
MASTER THESIS

ANALYSE DES AKUSTISCHEN VERHALTENS VON
ELEKTROMECHANISCH VERSTELLBAREN
BÜROTISCHEN

durchgeführt am
Institut für Signalverarbeitung und Sprachkommunikation (SPSC)
Technische Universität Graz, Österreich

in Kooperation mit
Logicdata Electronic & Software Entwicklungs GmbH
Deutschlandsberg, Österreich

von
Christoph Baumgartner, BSc

Betreuer:
Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gerhard Graber (SPSC)
Dipl.-Ing. Dr.techn. Werner Weselak (SPSC)
Dipl.-Ing. Dr.techn. Mathias Mair (Logicdata)

Begutachter:
Dipl.-Ing. Dr.techn. Werner Weselak (SPSC)

Graz, Februar 2018

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Graz, am

(Unterschrift)

Danksagung

Als erstes möchte ich mich für das Zustandekommen der Arbeit bei allen Beteiligten aufrichtig bedanken.

An dieser Stelle gilt mein besonderer Dank Herrn Werner Weselak, der als Betreuer der Arbeit am SPSC der TU Graz sehr engagiert mitgewirkt hat, mir immer wieder Denkanstöße gab und zusätzlich auch als Korrekturleser der Arbeit fungierte. Auch Herrn Gerhard Graber gilt hier mein Dankeschön bezüglich der Betreuung der Arbeit am SPSC der TU Graz.

Ein großer Dank geht auch an Herrn Mathias Mair für die tolle Unterstützung seitens der Firma Logicdata und die unkomplizierte Zusammenarbeit. Weiters möchte ich auch das sehr angenehme Arbeitsumfeld während meiner Arbeitszeit in der Firma Logicdata hervorheben.

Ein großes Dankeschön gilt auch der Firma HEAD acoustics GmbH, und hier besonders Herrn Günther Eberhardt, für die Bereitstellung einer kostenfreien Lizenz der Analyse- und Messsoftware und den tollen Support.

Schlussendlich gilt mein größtes Dankeschön meiner Familie und besