institut für Technologie, Masterarbeit, 2014.
- Lutz (2014)** LUTZ, S. ; CO-BETREUER: FISCHER, J. ; BETREUER: ALBERS, A. Untersuchung der Übertragbarkeit von innenraumakustischen Fahrzeugmessungen von der Straße auf den Akustikrollenprüfstand. IPEK, Karlsruher Institut für Technologie, Bachelorarbeit, 2014.
- Neumann (2015)** NEUMANN, N. ; CO-BETREUER: FISCHER, J. ; BETREUER: ALBERS, A. Betriebsschwingformanalyse zylindrischer Strukturen und deren Anwendung auf Elektromotoren. IPEK, Karlsruher Institut für Technologie, Bachelorarbeit, 2015.
- Reuter (2015)** REUTER, C. ; CO-BETREUER: FISCHER, J. ; BETREUER: ALBERS, A. Experimentelle Modalanalyse am Rotor einer Permanentmagnet Synchronmaschine. IPEK, Karlsruher Institut für Technologie, Bachelorarbeit, 2015.
- Topallaj (2014)** TOPALLAJ, A. ; CO-BETREUER: FISCHER, J. ; BETREUER: ALBERS, A. Objektivierung der akustischen Bewertung von Elektrofahrzeugen. IPEK, Karlsruher Institut für Technologie, Bachelorarbeit, 2013.
- von Rosenberg (2015)** VON ROSENBERG, L. ; CO-BETREUER: FISCHER, J. ; BETREUER: ALBERS, A. Luftschalltransferpfadanalyse mittels einer Volumenschallquelle am Beispiel eines Elektrofahrzeugs. IPEK, Karlsruher Institut für Technologie, Masterarbeit, 2015.

Weitere Studien-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeiten

- Sokratov (2013)** SOKRATOV, S. Stabile Luftschallbewertung im Innenraum von Fahrzeugen bei hohen Frequenzen. Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2010.

11 Anhang

11.1 Mikrofone

1/2-inch Prepolarized, Pressure Microphone Type 40AD

Product Data and Specifications

Typical applications

- Precision acoustic measurements
- Coupler measurements
- Flush (boundary) measurements
- Use with G.R.A.S. CCP¹ preamplifiers

The G.R.A.S. Microphone Type 40AD is a 1/2-inch precision condenser microphone for general purpose acoustic measurements, e.g. in couplers, boundaries and in enclosures; it can also be used as a random-incidence microphone. It is a prepolarized pressure microphone with a large dynamic range and a wide frequency response.

As a pressure microphone, the Type 40AD measures the sound pressure at the location of its diaphragm. It has a flat pressure-frequency response over its entire working frequency range (see Fig. 2).

In an open sound field, a pressure microphone will also include the disturbing effects of its presence in the sound field. These are minimal at low frequencies (large wavelengths compared with microphone size).

At higher frequencies the effects of reflections and diffractions must be accounted for. Generally, they lead to an increase in the measured sound pressure and corrections have to be made. Fig. 3 shows what these corrections are in a free field for various angles of incidence.

Specifications

Frequency response:
 3.15 Hz - 10 kHz:±2.0 dB
 12.5 Hz - 7.5 kHz: ±1.0 dB

Nominal sensitivity:
 at 250 Hz: 50 mV/Pa

Polarization voltage:
 0V



Fig. 1 1/2-inch Prepolarized Pressure Microphone Type 40AD

G.R.A.S. CCP¹ preamplifiers are also available for use with the Type 40AD, these are:

- 1/2-inch Preamplifier Type 26CA
- 1/4-inch Preamplifier Type 26CB with adaptor RA0003
- (see separate data sheets)

All G.R.A.S. microphones comply with the specifications of IEC 1094: *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.

¹ Constant Current Power

Upper limit of dynamic range:
 3% distortion:146 dB re. 20 µ Pa

Lower limit of dynamic range:
 Thermal noise: 16 dB re. 20 µ Pa

Capacitance:
 Polarized:20 pF

Temperature range:
 -40 °C to +120 °C
 ...continued overleaf

½-inch Prepolarized, Pressure Microphone Type 40AD

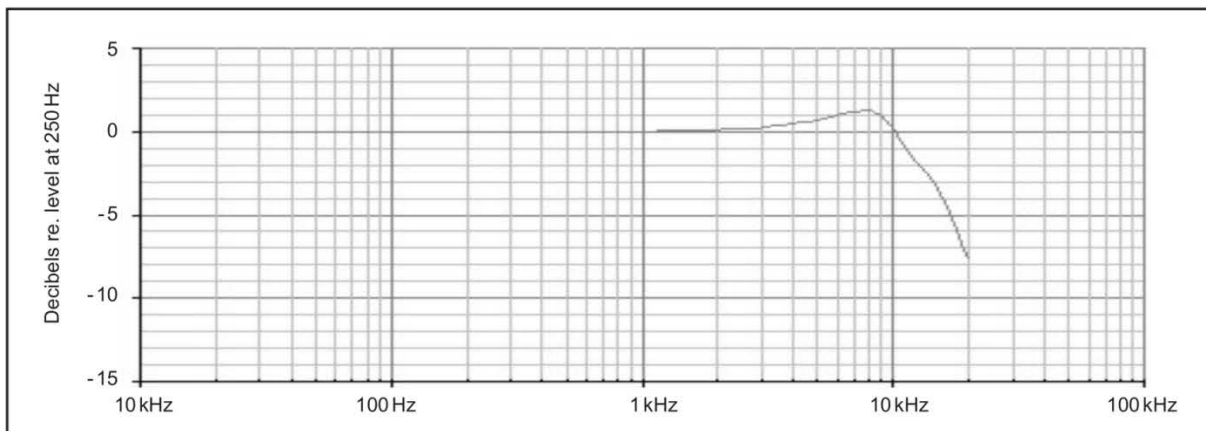


Fig. 2 Typical frequency response for Type 40AD

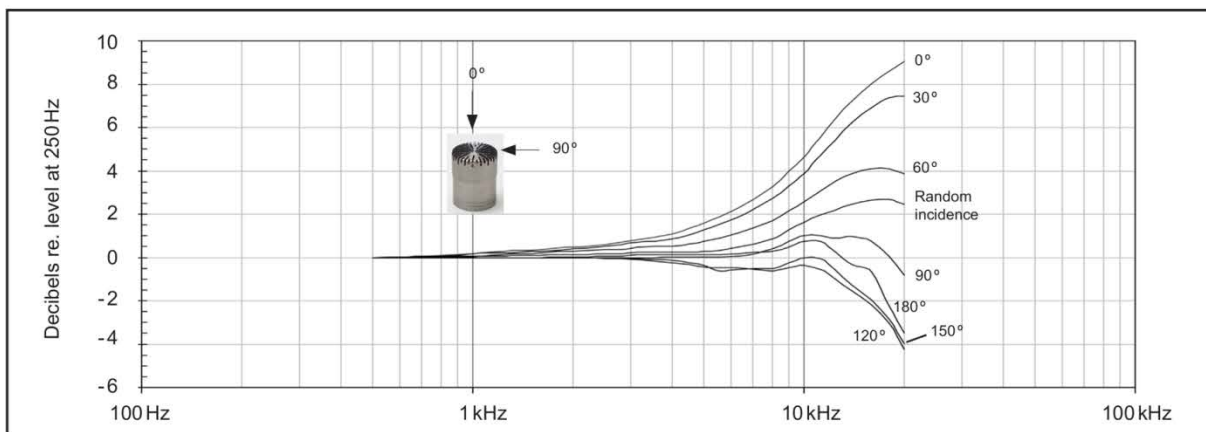


Fig. 3 Free-field corrections for various angles of incidence

Specifications (continued)

| | |
|---|---|
| Temperature coefficient (250 Hz): -10°C to +50°C: -0.01 dB/°C | Dimensions (with protection grid): Length: 16.2 mm Diameter: 13.2 mm |
| Static-pressure coefficient: 250 Hz/25°C: -0.01 dB/k Pa | (without protection grid): Length: 15.3 mm Diameter: 12.7 mm |
| Humidity range: 0 - 100% (non-condensing) | Diameter (diaphragm ring): 12.1 mm |
| Influence of humidity (250 Hz): <0.1 dB (0 - 100% RH) | Threads: Protection Grid: 12.7 mm - 60 UNS Preamplifier Mounting: 11.7 mm - 60 UNS |
| Influence of axial vibration, 1 m/s²: 62 dB re. 20 µ Pa | Weight: 9 gm |
| Venting: Rear vented | |
| IEC 1094-4 type designation: W2SP | |

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

1/2-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. CCP¹ preamplifiers

The G.R.A.S. Microphone Type 40AE is a 1/2-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

| | |
|---|---|
| <p>Frequency response: 3.15 Hz - 20 kHz ±2.0 dB 5 Hz - 10 kHz ±1.0 dB</p> <p>Nominal sensitivity: 50 mV/Pa</p> <p>Polarization voltage: 0V</p> <p>Upper limit (3% distortion): 146 dB re. 20 µPa</p> | <p>Microphone thermal noise: 15 dBA re. 20 µPa</p> <p>Capacitance: 14.1 pF</p> <p>Effective front volume: Nominal at 250 Hz: 50 mm³</p> <p>Temperature range: -40 °C to +150 °C ...continued overleaf</p> |
|---|---|

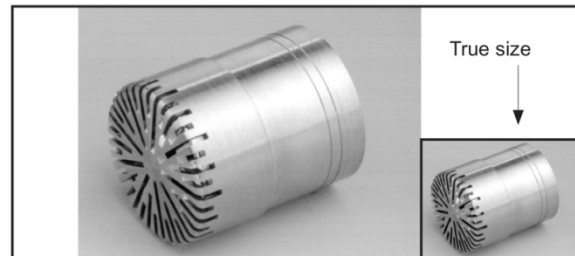


Fig. 1 1/2-inch Prepolarized Free-field Microphone Type 40AE

G.R.A.S. CCP¹ preamplifiers are also available for use with the Type 40AE, these are:

- 1/2-inch Preamplifier Type 26CA
- 1/4-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.

¹ Constant Current Power

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

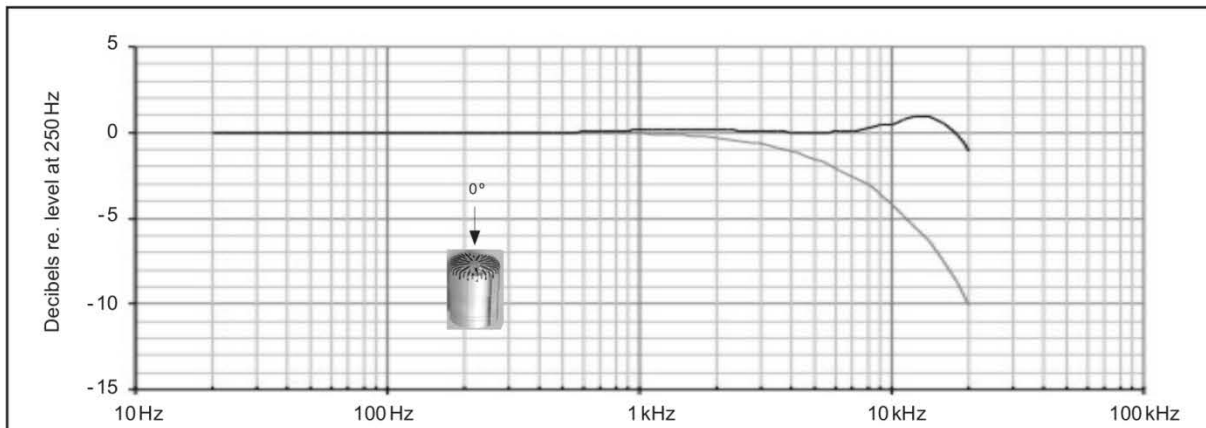


Fig. 2 Typical frequency response of Type 40AE. Upper curve shows free-field response for 0°, lower curve shows pressure response

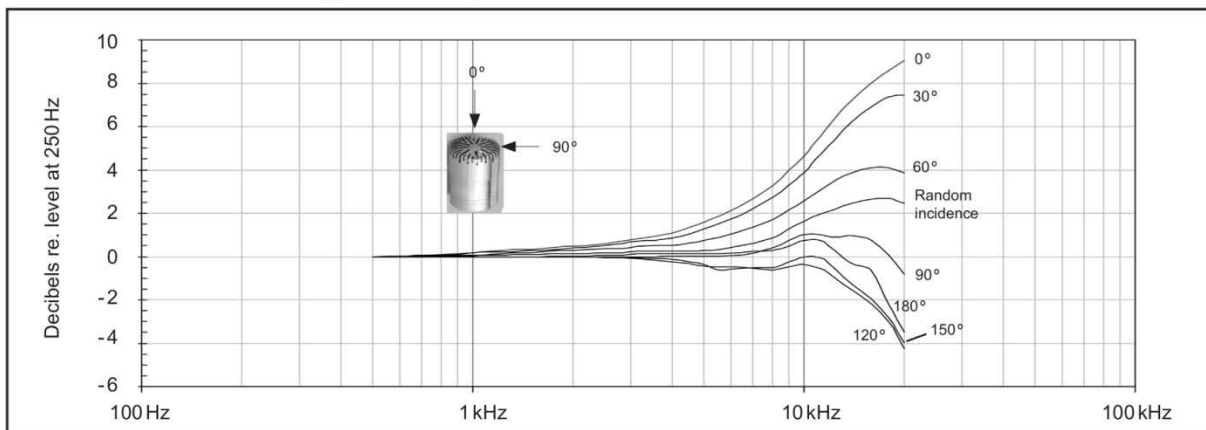


Fig. 3 Free-field corrections for various angles of incidence

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/s²: | 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

1/2-inch Prepolarized, Random-incidence Mic. Type 40AQ

Product Data and Specifications

Typical applications

- Precision acoustic measurements
- Diffuse-field measurements
- Inside-vehicle measurements
- Use with G.R.A.S. CCP¹ preamplifiers

The G.R.A.S. Microphone Type 40AQ is a 1/2-inch precision condenser microphone for general purpose acoustic measurements, e.g. in diffuse fields and inside vehicles. It is a prepolarized, random-incidence microphone with a large dynamic range and a wide frequency response.

As a random-incidence microphone, the Type 40AQ measures the sound pressure which existed before it was placed in a diffuse sound field. It will, however, also include the disturbing effects of its presence in a sound field. These are minimal at low frequencies (large wavelengths compared with microphone size).

At higher frequencies the effects of reflections and diffractions must be accounted for. Generally, they lead to an increase in the measured sound pressure and corrections have to be made. Fig. 3 shows what these corrections are in a free field for various angles of incidence and, based on these, random incidence. The random-incidence correction curve in Fig. 3 is defined as described in ANSI standard S1.10.

Specifications

| | |
|---|---|
| Frequency response: 3.15 Hz - 12.5 kHz:±2.0 dB 12.5 Hz - 8 kHz: ±1.0 dB 3.15 Hz - 16 kHz: ±3.0 dB | Polarization voltage: 0 V |
| Resonant frequency: 90° phase shift: 14 kHz | Dynamic range: Upper limit (3% distortion): 148 dB re. 20 µ Pa Microphone thermal noise: 16 dB re. 20 µ Pa |
| Nominal sensitivity: at 250 Hz: 50 mV/Pa | Capacitance: Polarized: 13.3 pF |
| | Effective front volume: Nominal at 250 Hz: 50 mm ³ |

...continued overleaf



Fig. 1 1/2-inch Prepolarized, Random-incidence Microphone Type 40AQ

Fig. 2 shows a frequency response typical of a Type 40AQ when placed in a diffuse sound field.

G.R.A.S. CCP¹ preamplifiers are also available for use with the Type 40AQ, these are:

- 1/2-inch Preamplifier Type 26CA
- 1/4-inch Preamplifier Type 26CB with the included adaptor GR0010
(see separate data sheets)

All G.R.A.S. microphones comply with the specifications of IEC 1094: *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.

¹ Constant Current Power

½-inch Prepolarized, Random-incidence Microphone Type 40AQ

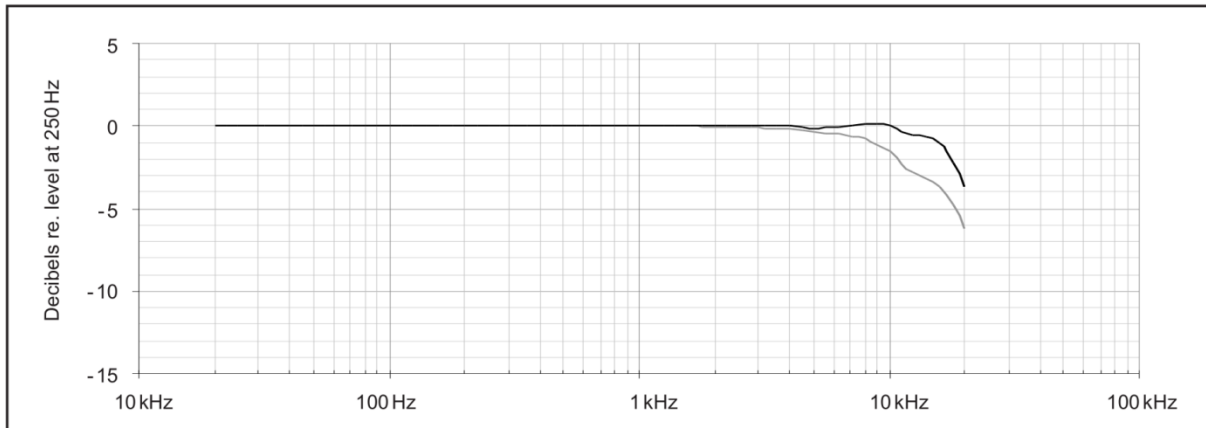


Fig. 2 Typical frequency response for Type 40AQ. Upper curve shows response in a diffuse sound field (random incidence), lower curve shows pressure response

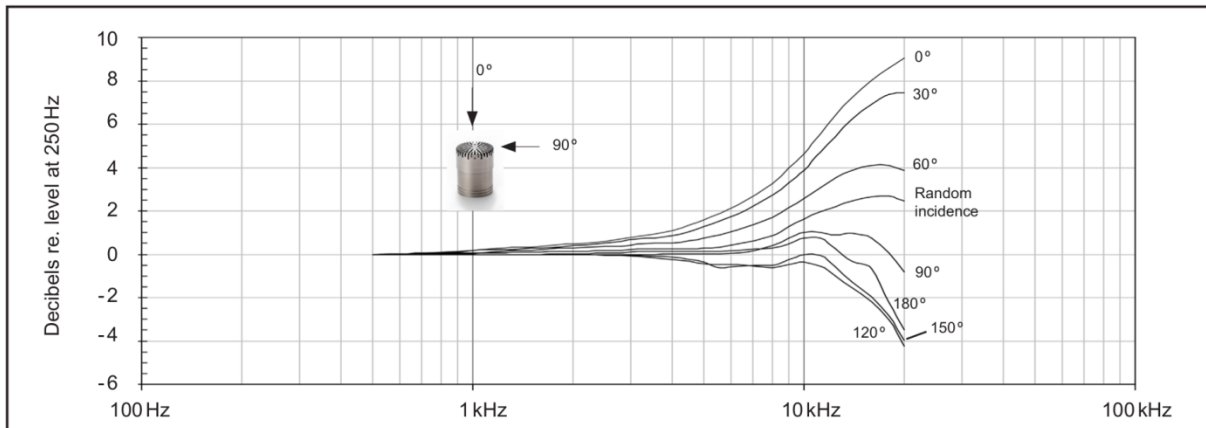


Fig. 3 Free-field corrections for various angles of incidence and the calculated random incidence

Specifications (continued)

| | | | |
|---|-------------------------------------|---|------------------|
| Temperature range: | -40 °C to +150 °C | IEC 1094-4 type designation: | WS2P/D |
| Temperature coefficient (250 Hz): | -10 °C to +50 °C: -0.01 dB/°C | Dimensions (with protection grid): | |
| Static-pressure coefficient: | 250 Hz/25 °C: -0.011 dB/k Pa | Length: | 16.2 mm |
| Humidity (non-condensing): | | Diameter: | 13.2 mm |
| Range: | 0 - 100 % RH | (without protection grid): | |
| Influence (250 Hz): | <0.1 dB (0 - 100 % RH) | Length: | 15.3 mm |
| Influence of axial vibration, 1 m/s²: | 62 dB re. 20 µ Pa | Diameter: | 12.7 mm |
| Venting: | Rear vented | Diameter (diaphragm ring): | 12.1 mm |
| | | Threads: | |
| | | Protection Grid: | 12.7 mm - 60 UNS |
| | | Preamplifier Mounting: | 11.7 mm - 60 UNS |

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

1/2-inch Preamplifier Type 26CA

Product Data and Specifications

Typical applications

- CCP inputs (ICP®)
- Prepolarized microphones
- 1/2-inch precision microphones
- High levels and high frequencies

The G.R.A.S. 1/2-inch Preamplifier Type 26CA is a general purpose preamplifier optimized for use with prepolarized condenser microphones. It is a small, robust unit and uses a G.R.A.S. CCP power supply (ICP®), e.g. Type 12AL. It has a very low inherent noise level, a large dynamic range and a frequency response from below 2 Hz to above 200 kHz.

Its small ceramic thick-film substrate has a very high input impedance, and is shielded by a guard ring to minimise the influence of stray capacitance and microphonic interference.

The Type 26CA is delivered with a built-in TEDS* chip, and can be programmed as a single unit with a microphone fitted.

Specifications

| | |
|--|--|
| Frequency response (cable load 4.7 nF): 2.5 Hz - 200 kHz ±0.2 dB | Maximum signal-output voltage (peak): ±8.0 V |
| Input impedance: 20 GΩ, 0.4 pF | Temperature: Operation: -30°C to +70°C Storage: -40°C to +85°C |
| Output impedance (Cs = 20 pF, f=1000Hz): (typically <25 Ω) | Relative humidity: Operation: 0 to 95 % Storage: 0 to 95 % |
| Noise (measured with 20 pF 1/2-inch dummy mic.): A-weighted: ≤2.5 μV rms (typically 1.8 μV rms) Linear (20 Hz - 20 kHz): ≤6 μV rms (typically 3.5 μV rms) | Connector type: BNC |
| Gain*: Typically: -0.30 dB | Dimensions and weight: Diameter: 12.7 mm (1/2-inch) Length: 73 mm (2.9 inches) Weight: 26 g (0.9 oz) |
| Power-supply: 2 mA to 20 mA (typically 4 mA) | |

* Measured with 20 pF 1/2" dummy microphone

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



1/2-inch Preamplifier Type 26CA

It can be used with all G.R.A.S. prepolarized microphones, namely:

1/2-inch microphones:

Types 40AE, 40AD and 40AQ

1/4-inch microphones:

Types 40BE and 40BD, using the optional 1/2-inch to 1/4-inch adaptor RA0019

It has an integrated BNC output connector.

The casing is made of stainless steel for maximum strength and durability.

® ICP is a registered trademark of PCB Piezotronics Inc.


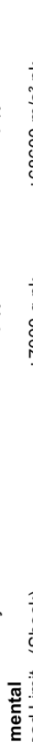
* Transducer Electronic Data Sheet - as proposed by IEEE-P1451.4

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

11.2 Körperschallsensoren

| Model Number 352C43 | | ACCELEROMETER, ICP® | | Revision D ECN #: 27372 |
|---|---|---|---|--|
| <p>Performance Sensitivity (±10 %) Measurement Range Frequency Range (±5 %) Frequency Range (±10 %) Frequency Range (±3 dB) Resonant Frequency Broadband Resolution (1 to 10000 Hz) Non-Linearity Transverse Sensitivity</p> <p>Environmental Overload Limit Temperature Range Temperature Response</p> <p>Electrical Excitation Voltage Constant Current Excitation Output Impedance Output Bias Voltage Discharge Time Constant Settling Time (within 10% of bias) Spectral Noise (1 Hz) Spectral Noise (10 Hz) Spectral Noise (100 Hz) Spectral Noise (1 kHz) Electrical Isolation</p> <p>Physical Sensing Element Sensing Geometry Housing Material Sealing Size (Hex x Height) Weight Electrical Connector Electrical Connection Position Mounting</p> | <p>ENGLISH 10 mV/g ±500 g pk 1 to 8000 Hz 0.5 to 10000 Hz 0.3 to 13000 Hz ≥30 kHz 0.0008 g rms ≤1 % ≤5 % ±5000 g pk -65 to +250 °F See Graph 22 to 30 VDC 2 to 20 mA ≤200 ohm 8 to 15 VDC 0.5 to 2.0 sec <10 sec 200 µg/√Hz 60 µg/√Hz 15 µg/√Hz 8 µg/√Hz >10³ ohm Ceramic Shear Titanium Welded Hermetic 0.438 in x 0.42 in 0.10 oz 10-32 Coaxial Jack Top Adhesive</p> | <p>SI 1.02 mV/(m/s²) ±4905 m/s² pk 1 to 8000 0.5 to 10000 0.3 to 13000 ≥30 kHz 0.0008 m/s² rms ≤1 % ≤5 % ±49050 m/s² pk -54 to +121 °C See Graph 22 to 30 VDC 2 to 20 mA ≤200 ohm 8 to 15 VDC 0.5 to 2.0 sec <10 sec 1962 (µm/s²)^{1/2}/Hz 589 (µm/s²)^{1/2}/Hz 147 (µm/s²)^{1/2}/Hz 79 (µm/s²)^{1/2}/Hz >10³ ohm Ceramic Shear Titanium Welded Hermetic 11.1 mm x 10.7 mm 3.0 gm 10-32 Coaxial Jack Top Adhesive</p> | <p>Optional Versions (Optional versions have identical specifications and accessories as listed for standard model except where noted below. More than one option may be used.)</p> <p>Notes [1] Typical. [2] Zero-based, least-squares, straight line method. [3] Transverse sensitivity is typically <= 3%. [4] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.</p> <p>Supplied Accessories 080A109 Petro Wax (1) 080A90 Quick Bonding Gel (1) ACS-1 NIST traceable frequency response (10 Hz to upper 5% point). (1)</p> | <p>Entered: BLS Date: 09/24/2007</p> <p>Engineer: BAM Date: 09/21/2007</p> <p>Sales: R/JL Date: 09/21/2007</p> <p>Approved: EJV Date: 09/21/2007</p> <p>Spec Number: 17202</p> <p>PCB PIEZOTRONICS™ VIBRATION DIVISION</p> <p>3425 Walden Avenue Depew, NY 14043 UNITED STATES Phone: 888-684-0013 Fax: 716-685-3886 E-mail: vibration@pcb.com Web site: www.pcb.com</p> |
| <p>CE [4]</p> | <p>Typical Sensitivity Deviation vs Temperature</p> | <p>All specifications are at room temperature unless otherwise specified. In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice. ICP® is a registered trademark of PCB group, Inc.</p> | | |

| Model Number 356A02 | ACCELEROMETER, ICP®, TRIAXIAL | | Revision N ECN # 25273 |
|---|--|--|--|
| <p>Performance Sensitivity (±10 %) Measurement Range Frequency Range (±5 %) Frequency Range (±10 %) Resonant Frequency Broadband Resolution (1 to 10000 Hz) Non-Linearity (400 g, 3920 m/s²) Non-Linearity (500 g, 4900 m/s²) Transverse Sensitivity</p> | <p>ENGLISH 10 mV/g ±500 g pk 1 to 5000 Hz 0.5 to 6000 Hz ≥25 kHz 0.0005 g rms ≤1 % ≤2 % ≤5 %</p> | <p>SI 1.02 mV/(m/s²) ±4900 m/s² pk 1 to 5000 Hz 0.5 to 6000 Hz ≥25 kHz 0.0005 m/s² rms ≤1 % ≤2 % ≤5 %</p> | <p>Optional Versions (Optional versions have identical specifications and accessories as listed for standard model except where noted below. More than one option maybe used.) HT - High temperature, extends normal operation temperatures [3] Broadband Resolution (1 to 10000 0.0008 g rms 0.0008 μm/s² rms [3]) Temperature Range (Operating) -65 to +325 °F Excitation Voltage 22 to 30 VDC Output Bias Voltage 7 to 15 VDC Discharge Time Constant 0.5 to 1.5 sec [2] Spectral Noise (1 Hz) 2450 (μm/s²)/√Hz Spectral Noise (10 Hz) 490 (μm/s²)/√Hz Spectral Noise (100 Hz) 245 (μm/s²)/√Hz Spectral Noise (1 kHz) 6 μg/√Hz Spectral Noise (1 kHz) 58.8 (μm/s²)/√Hz T - TEDS Capable of Digital Memory and Communication Compliant with IEEE P1451.4 TLA - TEDS LMS International - Free Format TLB - TEDS LMS International - Automotive Format TLC - TEDS LMS International - Aeronautical Format TLD - TEDS Capable of Digital Memory and Communication Compliant with IEEE 1451.4 Temperature Range -65 to +250 °F Output Bias Voltage 8.5 to 13.0 VDC</p> |
| <p>Environmental Overload Limit (Shock) Temperature Range (Operating) Temperature Response Base Strain Sensitivity</p> | <p>±7000 g pk -65 to +250 °F See Graph 0.001 g/μe</p> | <p>±68600 m/s² pk -54 to +121 °C See Graph 0.01 (m/s²)/μe</p> | <p>[1] [4] [4] [3] [1][3] [1]</p> |
| <p>Electrical Excitation Voltage Constant Current Excitation Output Impedance Output Bias Voltage Discharge Time Constant Settling Time (within 10% of bias) Spectral Noise (1 Hz) Spectral Noise (10 Hz) Spectral Noise (100 Hz) Spectral Noise (1 kHz)</p> | <p>20 to 30 VDC 2 to 20 mA ≤200 ohm 8 to 12 VDC 0.5 to 2.0 sec ≤5 sec 150 μg/√Hz 25 μg/√Hz 10 μg/√Hz 5 μg/√Hz</p> | <p>20 to 30 VDC 2 to 20 mA ≤200 ohm 8 to 12 VDC 0.5 to 2.0 sec ≤5 sec 1472 (μm/s²)/√Hz 245 (μm/s²)/√Hz 98 (μm/s²)/√Hz 49 (μm/s²)/√Hz</p> | <p>[1] [1] [1] [1] [1]</p> |
| <p>Physical Sensing Element Sensing Geometry Housing Material Sealing Size (Height x Length x Width) Weight Electrical Connector Electrical Connection Position Mounting Thread Mounting Torque</p> | <p>Ceramic Shear Titanium Hermetic 0.55 in x 0.80 in x 0.55 in 0.37 oz 1/4-28 4-Pin Side 10-32 Female 10 to 20 in-lb</p> | <p>Ceramic Shear Titanium Hermetic 14.0 mm x 20.3 mm x 14.0 mm 10.5 gm 1/4-28 4-Pin Side 10-32 Female 113 to 225 N-cm</p> | <p>[1]</p> |
| <p>Notes [1] Typical. [2] TEDS option adds 1.0 VDC to bias voltage. [3] 250° F to 325° F data valid with HT option only. [4] Zero-based, least-squares, straight line method. [5] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.</p> | <p>Supplied Accessories 080A109 Petro Wax (1) 080A12 Adhesive Mounting Base (1) 080A90 Quick Bonding Gel (1) 081B05 Mounting Stud (10-32 to 10-32) (1) ACS-1T NIST traceable triaxial amplitude response, 10 Hz to upper 5% frequency. (1) M081B05 Mounting Stud 10-32 to M6 X 0.75 (1)</p> | <p>Supplied Accessories 080A109 Petro Wax (1) 080A12 Adhesive Mounting Base (1) 080A90 Quick Bonding Gel (1) 081B05 Mounting Stud (10-32 to 10-32) (1) ACS-1T NIST traceable triaxial amplitude response, 10 Hz to upper 5% frequency. (1) M081B05 Mounting Stud 10-32 to M6 X 0.75 (1)</p> | <p>[1] Typical. [2] TEDS option adds 1.0 VDC to bias voltage. [3] 250° F to 325° F data valid with HT option only. [4] Zero-based, least-squares, straight line method. [5] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.</p> |
| <p>Entered: BLS Date: 11/03/2006</p> | <p>Engineer: BAM Date: 11/03/2006</p> | <p>Sales: WDC Date: 11/03/2006</p> | <p>Approved: JJB Date: 11/03/2006 Spec Number: 10927</p> |
| <p>PCB PIEZOTRONICS™ VIBRATION DIVISION</p> | | <p>3425 Walden Avenue Depew, NY 14043 UNITED STATES Phone: 888-684-0013 Fax: 716-685-3886 E-mail: vibration@pcb.com Web site: www.pcb.com</p> | |
|  | <p>Typical Sensitivity Deviation vs. Temperature</p>  | | |

11.3 Impedanzsensor

| Model Number 288D01 | | MECHANICAL IMPEDANCE SENSOR | | Revision H ECN #: 29479 | | | | | | | | | | | | |
|---|----------------------------|--|--------------------------|---|--------------|---------------|------------|---------------|------------------|------------------|------------------|------------------|--|--|--|--------------------------|
| Performance | | ENGLISH | SI | Optional Versions (Optional versions have identical specifications and accessories as listed for standard model except where noted below. More than one option may be used.) T - TEDS Capable of Digital Memory and Communication Compliant with IEEE P1451.4 TLA - TEDS LMS International - Free Format TLB - TEDS LMS International - Automotive Format TLC - TEDS LMS International - Aeronautical Format Output Bias Voltage 8 to 15 VDC TLD - TEDS Capable of Digital Memory and Communication Compliant with IEEE 1451.4 | | | | | | | | | | | | |
| Sensitivity ($\pm 10\%$) (Acceleration) | 100 mV/g | 10.2 mV/(m/s ²) | | | | | | | | | | | | | | |
| Sensitivity ($\pm 10\%$) (Force) | 100 mV/lb | 22.4 mV/N | | | | | | | | | | | | | | |
| Measurement Range (Acceleration) | ± 50 g pk | ± 490.5 m/s ² pk | | | | | | | | | | | | | | |
| Measurement Range (Force) | ± 50 lbf pk | ± 222.4 N pk | | | | | | | | | | | | | | |
| Frequency Range ($\pm 5\%$) (Acceleration) | 1 to 5000 Hz | 1 to 5000 Hz | [1] | | | | | | | | | | | | | |
| Frequency Range ($\pm 10\%$) (Acceleration) | 0.7 to 7000 Hz | 0.7 to 7000 Hz | | | | | | | | | | | | | | |
| Rise Time (Force) | <10 μ sec | <10 μ sec | | | | | | | | | | | | | | |
| Resonant Frequency (Mounted) | ≥ 20 kHz | ≥ 20 kHz | | | | | | | | | | | | | | |
| Resonant Frequency (Unmounted; no load) | >40 kHz | >40 kHz | | | | | | | | | | | | | | |
| Phase Response ($\pm 5^\circ$) | 4 to 5000 Hz | 4 to 5000 Hz | [1] | | | | | | | | | | | | | |
| Broadband Resolution (1 to 10000 Hz) | 0.002 g rms | 0.02 m/s ² rms | [1] | | | | | | | | | | | | | |
| Broadband Resolution | 0.002 lb | 0.0089 N | [2] | | | | | | | | | | | | | |
| Non-Linearity | $\pm 1\%$ | $\pm 1\%$ | | | | | | | | | | | | | | |
| Transverse Sensitivity (to Acceleration) | $\leq 5\%$ | $\leq 5\%$ | | | | | | | | | | | | | | |
| Maximum Force | 500 lb | 2224 N | | | | | | | | | | | | | | |
| Environmental | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Temperature Range (Operating) | 0 to $+200^\circ$ F | -18 to $+95^\circ$ C | [1] | | | | | | | | | | | | | |
| Temperature Response (on Acceleration) | $\leq 0.05\%$ / $^\circ$ F | $\leq 0.09\%$ / $^\circ$ C | [1] | | | | | | | | | | | | | |
| Temperature Response (on Force) | $\leq 0.03\%$ / $^\circ$ F | $\leq 0.05\%$ / $^\circ$ C | [1] | | | | | | | | | | | | | |
| Base Strain Sensitivity | ≤ 0.0007 g/ μ ε | ≤ 0.007 (m/s ²)/ μ ε | [1] | | | | | | | | | | | | | |
| Maximum Shock | 3000 g pk | 29430 m/s ² pk | | | | | | | | | | | | | | |
| Electrical | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Excitation Voltage | 22 to 30 VDC | 22 to 30 VDC | | | | | | | | | | | | | | |
| Constant Current Excitation | 2 to 20 mA | 2 to 20 mA | | | | | | | | | | | | | | |
| Discharge Time Constant (Acceleration) | 0.4 to 1.5 sec | 0.4 to 1.5 sec | | | | | | | | | | | | | | |
| Discharge Time Constant (Force) | ≥ 60 sec | ≥ 60 sec | | | | | | | | | | | | | | |
| Output Bias Voltage | 8 to 14 VDC | 8 to 14 VDC | | | | | | | | | | | | | | |
| Output Impedance | <250 Ohm | <250 Ohm | | | | | | | | | | | | | | |
| Output Polarity (Acceleration) | Positive | Positive | | | | | | | | | | | | | | |
| Output Polarity (Force) | Positive | Positive | | | | | | | | | | | | | | |
| Spectral Noise (1 Hz) | 200 μ g/ \sqrt Hz | 1962 (μ m/sec ²)/ \sqrt Hz | [1] | | | | | | | | | | | | | |
| Spectral Noise (10 Hz) | 50 μ g/ \sqrt Hz | 490.5 (μ m/sec ²)/ \sqrt Hz | [1] | | | | | | | | | | | | | |
| Spectral Noise (100 Hz) | 10 μ g/ \sqrt Hz | 98.1 (μ m/sec ²)/ \sqrt Hz | [1] | | | | | | | | | | | | | |
| Spectral Noise (1000 Hz) | 3 μ g/ \sqrt Hz | 29.4 (μ m/sec ²)/ \sqrt Hz | [1] | | | | | | | | | | | | | |
| Physical | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Sensing Element (Acceleration) | Ceramic | Ceramic | | | | | | | | | | | | | | |
| Sensing Element (Force) | Quartz | Quartz | | | | | | | | | | | | | | |
| Sensing Geometry (Acceleration) | Shear | Shear | | | | | | | | | | | | | | |
| Sensing Geometry (Force) | Compression | Compression | | | | | | | | | | | | | | |
| Housing Material | Titanium | Titanium | | | | | | | | | | | | | | |
| Sealing | Welded Hermetic | Welded Hermetic | | | | | | | | | | | | | | |
| Size (Hex x Height) | 11/16 in x 0.820 in | 11/16 in x 20.83 mm | | | | | | | | | | | | | | |
| Weight | 0.68 oz | 19.2 gm | [1] | | | | | | | | | | | | | |
| Electrical Connector (Acceleration) | 10-32 Coaxial Jack | 10-32 Coaxial Jack | | | | | | | | | | | | | | |
| Electrical Connector (Force) | 10-32 Coaxial Jack | 10-32 Coaxial Jack | | | | | | | | | | | | | | |
| Mounting Thread (both ends) | 10-32 Female | 10-32 Female | | | | | | | | | | | | | | |
| Mounting Torque | 10 to 20 in-lb | 1.1 to 2.2 Nm | | | | | | | | | | | | | | |
| End Plate Mass (Force) | 0.16 oz | 4.8 gm | [1] | | | | | | | | | | | | | |
| Stiffness | 2.0 lb/ μ m | 0.35 kN/ μ m | [1] | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | <table border="1"> <tr> <td>Entered: BLS</td> <td>Engineer: BAM</td> <td>Sales: WDC</td> <td>Approved: EJV</td> </tr> <tr> <td>Date: 10/03/2008</td> <td>Date: 10/02/2008</td> <td>Date: 10/02/2008</td> <td>Date: 10/03/2008</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Spec Number: 6084</td> </tr> </table> <p>PCB PIEZOTRONICS VIBRATION DIVISION</p> <p>3425 Walden Avenue Depew, NY 14043 UNITED STATES Phone: 800-828-8840 Fax: 716-684-0987 E-mail: info@pcb.com Web site: www.pcb.com</p> | Entered: BLS | Engineer: BAM | Sales: WDC | Approved: EJV | Date: 10/03/2008 | Date: 10/02/2008 | Date: 10/02/2008 | Date: 10/03/2008 | | | | Spec Number: 6084 |
| Entered: BLS | Engineer: BAM | Sales: WDC | Approved: EJV | | | | | | | | | | | | | |
| Date: 10/03/2008 | Date: 10/02/2008 | Date: 10/02/2008 | Date: 10/03/2008 | | | | | | | | | | | | | |
| | | | Spec Number: 6084 | | | | | | | | | | | | | |
| Notes | | | | | | | | | | | | | | | | |
| [1] Typical. | | | | | | | | | | | | | | | | |
| [2] Zero-based, least-squares, straight line method. | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Supplied Accessories | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 080A Adhesive Mounting Base (1) | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 081B05 Mounting Stud (10-32 to 10-32) (2) | | | | | | | | | | | | | | | | |
| HCS-3 NIST Traceable Calibration of Series 288 impedance head (1) | | | | | | | | | | | | | | | | |
| M081B05 Mounting Stud 10-32 to M6 X 0.75 (2) | | | | | | | | | | | | | | | | |

11.4 Digitaler Drehmomentaufnehmer



smart torque® by HBM

T12

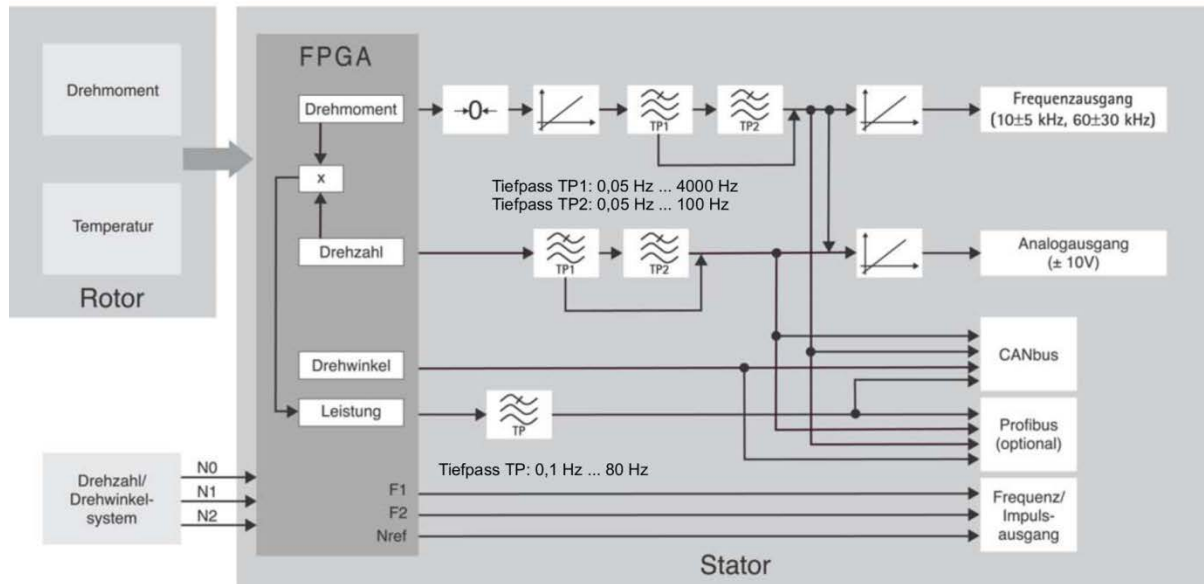
Digitaler Drehmomentaufnehmer

Datenblatt

Charakteristische Merkmale

- Nenndrehmomente 100 N·m, 200 N·m, 500 N·m, 1 kN·m, 2 kN·m, 3 kN·m, 5 kN·m und 10 kN·m
- Nenndrehzahlen von 10 000 min⁻¹ bis 18 000 min⁻¹
- Großer Messfrequenzbereich bis 6 kHz (-3 dB)
- Schnelle digitale Messsignalübertragung 4800 Messwerte/s
- Hohe Auflösung 19 Bit (integrierendes Verfahren)
- Überwachungsfunktionen
- Umfangreiche Optionen

Blockschaltbild Signalfluss



Technische Daten

| Typ | | T12 | | | | | | |
|--|-------------------|---------------------------------------|--|--------|---|---|--------|--------|
| Genauigkeitsklasse | | 0,03 | | | | | | |
| Drehmoment-Messsystem | | | | | | | | |
| Nennmoment M_{nom} | N-m | 100 | 200 | 500 | | | | |
| | kN-m | | | | 1 | 2 | 3 | 5 |
| Nennzahl n_{nenn} Option3, Code L ¹⁾ Option3, Code H ¹⁾ | min ⁻¹ | 15 000 | | 12 000 | | | 10 000 | |
| | min ⁻¹ | 18 000 | | 16 000 | | | 14 000 | 12 000 |
| Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese, bezogen auf den Nennkennwert Feldbusse, Frequenzausgang 10 kHz/60 kHz 0% v. M_{nom} ... 20% v. M_{nom} >20% v. M_{nom} ... 60% v. M_{nom} >60% v. M_{nom} ... 100% v. M_{nom} Spannungsausgang 0% v. M_{nom} ... 20% v. M_{nom} >20% v. M_{nom} ... 60% v. M_{nom} >60% v. M_{nom} ... 100% v. M_{nom} | | % | < ± 0,006 (optional < ± 0,004) | | | | | |
| | % | < ± 0,013 (optional < ± 0,007) | | | | | | |
| | % | < ± 0,02 (optional < ± 0,01) | | | | | | |
| | % | < ± 0,015 | | | | | | |
| | % | < ± 0,035 | | | | | | |
| | % | < ± 0,05 | | | | | | |
| Rel. Standardabweichung der Wiederholbarkeit nach DIN 1319, bezogen auf die Ausgangssignaländerung Feldbusse/Frequenzausgang Spannungsausgang | | % | ± 0,01 | | | | | |
| | % | ± 0,03 | | | | | | |
| Temperatureinfluss pro 10 K im Nenntemperaturbereich auf das Ausgangssignal, bezogen auf den Istwert der Signalspanne Feldbusse/Frequenzausgang Spannungsausgang | | % | ± 0,03 | | | | | |
| | % | ± 0,1 | | | | | | |
| auf das Nullsignal, bezogen auf den Nennkennwert Feldbusse/Frequenzausgang Spannungsausgang | | % | ± 0,02 (± 0,01 optional) | | | | | |
| | % | ± 0,1 | | | | | | |
| Nennkennwert (Spanne zwischen Drehmoment = Null und Nennmoment) Frequenzausgang 10 kHz/60 kHz Spannungsausgang | | kHz | 5/30 | | | | | |
| | V | 10 | | | | | | |
| Kennwerttoleranz (Abweichung der tatsächlichen Ausgangsgröße bei M_{nom} vom Nennkennwert) Frequenzausgang Spannungsausgang | | % | ± 0,05 | | | | | |
| | % | ± 0,1 | | | | | | |
| Ausgangssignal bei Drehmoment = Null Frequenzausgang 10 kHz/60 kHz Spannungsausgang | | kHz | 10/60 | | | | | |
| | V | 0 | | | | | | |
| Nennausgangssignal Frequenzausgang bei positivem Nennmoment 10 kHz/60 kHz bei negativem Nennmoment 10 kHz/60 kHz Spannungsausgang bei positivem Nennmoment bei negativem Nennmoment | | kHz | 15/90 (5 V symmetrisch ²⁾) | | | | | |
| | kHz | 5/30 (5 V symmetrisch ²⁾) | | | | | | |
| | V | +10 | | | | | | |
| | V | -10 | | | | | | |
| Skalierbereich Frequenzausgang/Spannungsausgang | | % | 10 ... 1000 (von M_{nom}) | | | | | |
| Auflösung Frequenzausgang 10 kHz/60 kHz Spannungsausgang | | Hz | 0,03/0,25 | | | | | |
| | mV | 0,33 | | | | | | |
| Restwelligkeit Spannungsausgang | | mV | 3 | | | | | |

1) Siehe Seite 19.

2) Komplementäre Signale RS-422, Abschlusswiderstand beachten.

Technische Daten (Fortsetzung)

| Nennmoment M_{nom} | N-m | 100 | 200 | 500 | | | | | |
|--|-------------------|--|--------|--------|--------|-----|---|----------------------------|----|
| | kN·m | | | | 1 | 2 | 3 | 5 | 10 |
| Maximaler Aussteuerbereich ³⁾ | | | | | | | | | |
| Frequenzgang 10 kHz/60 kHz | kHz | 4 ... 16/24 ... 96 | | | | | | | |
| Spannungsausgang | V | -10,2 ... +10,2 | | | | | | | |
| Lastwiderstand | | | | | | | | | |
| Frequenzgang | kΩ | ≥ 2 | | | | | | | |
| Spannungsausgang | kΩ | ≥ 10 | | | | | | | |
| Langzeitdrift über 48 h | | | | | | | | | |
| Spannungsausgang | mV | ± 3 | | | | | | | |
| Messfrequenzbereich | | | | | | | | | |
| Frequenzgang/Spannungsausgang -1 dB | Hz | 0 ... 4000 | | | | | | | |
| Frequenzgang/Spannungsausgang -3 dB | Hz | 0 ... 6000 | | | | | | | |
| Tiefpassfilter TP1 | Hz | 0,05 ... 4000 (Bessel 4. Ordnung, -1 dB); Werkseinstellung 1000 Hz | | | | | | | |
| Tiefpassfilter TP2 | Hz | 0,05 ... 100 (Bessel 4. Ordnung, -1 dB); Werkseinstellung 1 Hz | | | | | | | |
| Gruppenlaufzeit (Tiefpass TP1: 4 kHz) | | | | | | | | | |
| Frequenzgang 10 kHz/60 kHz | μs | 320/250 | | | | | | | |
| Spannungsausgang | μs | 500 | | | | | | | |
| Energieversorgung | | | | | | | | | |
| Nennversorgungsspannung (DC) (Schutzkleinspannung) | V | 18 ... 30 | | | | | | | |
| Stromaufnahme im Messbetrieb | A | < 1 (typ. 0,5) | | | | | | | |
| Stromaufnahme im Anlaufbetrieb | A | < 4 | | | | | | | |
| Nennaufnahmeleistung | W | < 18 | | | | | | | |
| Maximale Kabellänge | m | 50 | | | | | | | |
| Shuntsignal | | 50 % von M_{nom} oder 10 % von M_{nom} | | | | | | | |
| Toleranz des Shuntsignals, bezogen auf M_{nom} | % | ± 0,05 | | | | | | | |
| Drehzahl-/Drehwinkel-Messsystem | | Optisch, mittels Infrarotlicht und metallischer Schlitzscheibe | | | | | | | |
| Mechanische Inkremente | Anzahl | 360 | | | | | | 720 | |
| Positionstoleranz der Inkremente | mm | ± 0,05 | | | | | | | |
| Toleranz der Schlitzbreite | mm | ± 0,05 | | | | | | | |
| Impulse pro Umdrehung (einstellbar) | Anzahl | 360; 180; 90; 60; 45; 30 | | | | | | 720; 360; 180; 120; 90; 60 | |
| Impulsfrequenz bei Nennzahl n_{nenn} | | | | | | | | | |
| Option 3, Code L ⁴⁾ | kHz | 90 | | 72 | | 120 | | | |
| Option 3, Code H ⁴⁾ | kHz | 108 | | 96 | | 168 | | | |
| Minstdrehzahl für ausreichende Impulsqualität | min ⁻¹ | 2 | | | | | | | |
| Gruppenlaufzeit | μs | < 5 (typ. 2,2) | | | | | | | |
| Hysterese der Drehrichtungsumkehr bei Relativschwingungen zwischen Rotor und Stator | | | | | | | | | |
| Drehschwingungen des Rotors | Grad | < ca. 2 | | | | | | | |
| Radialschwingwege des Stators | mm | < ca. 2 | | | | | | | |
| Zulässiger Verschmutzungsgrad , im optischen Weg der Sensorgabel (Linsen, Schlitzscheibe) | % | < 50 | | | | | | | |
| Verwirbelungseinfluss auf den Nullpunkt , bezogen auf das Nennmoment | | | | | | | | | |
| Option 3, Code L ⁴⁾ | % | < 0,05 | < 0,03 | < 0,03 | < 0,02 | | | < 0,01 | |
| Option 3, Code H ⁴⁾ | % | < 0,08 | < 0,04 | < 0,03 | < 0,02 | | | < 0,01 | |
| Ausgangssignal Frequenz-/Impulsausgang | V | 5 ⁵⁾ symmetrisch; 2 Rechtecksignale um ca. 90° phasenverschoben | | | | | | | |
| Lastwiderstand | kΩ | ≥ 2 | | | | | | | |

³⁾ Ausgangssignalebene, in dem ein wiederholbarer Zusammenhang zwischen Drehmoment und Ausgangssignal besteht.

⁴⁾ Siehe Seite 19.

⁵⁾ Komplementäre Signale RS-422, Abschlusswiderstände beachten.

Technische Daten (Fortsetzung)

| Nennmoment M_{nom} | N-m | 100 | 200 | 500 | | | | | | |
|---|-------------------|--|-----|-----|---|---|---|---|----|--|
| | kN-m | | | | 1 | 2 | 3 | 5 | 10 | |
| Drehzahl | | | | | | | | | | |
| Feldbusse | | | | | | | | | | |
| Auflösung | min ⁻¹ | 0,1 | | | | | | | | |
| Systemgenauigkeit (bei Drehschwingungen von max. 3 % der aktuellen Drehzahl mit 2facher Drehfrequenz) | ppm | 150 | | | | | | | | |
| Max. Drehzahlabweichung bei Nenndrehzahl (100 Hz-Filter) | min ⁻¹ | 1,5 | | | | | | | | |
| Spannungsausgang | | | | | | | | | | |
| Messbereich | V | ± 10 | | | | | | | | |
| Auflösung | mV | 0,33 | | | | | | | | |
| Skalierbereich | % | 10 bis 1000 | | | | | | | | |
| Übersteuerungsgrenzen | V | ± 10,2 | | | | | | | | |
| Lastwiderstand | kΩ | > 10 | | | | | | | | |
| Linearitätsfehler | % | < 0,03 | | | | | | | | |
| Nennaufnahmeleistung | W | < 18 | | | | | | | | |
| Maximale Kabellänge | m | 50 | | | | | | | | |
| Temperatureinfluss pro 10 K im Nenntemperaturbereich | | | | | | | | | | |
| auf das Ausgangssignal, bezogen auf den Istwert der Signalspanne | % | < 0,03 | | | | | | | | |
| auf das Nullsignal | % | < 0,03 | | | | | | | | |
| Restwelligkeit | mV | < 3 | | | | | | | | |
| Drehwinkel | | | | | | | | | | |
| Genauigkeit | Grad | 1 (typ. 0,1) | | | | | | | | |
| Auflösung | Grad | 0,01 | | | | | | | | |
| Korrektur der Laufzeitabweichung zwischen Drehmoment TP1 und Drehwinkel für Filterfrequenzen | Hz | 4000; 2000; 1000; 500; 200; 100 | | | | | | | | |
| Messbereich | Grad | 0 ... 360 (singleturn) bis ± 1440 (multiturn) | | | | | | | | |
| Leistung | | | | | | | | | | |
| Messfrequenzbereich | Hz | 80 (-1 dB) | | | | | | | | |
| Auflösung | W | 1 | | | | | | | | |
| Messbereichsendwert | W | $P_{max} = M_{nom} \cdot n_{nenn} \cdot \frac{\pi}{30}$ $\left[\begin{matrix} M_{nom} \text{ in N-m} \\ n_{nenn} \text{ in min}^{-1} \end{matrix} \right]$ | | | | | | | | |
| Temperatureinfluss pro 10 K im Nenntemperaturbereich auf das Leistungssignal, bezogen auf den Messbereichsendwert | % | ± 0,05 · n/n _{nenn} | | | | | | | | |
| Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese, bezogen auf den Messbereichsendwert | % | ± 0,02 · n/n _{nenn} | | | | | | | | |
| Kennwerttoleranz (Abweichung der tatsächlichen Messsignalspanne des Leistungssignals bezogen auf den Messbereichsendwert) | % | ± 0,05 | | | | | | | | |
| Temperatursignal Rotor | | | | | | | | | | |
| Genauigkeit | K | 1 | | | | | | | | |
| Messfrequenzbereich | Hz | 5 (-1 dB) | | | | | | | | |
| Auflösung | K | 0,1 | | | | | | | | |
| Physikalische Einheit | - | °C | | | | | | | | |
| Messrate | Messwerte/s | 40 | | | | | | | | |

Technische Daten (Fortsetzung)

| Feldbusse | | |
|--|-------------|--|
| CAN-Bus | | |
| Protokoll | - | CAN 2.0B, CAL/CANopen-kompatibel |
| Messrate | Messwerte/s | maximal 4800 (PDO) |
| Hardware Busankopplung | | gemäß ISO 11898 |
| Baudrate | kBit/s | 1000 500 250 125 100 |
| Maximale Leitungslänge | m | 25 100 250 500 600 |
| Anschluss | - | 5-polig, M12x1, A-Kodierung nach CANopen DR-303-1 V1.3, potenzialgetrennt von Versorgung und Messmasse |
| PROFIBUS DP | | |
| Protokoll | - | PROFIBUS DP Slave, nach DIN 19245-3 |
| Baudrate | MBAud | max. 12 |
| PROFIBUS-Ident-Nummer | - | 096C (hex) |
| Eingangsdaten, max. | Byte | 152 |
| Ausgangsdaten, max. | Byte | 40 |
| Diagnosedaten | Byte | 18 (2 · 4 Byte Modul-Diagnose) |
| Anschluss | - | 5-polig, M12x1, B-Kodierung, potenzialgetrennt von Versorgung und Messmasse |
| Aktualisierungsrate ⁶⁾ | | |
| Konfigurationseinträge | ≤ 2 | 4800 |
| | ≤ 4 | 2400 |
| | ≤ 8 | 1200 |
| | ≤ 12 | 600 |
| | ≤ 16 | 300 |
| | > 16 | 150 |
| Grenzwertschalter (nur auf Feldbussen) | | |
| Anzahl | - | 4 für Drehmoment, 4 für Drehzahl |
| Vergleichspegel | - | Drehmoment Tiefpass1 oder Tiefpass2 Drehzahl Tiefpass1 oder Tiefpass2 |
| Hysterese | % | 0 ... 100 |
| Einstellgenauigkeit | Digit | 1 |
| Ansprechzeit (TP1 = 4000 Hz) | ms | typ. 3 |
| TEDS (Transducer Electronic Data Sheet) | | |
| Anzahl | - | 2 |
| TEDS 1 (Drehmoment) | - | Wahlweise Spannungssensor oder Frequenzsensor |
| TEDS 2 (Drehzahl/Drehwinkel) | - | Frequenz-/Impulssensor |

⁶⁾ Bei gleichzeitiger Aktivierung von CAN-PDOs wird die Aktualisierungsrate auf dem PROFIBUS reduziert.

Technische Daten (Fortsetzung)

| Nennmoment M_{nom} | N-m | 100 | 200 | 500 | | | | | | |
|--|------------------|-----------|-----|------|------|------|-------|------|-------|--|
| | kN-m | | | | 1 | 2 | 3 | 5 | 10 | |
| Allgemeine Angaben | | | | | | | | | | |
| EMV | | | | | | | | | | |
| Emission (nach EN61326-1, Tabelle 3) | | | | | | | | | | |
| Funkstörspannung | - | Klasse A | | | | | | | | |
| Funkstörleistung | - | Klasse A | | | | | | | | |
| Funkstörfeldstärke | - | Klasse A | | | | | | | | |
| Störfestigkeit (EN61326-1, Tabelle A.1) | | | | | | | | | | |
| Elektromagnetisches Feld (AM) | V/m | 10 | | | | | | | | |
| Magnetisches Feld | A/m | 30 | | | | | | | | |
| Elektrostat. Entladungen (ESD) | | | | | | | | | | |
| Kontaktentladung | kV | 4 | | | | | | | | |
| Luftentladung | kV | 8 | | | | | | | | |
| Schnelle Transienten (Burst) | kV | 1 | | | | | | | | |
| Stoßspannungen (Surge) | kV | 1 | | | | | | | | |
| Leitungsgebundene Störungen (AM) | V | 3 | | | | | | | | |
| Schutzart nach EN 60529 | | IP 54 | | | | | | | | |
| Referenztemperatur | °C | 23 | | | | | | | | |
| Nenntemperaturbereich | °C | +10...+60 | | | | | | | | |
| Gebrauchstemperaturbereich | °C | -10...+60 | | | | | | | | |
| Lagerungstemperaturbereich | °C | -20...+70 | | | | | | | | |
| Stoßbeständigkeit, Prüfschärfegrad nach DIN IEC 68; Teil 2-27; IEC 68-2-27-1987 | | | | | | | | | | |
| Anzahl | n | 1000 | | | | | | | | |
| Dauer | ms | 3 | | | | | | | | |
| Beschleunigung (Halbsinus) | m/s ² | 650 | | | | | | | | |
| Vibrationsbeständigkeit, Prüfschärfegrad nach DIN IEC 68, Teil 2-6: IEC 68-2-6-1982 | | | | | | | | | | |
| Frequenzbereich | Hz | 5 ... 65 | | | | | | | | |
| Dauer | h | 1,5 | | | | | | | | |
| Beschleunigung (Amplitude) | m/s ² | 50 | | | | | | | 50 | |
| Belastungsgrenzen ⁷⁾ | | | | | | | | | | |
| Grenzdrehmoment, (statisch) ± | % v. M_{nom} | 200 | | | | | 160 | | | |
| Bruchdrehmoment, (statisch) ± | % v. M_{nom} | > 400 | | | | | > 320 | | | |
| Grenzlängskraft (statisch) ± | kN | 5 | 10 | 16 | 19 | 39 | 42 | 80 | 120 | |
| Grenzlängskraft (dynamisch) Amplitude | kN | 2,5 | 5 | 8 | 8,5 | 19,5 | 21 | 40 | 60 | |
| Grenzquerkraft (statisch) ± | kN | 1 | 2 | 4 | 5 | 9 | 10 | 12 | 18 | |
| Grenzquerkraft (dynamisch) Amplitude | kN | 0,5 | 1 | 2 | 2,5 | 4,5 | 5 | 6 | 9 | |
| Grenzbiegemoment (statisch) ± | N-m | 50 | 100 | 200 | 220 | 560 | 600 | 800 | 1200 | |
| Grenzbiegemoment (dynamisch) Amplitude | N-m | 25 | 50 | 100 | 110 | 280 | 300 | 400 | 600 | |
| Schwingbreite nach DIN 50100 (Spitze/Spitze) ⁸⁾ | N-m | 200 | 400 | 1000 | 2000 | 4000 | 4800 | 8000 | 16000 | |

⁷⁾ Jede irreguläre Beanspruchung (Biegemoment, Quer- oder Längskraft, Überschreiten des Nennmomentes) ist bis zu der angegebenen Grenze nur dann zulässig, solange keine der jeweils anderen von ihnen auftreten kann. Andernfalls sind die Grenzwerte zu reduzieren. Wenn je 30 % des Grenzbiegemomentes und der Grenzquerkraft vorkommen, sind nur noch 40 % der Grenzlängskraft zulässig, wobei das Nennmoment nicht überschritten werden darf. Die Auswirkungen der zulässigen Biegemomente, Längs- und Querkräfte auf das Messergebnis sind $\leq \pm 0,3\%$ des Nennmomentes.

⁸⁾ Das Nennmoment darf nicht überschritten werden.

Technische Daten (Fortsetzung)

| Nennmoment M_{nom} | N-m | 100 | 200 | 500 | | | | | | |
|---|-------------------|---|--------|--------|-------|--------|-------|--------------------------------------|--------|------|
| | kN-m | | | | 1 | 2 | 3 | 5 | 10 | |
| Mechanische Werte | | | | | | | | | | |
| Drehsteifigkeit c_T | kN·m/rad | 230 | 270 | 540 | 900 | 2300 | 2600 | 4600 | 7900 | |
| Verdrehwinkel bei M_{nom} | Grad | 0,048 | 0,043 | 0,055 | 0,066 | 0,049 | 0,066 | 0,06 | 0,07 | |
| Steifigkeit in axialer Richtung c_a | kN/mm | 420 | 800 | 740 | 760 | 950 | 1000 | 950 | 1600 | |
| Steifigkeit in radialer Richtung c_r | kN/mm | 130 | 290 | 550 | 810 | 1300 | 1500 | 1650 | 2450 | |
| Steifigkeit bei Biegemoment um eine radiale Achse c_b | kN·m/Grad | 3,8 | 7 | 11,5 | 12 | 21,7 | 22,4 | 43 | 74 | |
| Maximale Auslenkung bei Grenzlängskraft | mm | < 0,02 | | < 0,03 | | < 0,05 | | < 0,1 | | |
| Zusätzlicher max. Rundlauffehler bei Grenzquerkraft | mm | < 0,02 | | | | | | | | |
| Zusätzliche Planparallelitätsabweichung bei Grenzbiegemoment (bei $\varnothing d_B$) | mm | < 0,03 | | < 0,05 | | < 0,07 | | | | |
| Auswucht-Gütestufe nach DIN ISO 1940 | | G 2,5 | | | | | | | | |
| Zul. max. Schwingweg des Rotors (Spitze/Spitze) ⁹⁾ Wellenschwingungen im Bereich der Anschlussflansche in Anlehnung an ISO 7919-3 | μm | Normalbetrieb (Dauerbetrieb) | | | | | | $s_{(p-p)} = \frac{9000}{\sqrt{n}}$ | | |
| | | Start- Stoppbetrieb / Resonanzbereiche (temporär) | | | | | | $s_{(p-p)} = \frac{13200}{\sqrt{n}}$ | | |
| (n in 1/min) | | | | | | | | | | |
| Massenträgheitsmoment des Rotors I_y (um Drehachse) | kg·m ² | 0,0023 | 0,0033 | 0,0059 | | 0,0192 | | 0,037 | 0,097 | |
| | kg·m ² | 0,0025 | 0,0035 | 0,0062 | | 0,0196 | | 0,038 | 0,0995 | |
| Anteiliges Massenträgheitsmoment für Übertragerseite | | | | | | | | | | |
| | % | 58 | | 56 | | 54 | | 53 | | |
| ohne Drehzahlmesssystem | % | 56 | | 54 | | 53 | | 52 | | |
| Zul. max. stat. Exzentrizität des Rotors (radial) zum Statormittelpunkt | | | | | | | | | | |
| | mm | ± 2 | | | | | | | | |
| ohne Drehzahlmesssystem | mm | ± 1 | | | | | | | | |
| mit Drehzahlmesssystem | | | | | | | | | | |
| Max. zulässige Axialverschiebung des Rotors zum Stator | mm | ± 2 | | | | | | | | |
| Gewicht, ca. | Rotor | kg | 1,1 | 1,8 | 2,4 | | 4,9 | | 8,3 | 14,6 |
| | Stator | kg | 2,3 | | | 2,4 | | 2,5 | | 2,6 |

⁹⁾ Beeinflussung der Schwingungsmessungen durch Rundlauffehler, Schlag, Formfehler, Kerben, Riefen, örtlichen Restmagnetismus, Gefügeunterschiede oder Werkstoffanomalien sind zu berücksichtigen und von der eigentlichen Wellenschwingung zu trennen.

11.5 Frequenzgruppen mit Nummer des Bandes in Bark

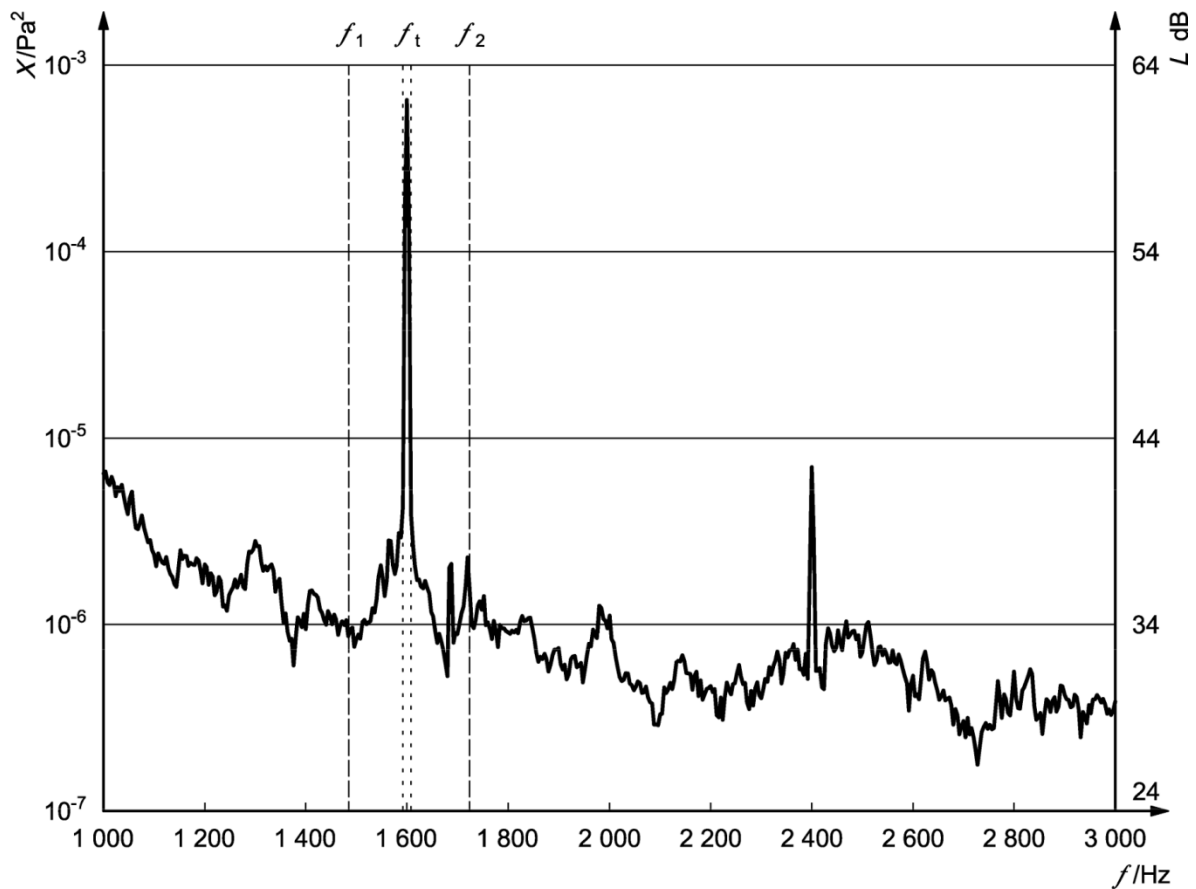
Table 6.1. Critical-band rate z , lower (f_l) and upper (f_u) frequency limit of critical bandwidths, Δf_G , centred at f_c

| z | f_l, f_u | f_c | z | Δf_G | z | f_l, f_u | f_c | z | Δf_G |
|------|------------|-------|------|--------------|------|------------|-------|------|--------------|
| Bark | Hz | Hz | Bark | Hz | Bark | Hz | Hz | Bark | Hz |
| 0 | 0 | | | | 12 | 1720 | | | |
| | | 50 | 0.5 | 100 | | | 1850 | 12.5 | 280 |
| 1 | 100 | | | | 13 | 2000 | | | |
| | | 150 | 1.5 | 100 | | | 2150 | 13.5 | 320 |
| 2 | 200 | | | | 14 | 2320 | | | |
| | | 250 | 2.5 | 100 | | | 2500 | 14.5 | 380 |
| 3 | 300 | | | | 15 | 2700 | | | |
| | | 350 | 3.5 | 100 | | | 2900 | 15.5 | 450 |
| 4 | 400 | | | | 16 | 3150 | | | |
| | | 450 | 4.5 | 110 | | | 3400 | 16.5 | 550 |
| 5 | 510 | | | | 17 | 3700 | | | |
| | | 570 | 5.5 | 120 | | | 4000 | 17.5 | 700 |
| 6 | 630 | | | | 18 | 4400 | | | |
| | | 700 | 6.5 | 140 | | | 4800 | 18.5 | 900 |
| 7 | 770 | | | | 19 | 5300 | | | |
| | | 840 | 7.5 | 150 | | | 5800 | 19.5 | 1100 |
| 8 | 920 | | | | 20 | 6400 | | | |
| | | 1000 | 8.5 | 160 | | | 7000 | 20.5 | 1300 |
| 9 | 1080 | | | | 21 | 7700 | | | |
| | | 1170 | 9.5 | 190 | | | 8500 | 21.5 | 1800 |
| 10 | 1270 | | | | 22 | 9500 | | | |
| | | 1370 | 10.5 | 210 | | | 10500 | 22.5 | 2500 |
| 11 | 1480 | | | | 23 | 12000 | | | |
| | | 1600 | 11.5 | 240 | | | 13500 | 23.5 | 3500 |
| 12 | 1720 | | | | 24 | 15500 | | | |
| | | 1850 | 12.5 | 280 | | | | | |

Bild 144: Frequenzgruppen mit Nummer des Bandes in Bark³⁷¹

³⁷¹ Fastl / Zwicker (2007)

11.6 Beispiel Ton-Rausch-Verhältnis



Legende

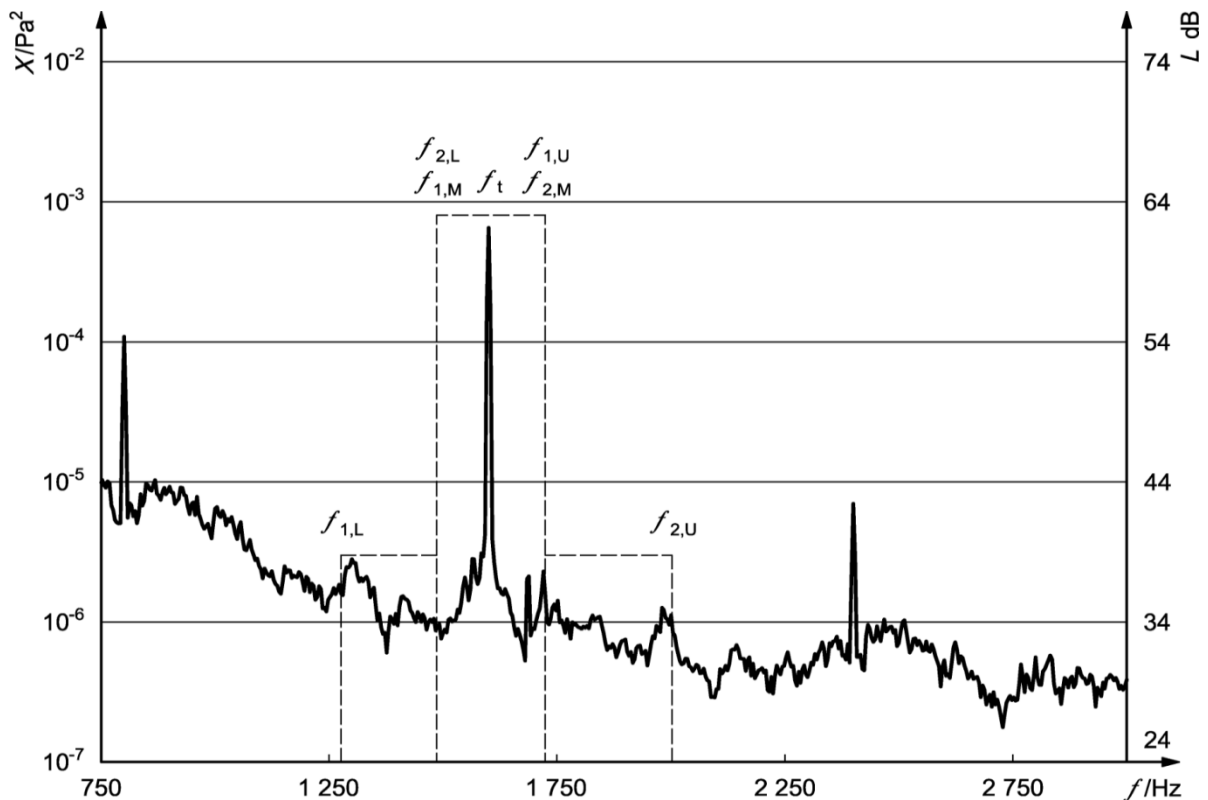
| | | |
|-------------------------|---|------------------------------------|
| X | mittleres Schalldruckquadrat | |
| L | Schalldruckpegel (Bezugswert: 20 μPa) | |
| f | Frequenz (die FFT-Auflösung beträgt 1,0 Hz) | |
| f_1 | untere Grenzfrequenz | 1 485 Hz |
| f_2 | obere Grenzfrequenz | 1 724 Hz |
| f_t | Frequenz des zu untersuchenden Einzeltons | 1 600 Hz |
| L_n | Schalldruckpegel des verdeckenden Geräusches | 51,6 dB |
| L_t | Schalldruckpegel des zu untersuchenden Einzeltons | 62,3 dB |
| L_{tot} | gesamter Schalldruckpegel der Frequenzgruppe | 62,6 dB |
| X_n | mittleres Schalldruckquadrat des verdeckenden Geräusches | $5,76 \times 10^{-5} \text{ Pa}^2$ |
| X_t | mittleres Schalldruckquadrat des zu untersuchenden Einzeltons | $6,77 \times 10^{-4} \text{ Pa}^2$ |
| X_{tot} | Gesamtmittel der Schalldruckquadrate der Frequenzgruppe | $7,31 \times 10^{-4} \text{ Pa}^2$ |
| Δf_c | Bandbreite der Frequenzgruppe | 239,45 Hz |
| Δf_t | Bandbreite des Frequenzbandes | 20 Hz |
| Δf_{tot} | Gesamtbreite des Frequenzbandes | 240 Hz |
| | | Auffälliger Einzelton |
| ΔL_T | Ton-Rausch-Verhältnis | 10,7 dB |

Bild D.2 — Ton-Rausch-Verhältnis für einen einzelnen Ton in einer Frequenzgruppe

Bild 145: Beispiel Ton-Rausch-Verhältnis³⁷²

³⁷² DIN EN ISO 7779 (2011)

11.7 Beispiel Frequenzgruppen-Verhältnis



Legende

- X mittleres Schalldruckquadrat
- L Schalldruckpegel (Bezugswert: 20 μ Pa)
- f Frequenz (die FFT-Auflösung beträgt 1,0 Hz)

- f_t Frequenz des zu untersuchenden Tons
- $f_{1, M}$ untere Grenzfrequenz der mittleren Frequenzgruppe
- $f_{2, M}$ obere Grenzfrequenz der mittleren Frequenzgruppe
- L_M Schalldruckpegel der mittleren Frequenzgruppe
- X_M mittleres Schalldruckquadrat der mittleren Frequenzgruppe

- $f_{1, U}$ untere Grenzfrequenz der oberen Frequenzgruppe
- $f_{2, U}$ obere Grenzfrequenz der oberen Frequenzgruppe
- L_U Schalldruckpegel der oberen Frequenzgruppe
- X_U mittleres Schalldruckquadrat der oberen Frequenzgruppe

- $f_{1, L}$ untere Grenzfrequenz der unteren Frequenzgruppe
- $f_{2, L}$ obere Grenzfrequenz der unteren Frequenzgruppe
- L_L Schalldruckpegel der unteren Frequenzgruppe
- X_L mittleres Schalldruckquadrat der unteren Frequenzgruppe

- ΔL_P Frequenzgruppen-Verhältnis

Mittlere Frequenzgruppe

- 1 600 Hz
- 1 485 Hz
- 1 724 Hz
- 62,6 dB
- $7,31 \times 10^{-4}$ Pa²

Obere Frequenzgruppe

- 1 724 Hz
- 2 002 Hz
- 50,0 dB
- $4,03 \times 10^{-5}$ Pa²

Untere Frequenzgruppe

- 1 276 Hz
- 1 485 Hz
- 51,0 dB
- $5,07 \times 10^{-5}$ Pa²

Auffälliger Einzelton

- 12,1 dB

Bild D.5 — Frequenzgruppen-Verhältnis zur Erkennung eines auffälligen Einzeltons

Bild 146: Beispiel Frequenzgruppen-Verhältnis³⁷³

³⁷³ DIN EN ISO 7779 (2011)

11.8 Messungen Gesamtfahrzeug

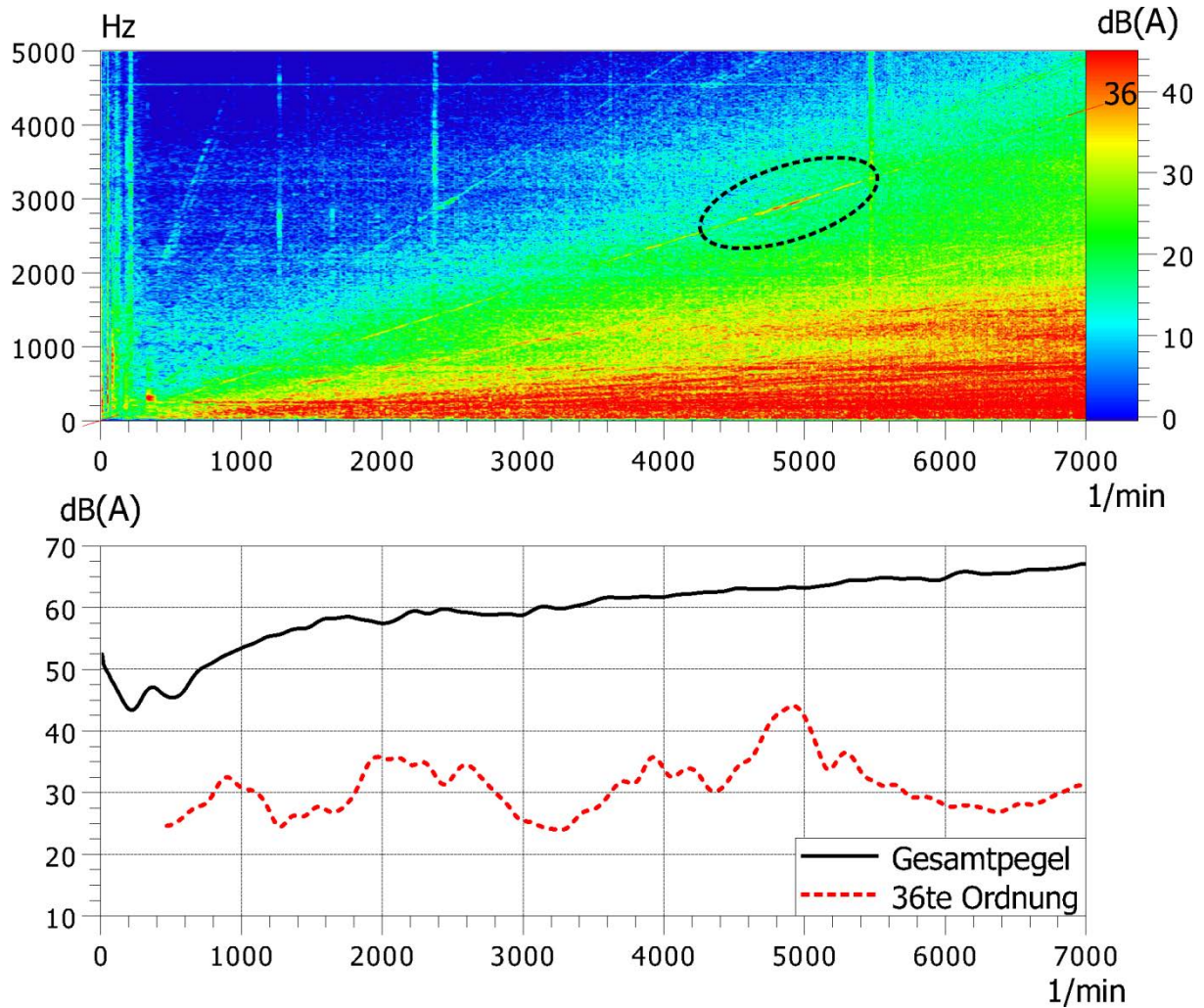


Bild 147: Energetisches Mittel der Kunstkopfmikrofone im Fahrzeuginnenraum als Spektrogramm (oben), Gesamtpegel und Ordnungspegel (unten) für eine Drehzahlhochlauf auf einem Akustikrollenprüfstand (Messung TL006)³⁷⁴

³⁷⁴ Messungen durchgeführt im Auftrag der Daimler AG. Der Messaufbau entspricht bis auf den Abgriff der Resolversignale dem in 5.2.2. Weitere Änderungen werden wenn relevant im Text erwähnt. Auswertung der Messungen durch den Autor.

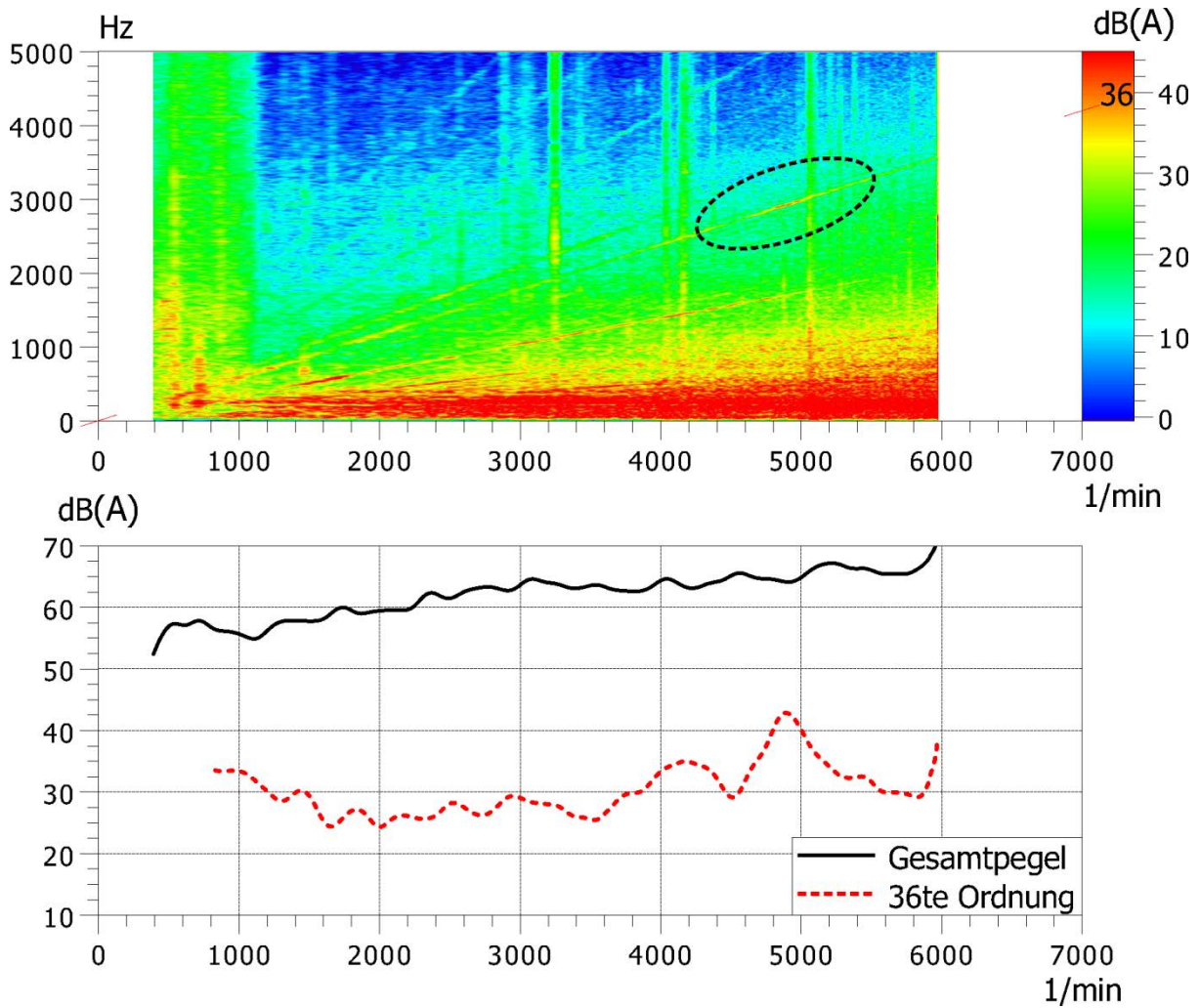


Bild 148: Energetisches Mittel der Kunstkopfmikrofone im Fahrzeuginnenraum als Spektrogramm (oben), Gesamtpegel und Ordnungspegel (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf der Straße (Messung D12)³⁷⁵

³⁷⁵ Albers et al. (2014e)

11.9 Oberflächenschnellen PSV auf Antriebsstrangprüfstand

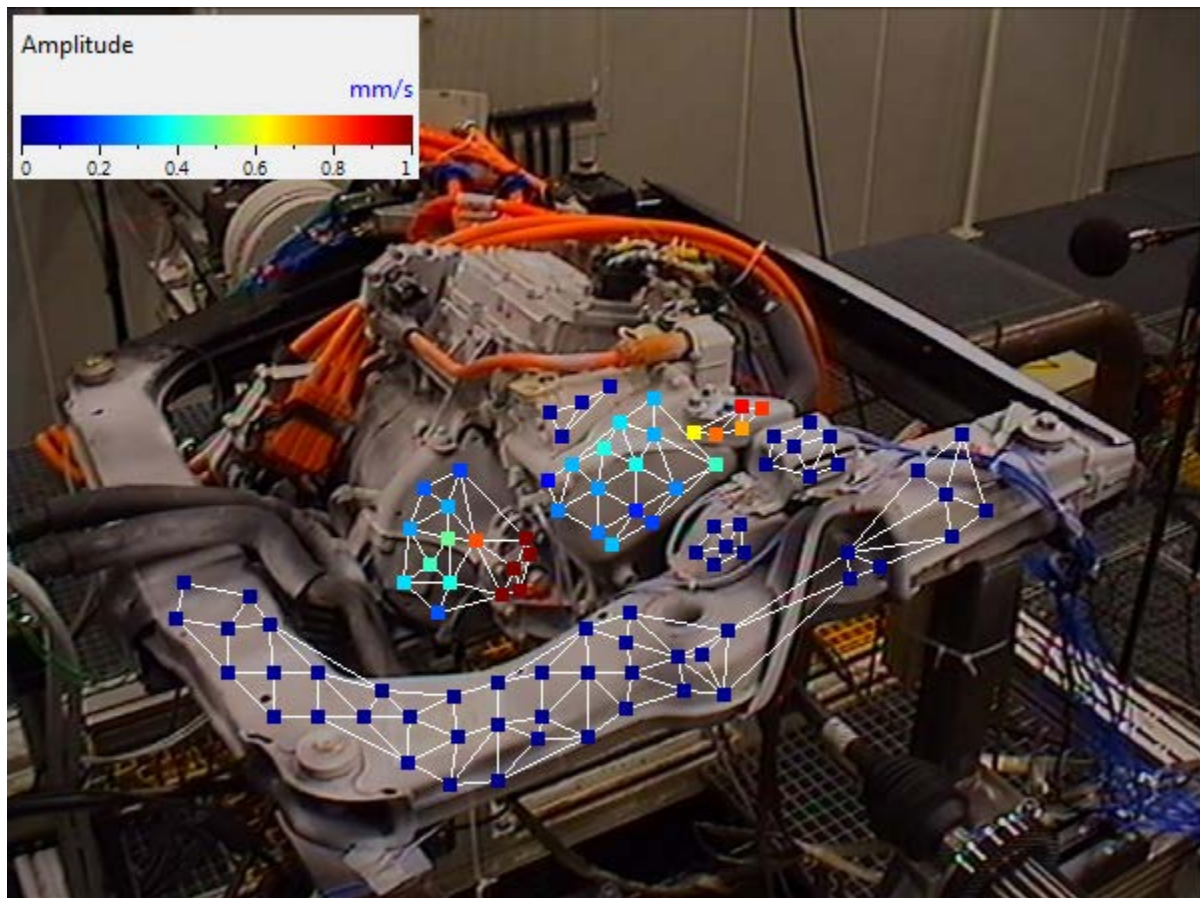


Bild 149: Ergebnisdarstellung der Oberflächenschnellen aus den PSV-Messungen aus linker Perspektive bei 4930 U/min, 50 Nm und 2960 Hz

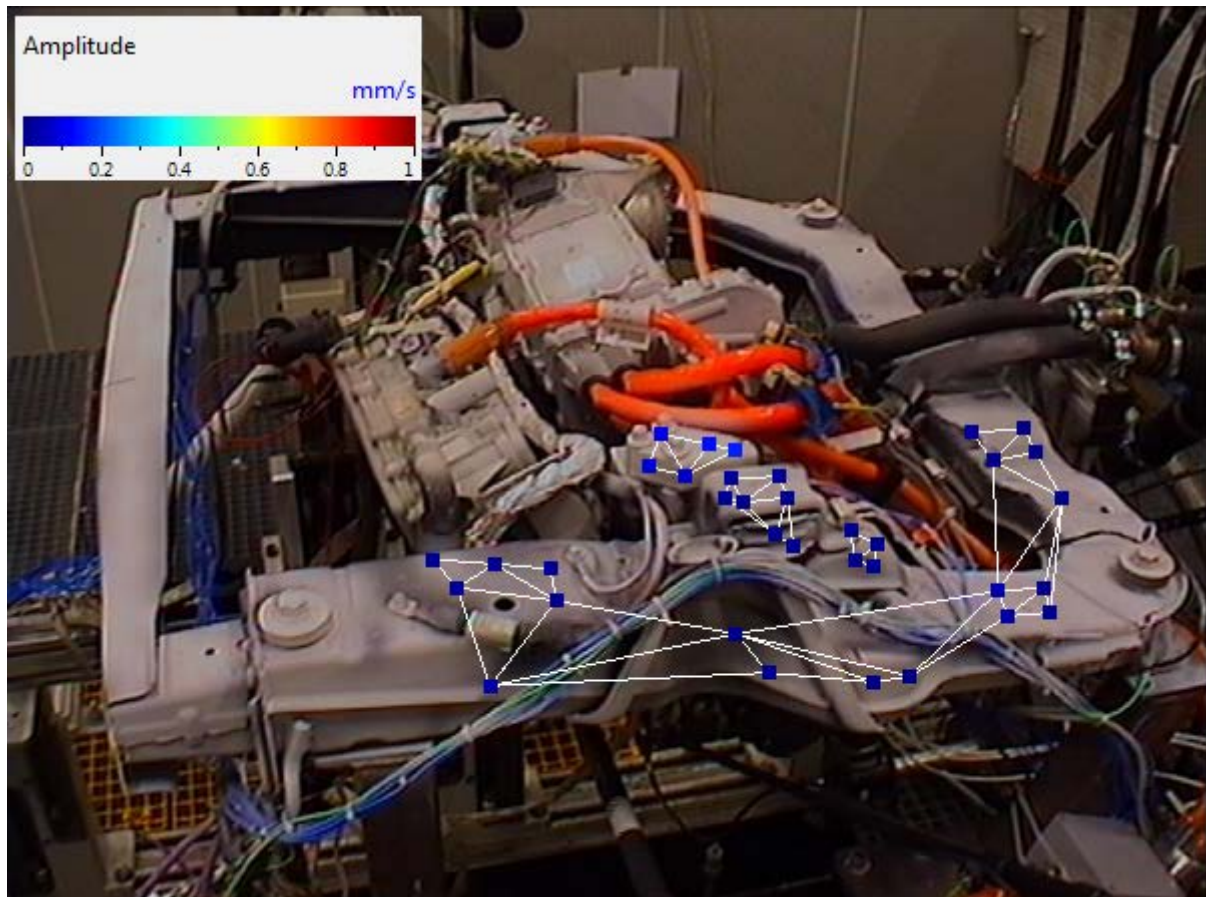


Bild 150: Ergebnisdarstellung der Oberflächenschnellen aus den PSV-Messungen aus rechter Perspektive bei 4930 U/min, 50 Nm und 2960 Hz

11.10 Auswertung Spannungsmessung

Auswertung von gemessenen Spannungsgrößen Teilungsfaktor 1/100

$$M_1 = U_1 - U_2 \quad \text{Gl. 58}$$

$$M_2 = U_2 - U_3 \quad \text{Gl. 59}$$

$$U_1 = \frac{1}{3} * (2 * M_1 - M_2) \quad \text{Gl. 60}$$

$$U_2 = \frac{1}{3} * (-M_1 + M_2) \quad \text{Gl. 61}$$

$$U_3 = \frac{1}{3} * (-M_1 - 2 * M_2) \quad \text{Gl. 62}$$

Clarke-Transformation in statorfestes System alpha und beta:

$$\begin{bmatrix} U_\alpha \\ U_\beta \end{bmatrix} = \frac{2}{3} * \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 63}$$

Berechnung der Winkelgeschwindigkeit aus statorfesten Größen:

$$\frac{U_\alpha * \frac{d(U_\beta)}{dt} - U_\beta * \frac{d(U_\alpha)}{dt}}{U_\alpha^2 + U_\beta^2} = \dot{\varphi}_{el} \quad \text{Gl. 64}$$

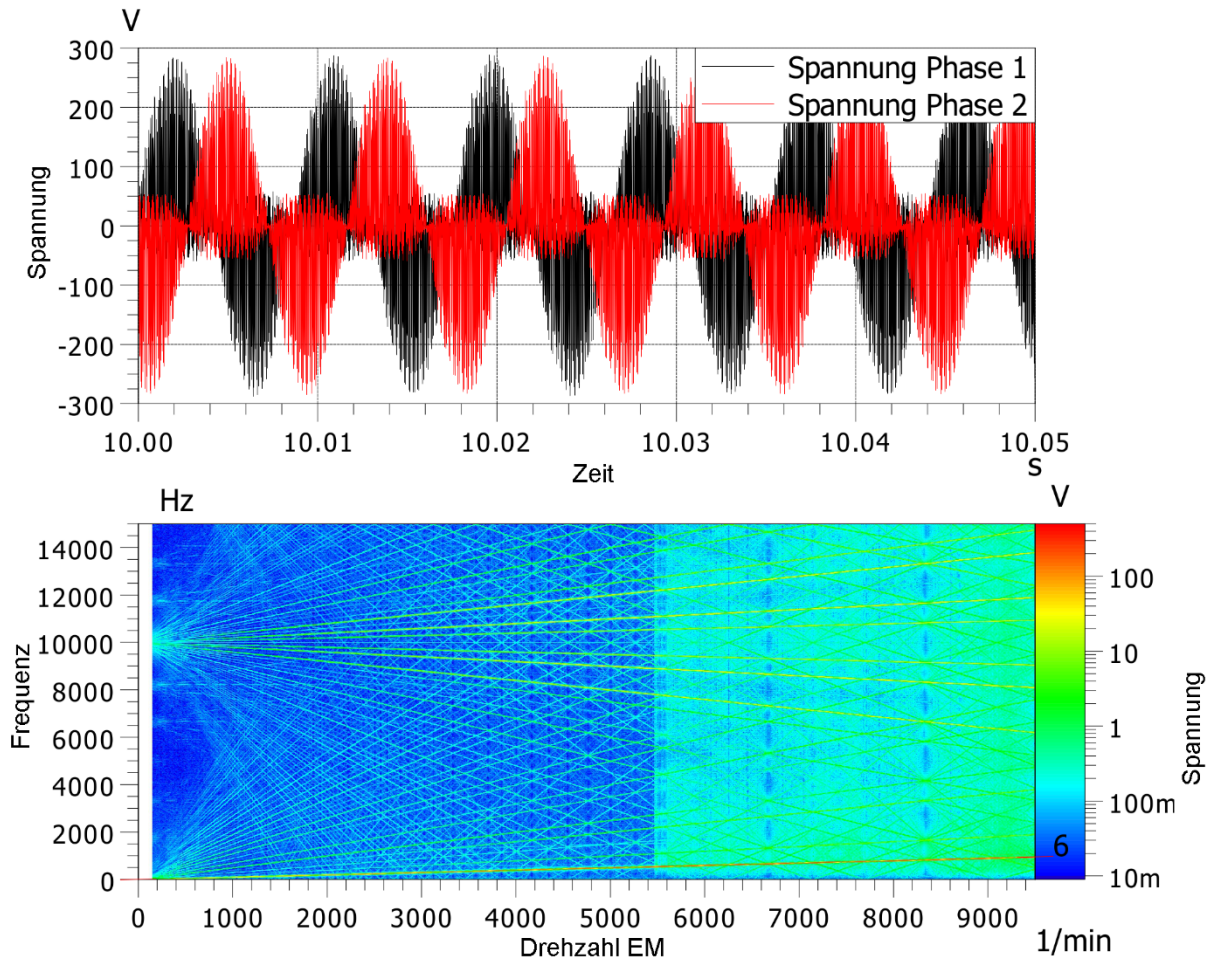


Bild 151: Spannungsmessung als Zeitdaten (oben) und Spektrogramm (unten, nur Phase 1) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand

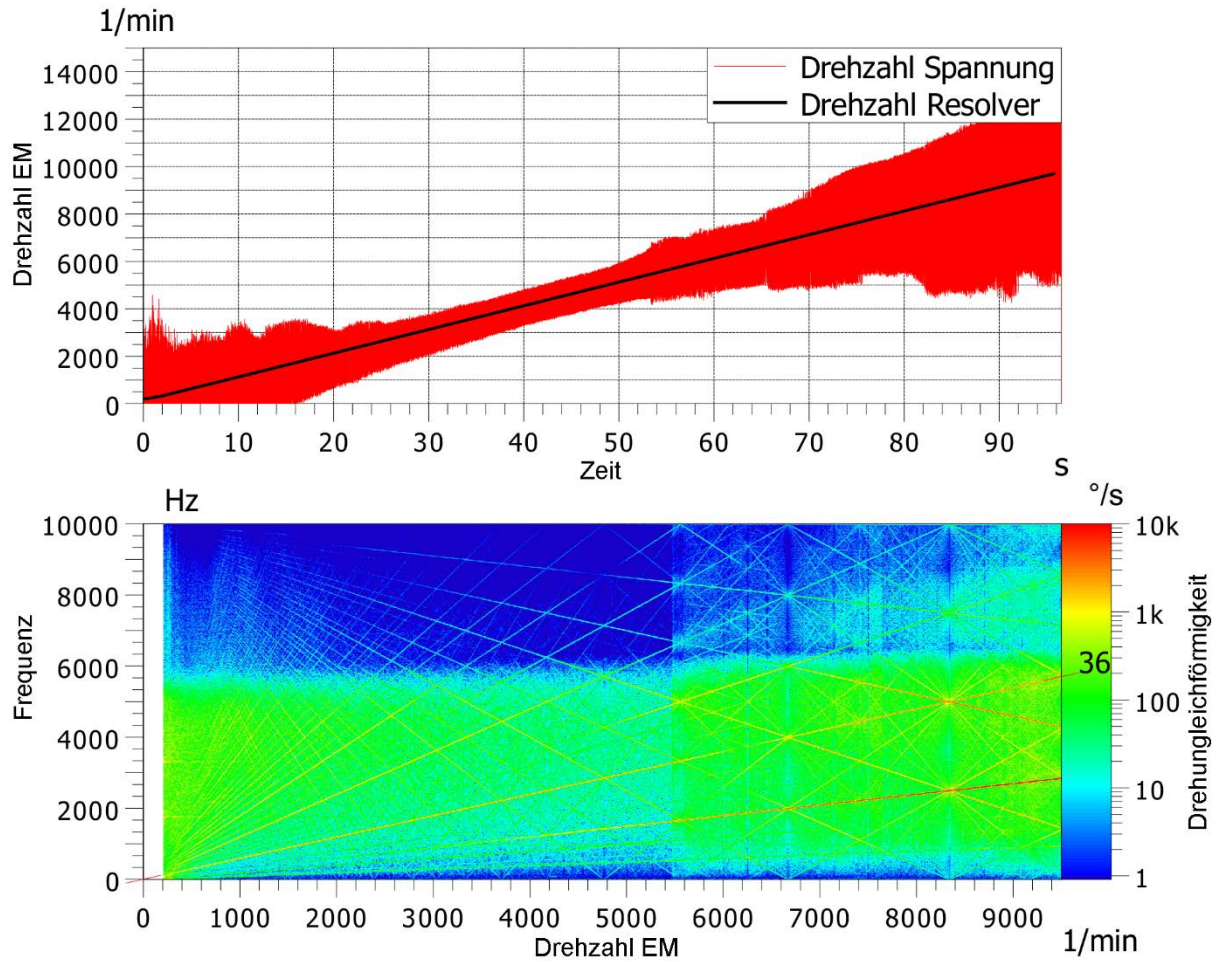


Bild 152: Vergleich der Drehzahlen aus Resolver- (als langsame Größe) und Spannungsmessung (oben) und die Drehungleichförmigkeit als Spektrogramm (unten, nur Spannungsmessung) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand

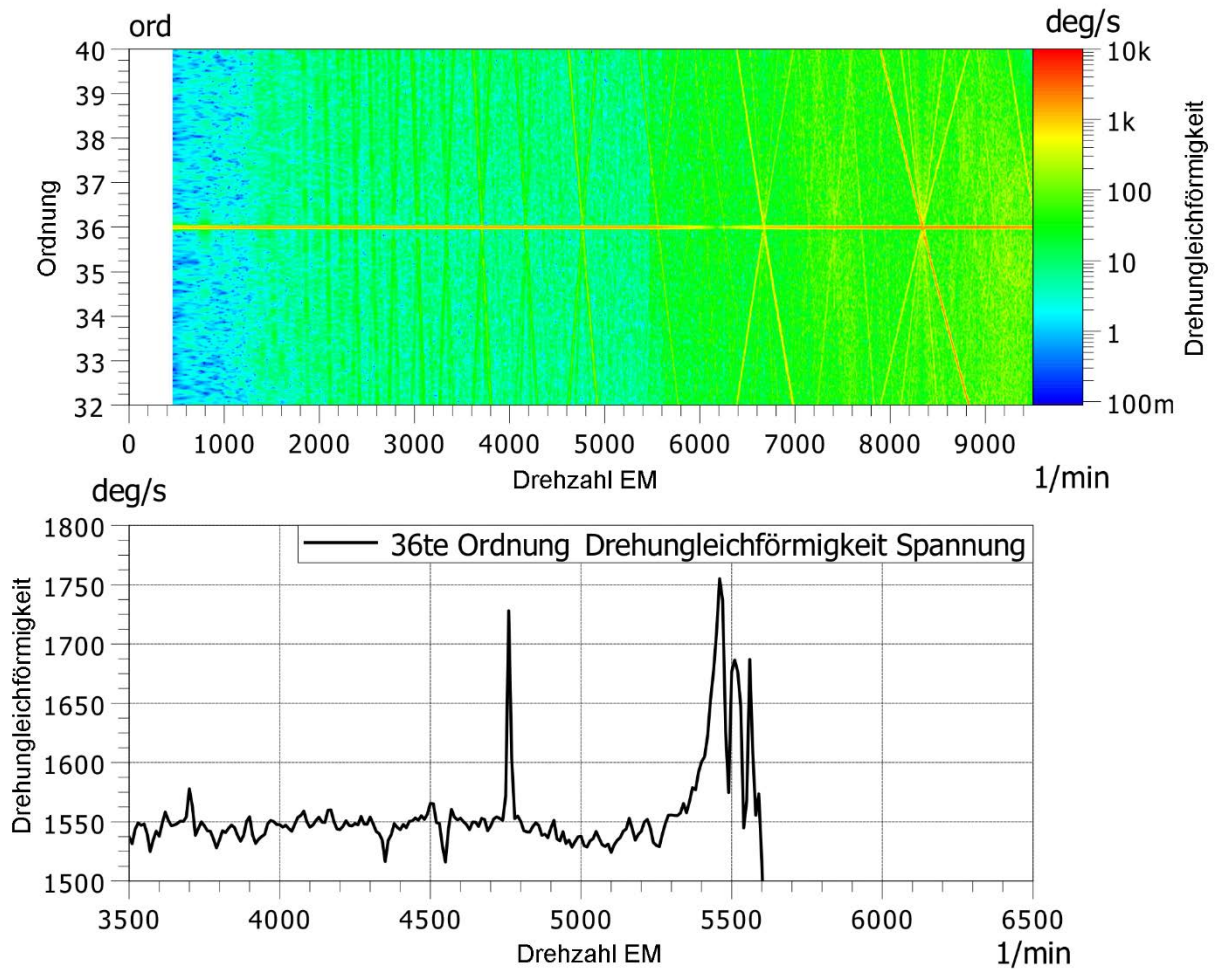


Bild 153: Drehungleichförmigkeit aus Spannungsmessungen als Ordnungsspektrum (oben) und Ordnungsschnitt (unten) für einen Drehzahlhochlauf auf dem akustischen Antriebsstrangprüfstand

11.11 Experimentelle Modalanalyse Rotor

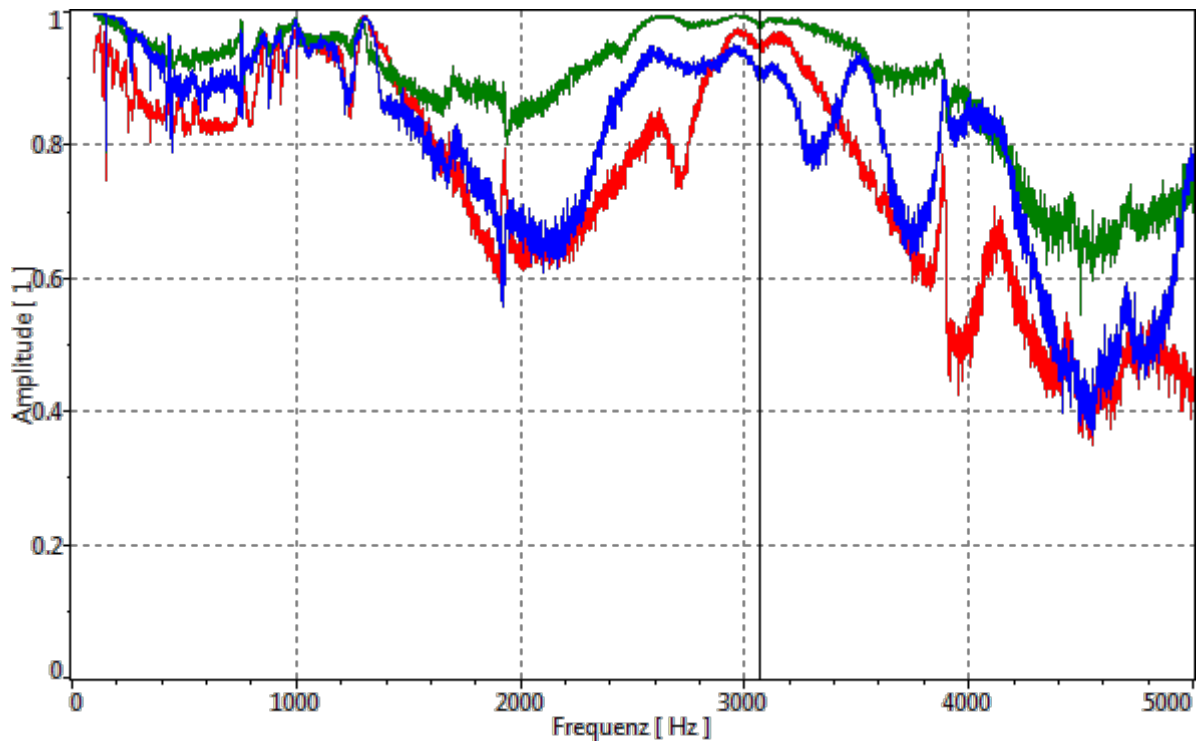


Bild 154: Kohärenz der Übertragungsfunktionen von Impedanzmesskopf zu gemittelten (lineare Mittelung der Amplituden) Oberflächenbeschleunigungen (rot = x, grün = y, blau = z)

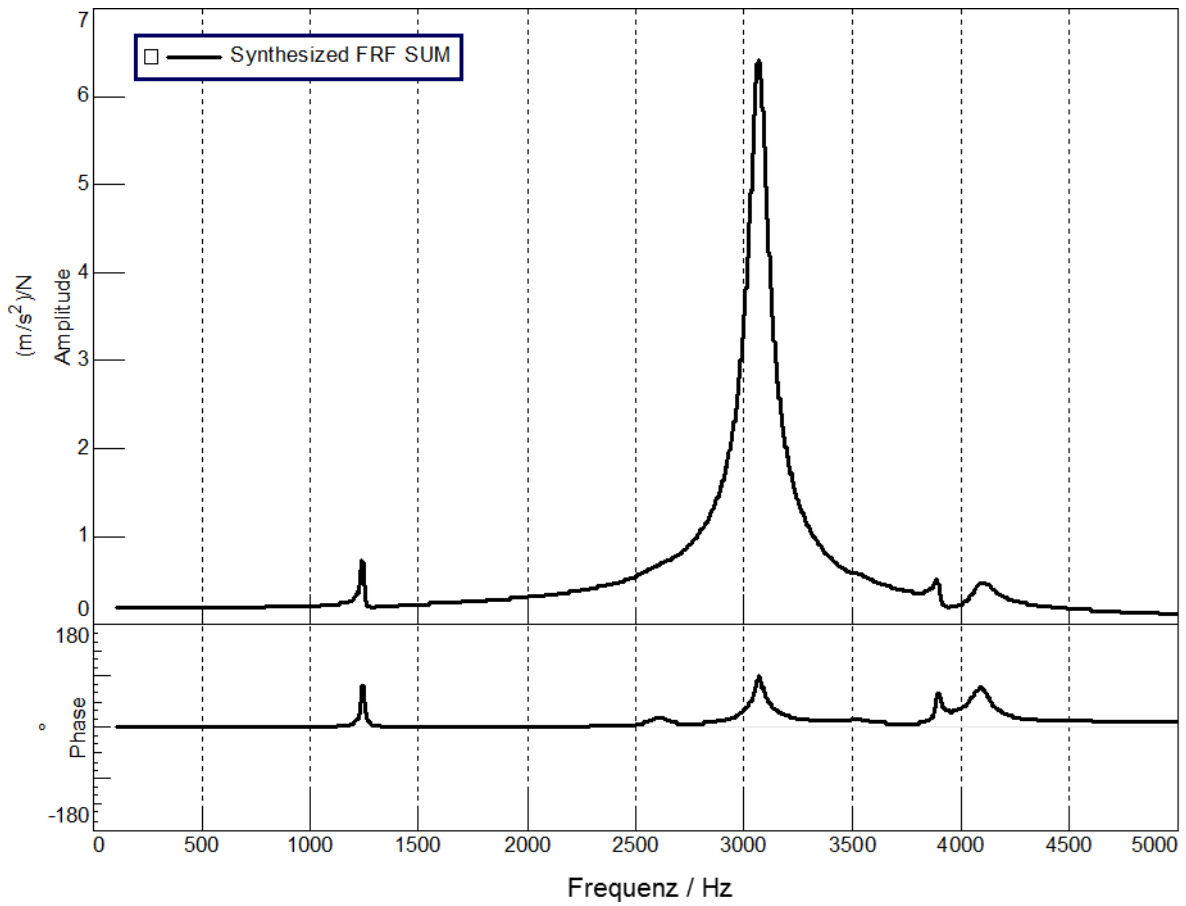


Bild 155: Synthetisierte Übertragungsfunktion von Impedanzmesskopf zu gemittelten (lineare Mittelung der Amplituden) Oberflächenbeschleunigungen³⁷⁶

³⁷⁶ Albers et al. (2015d)

11.12 Transferpfadanalyse Luftschall

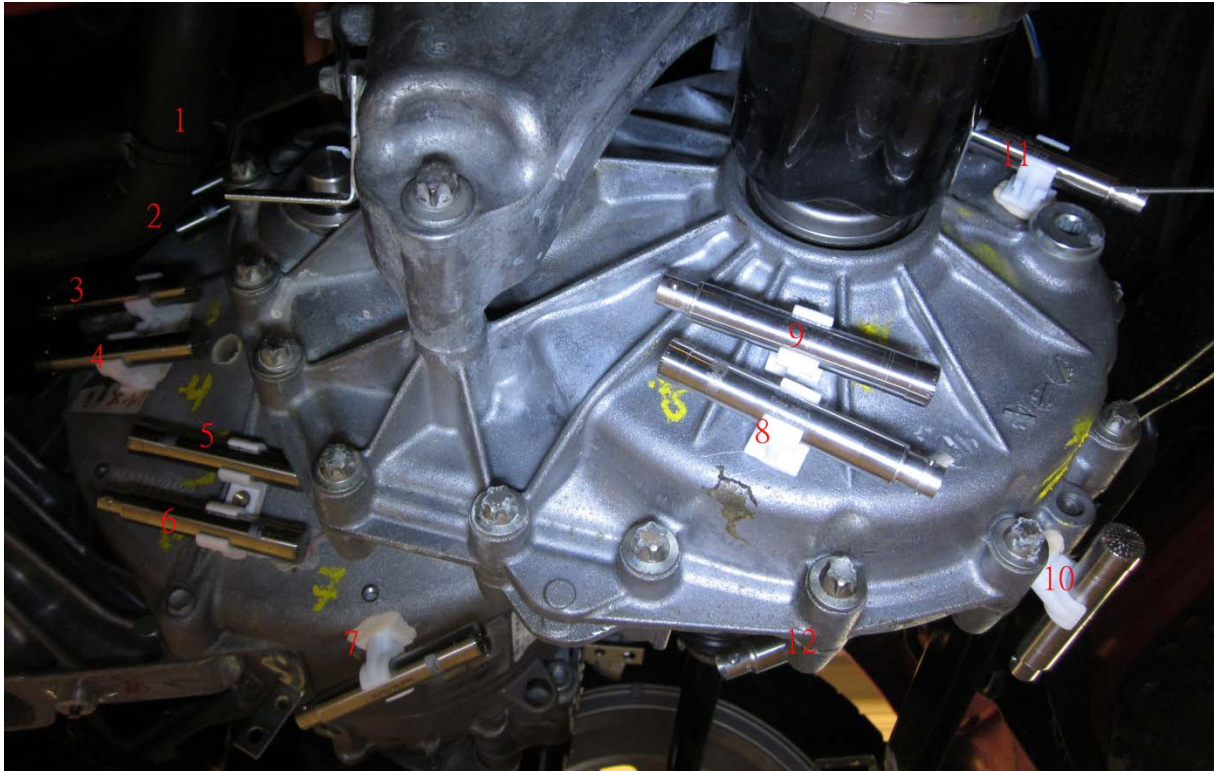


Bild 156: Messpositionen der Mikrofone am Getriebe für die reziproke Bestimmung der Luftschallübertragungsfunktion vom Motorraum in die Fahrgastzelle

11.13 Volumenschallquelle

4591

2" middle range compression driver



Features:

- 2" middle range driver
- Unique patented design
- 118dB sensitivity 1W/1m
- 300Hz Crossover
- 90 mm voice coil

The BMS exclusive voice coil technology employs a light weight Copper Clad Aluminium wire wound inside and outside of the Kapton™ former to improve the heat dissipation, dramatically increasing the acoustic output and reliability of the driver while minimising the power compression.



Ring radiator diaphragm for mid-range from 300 - 7000 Hz

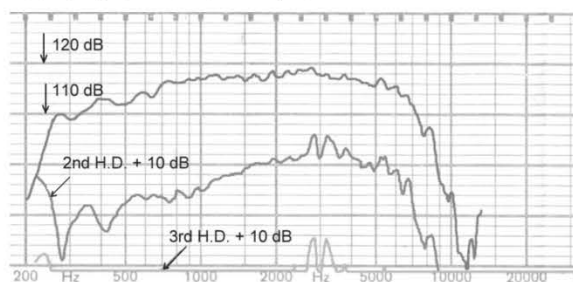
SPECIFICATIONS

| | |
|----------------------|--------------------------|
| Throat diameter | 2" (50.8 mm) |
| Nominal impedance | 8 or 16 Ohm |
| Power capacity (AES) | 150 W AES above 400 Hz |
| Peak Power | 1000 W peak above 500 Hz |
| max SPL | 136 dB at 150 W |

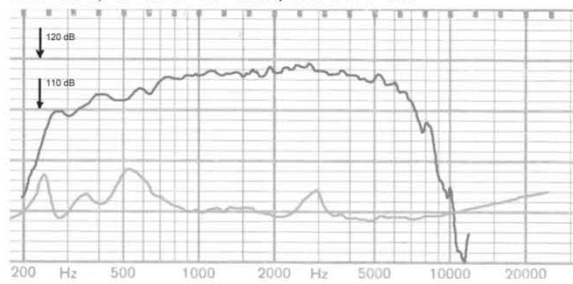
| | |
|------------------------|----------------------|
| Sensitivity | |
| 1W/1m | 118 dB on 2242 Horn |
| Frequency range | 200 - 9000 Hz |
| Recommended crossover | 300 Hz |
| min. impedance modulus | 8.3 Ohm at 5 kHz |
| Voice coil diameter | 3.5" (90 mm) |
| Magnet material | Ferrite |
| Flux density (Tesla) | 1.95 |
| Efficiency | 35% (300 - 5000Hz) |
| Voice coil material | Copper Clad Aluminum |
| Voice coil former | Kapton™ |
| Diaphragm material | Polyester |

| | | |
|---|----|----------------|
| MOUNTING INFORMATION | | |
| Overall diameter | mm | 182 (+/- 3 mm) |
| Depth | mm | 90 |
| Net weight | kg | 6 |
| 4x M6 holes, 90° on 101.6 mm, 4" diameter | | |

BMS 4591, 40° x 20° CD Horn, 1W / 1m



BMS 4591, 40° x 20° CD Horn, SPL 1W / 1m



11.14 Strukturanalyse Getriebe Messpositionen

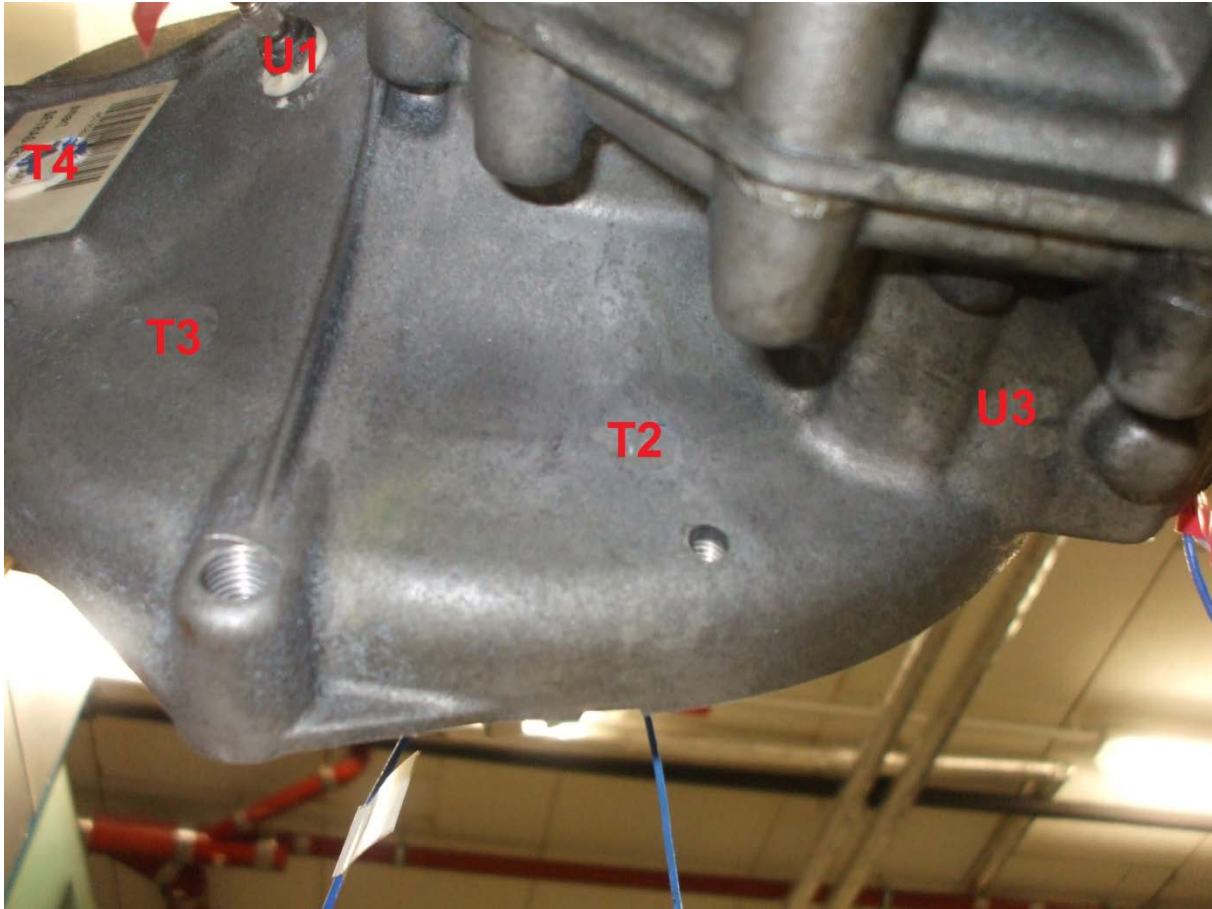


Bild 157: Messpositionen der Vibrationssensoren für die strukturdynamische Analyse des Getriebes (Messung 1 - rot)³⁷⁷

³⁷⁷ Altenburg (2015) / betreute Abschlussarbeit

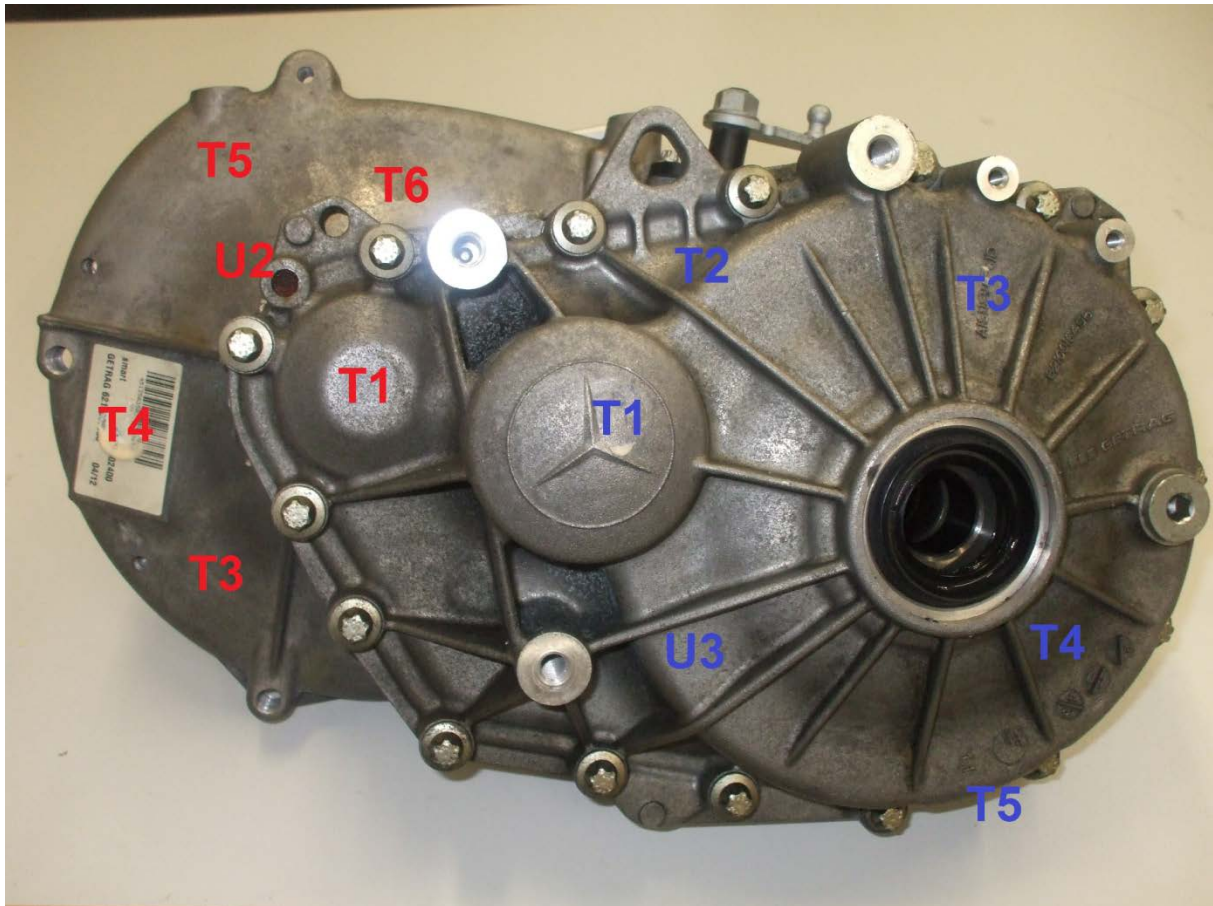


Bild 158: Messpositionen der Vibrationssensoren für die strukturdynamische Analyse des Getriebes (Messung 1 – rot, Messung 2 - blau)³⁷⁸

³⁷⁸ Altenburg (2015) / betreute Abschlussarbeit

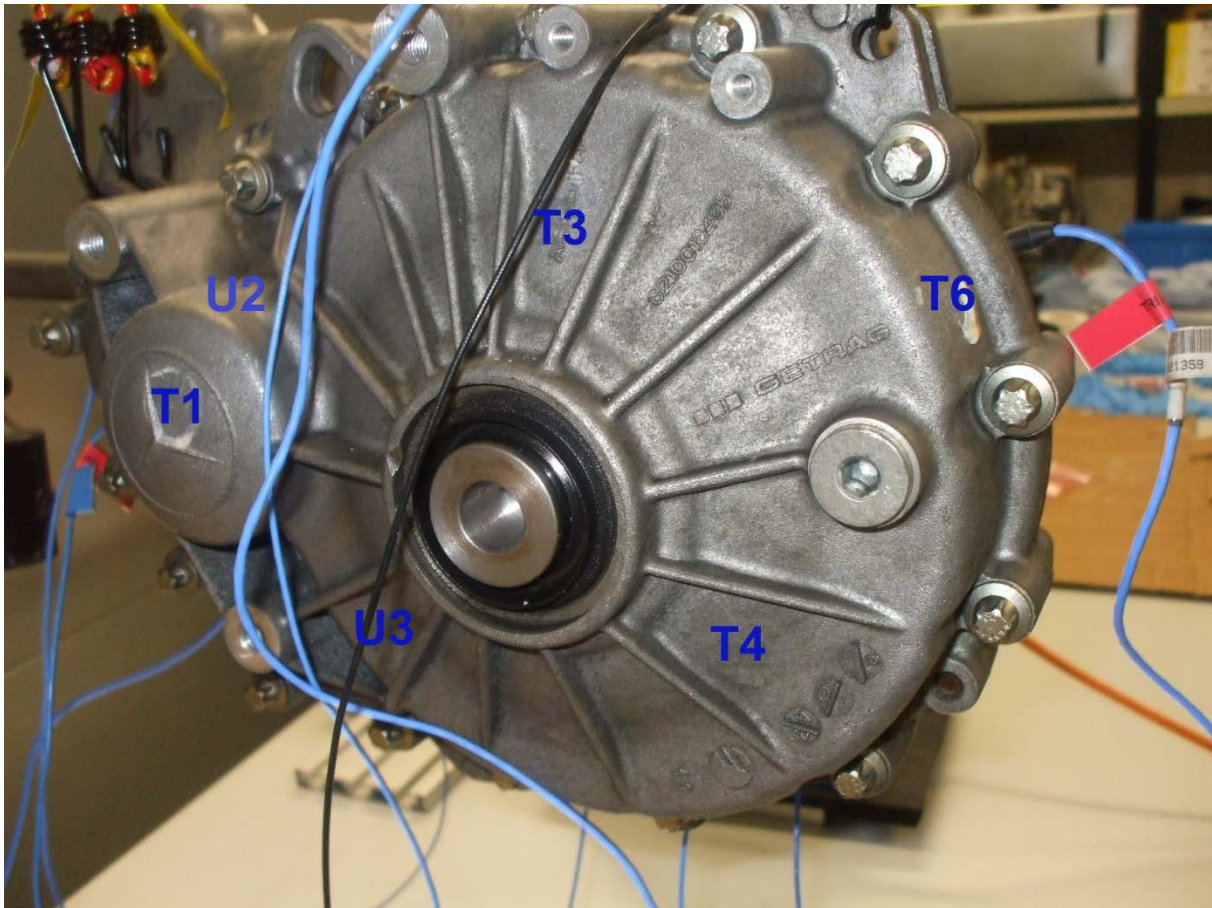


Bild 159: Messpositionen der Vibrationssensoren für die strukturelle Analyse des Getriebes (Messung 2 - blau)³⁷⁹

³⁷⁹ Altenburg (2015) / betreute Abschlussarbeit

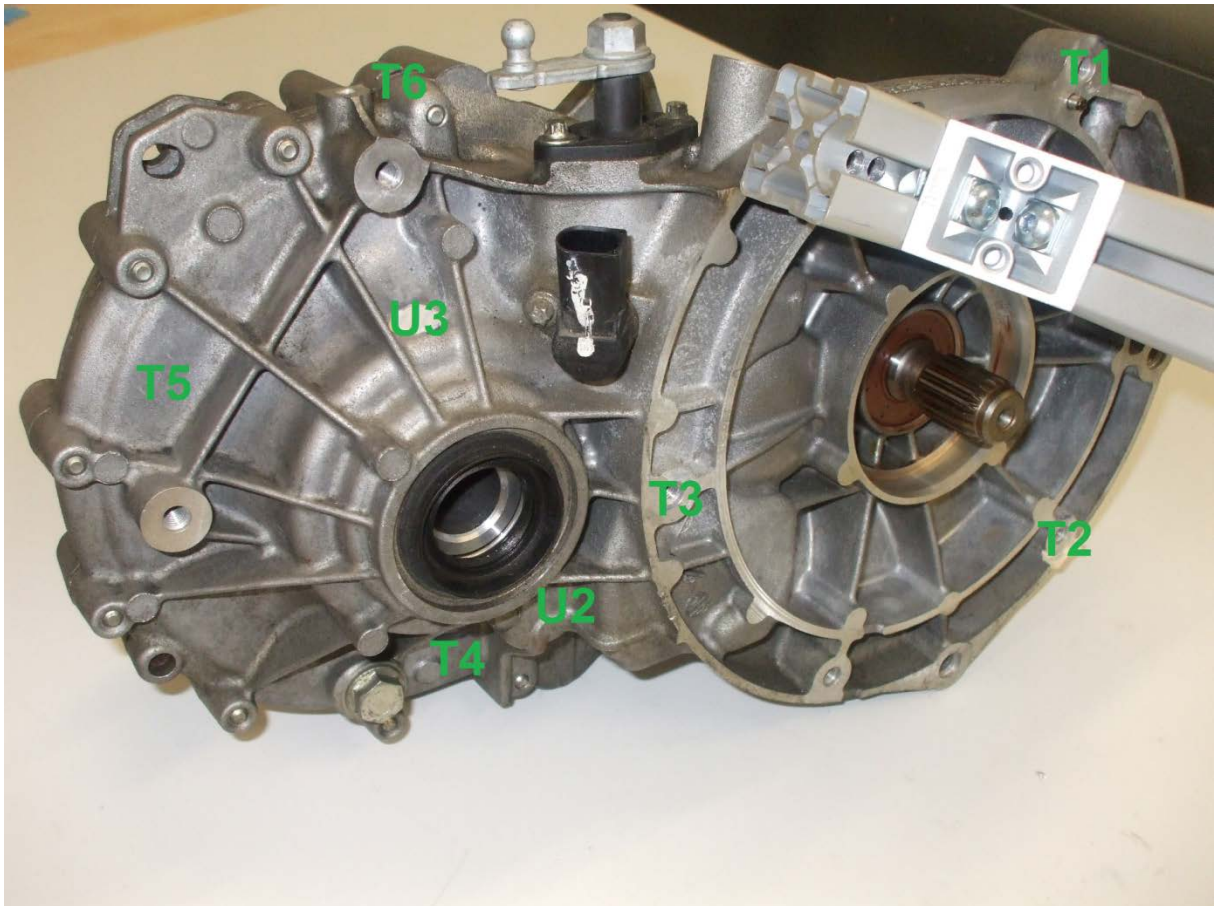


Bild 160: Messpositionen der Vibrationssensoren für die strukturdynamische Analyse des Getriebes (Messung 3 - grün)³⁸⁰

³⁸⁰ Altenburg (2015) / betreute Abschlussarbeit

11.15 Kinematic coupling constrains in Abaqus CAE 13.4

Overview

Kinematic coupling constraints:

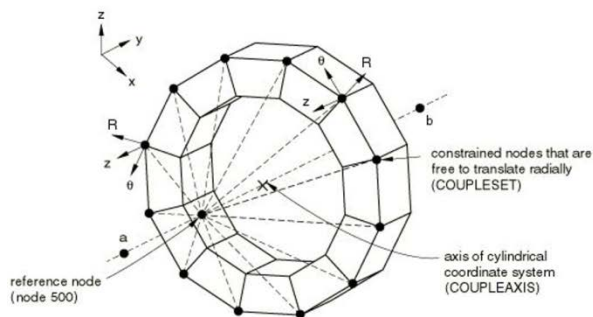
- limit the motion of a group of nodes to the rigid body motion defined by a reference node;
- can be applied only to specific user-specified degrees of freedom at the constrained nodes;
- can be specified with respect to local coordinate systems at the constrained nodes; and
- can be used in geometrically linear or nonlinear analysis.

The preferred method of providing a kinematic constraint of this type is described in ["Coupling constraints," Section 35.3.2](#).

Typical applications

The kinematic coupling constraints are useful in cases where a large number of nodes (the "coupling" nodes) are constrained to the rigid body motion of a single node and the degrees of freedom that participate in the constraint are selected individually in a local coordinate system. In many such cases MPCs either are not available or would have to be prescribed individually for each constrained node. A typical example is shown in [Figure 35.2.3-1](#), where a kinematic coupling constraint is used to prescribe a twisting motion to a model without constraining radial motions. In other applications the kinematic coupling constraint can be used to provide coupling between continuum and structural elements.

Figure 35.2.3-1 A kinematic coupling constraint used to transmit rotation to a structure while permitting radial motion.



11.16 Sounddesign in PAK 5.8

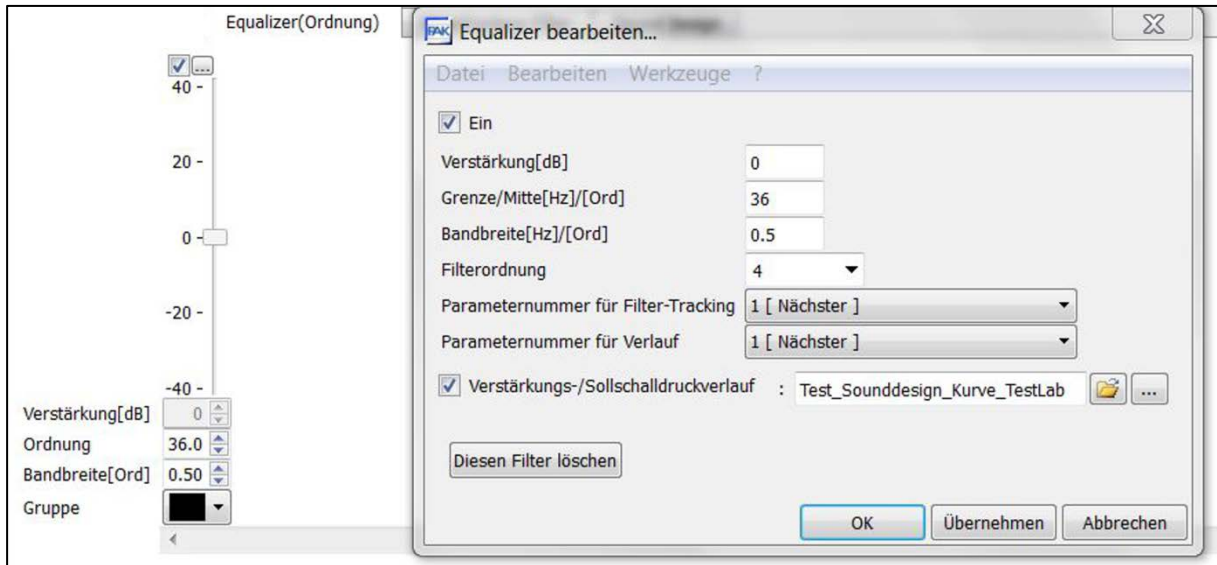


Bild 161: Ordnungsbasierter Equalizer mit frei definierbarem Verstärkungsverlauf, Filterordnung und Bandbreite

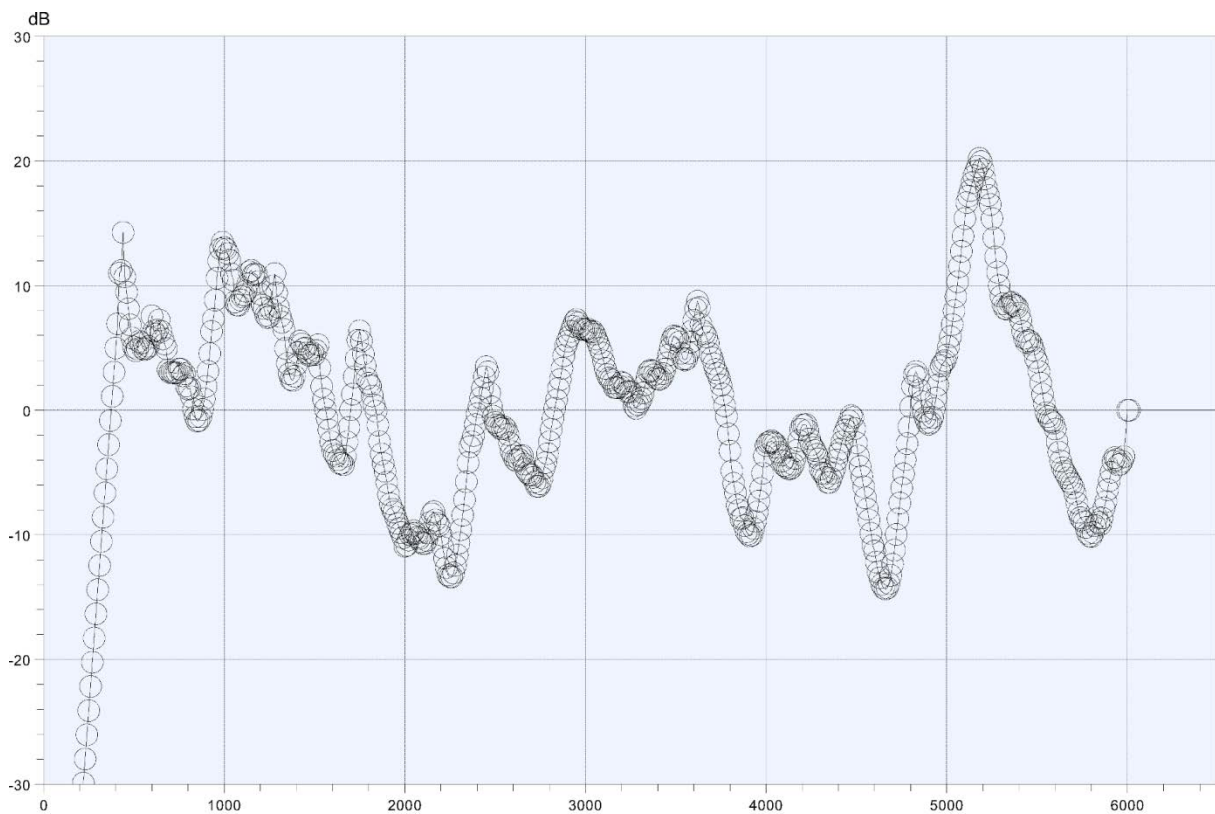


Bild 162: Verstärkung in dB über der Drehzahl für ordnungsbasierten Equalizer in PAK 5.8 Sounddesign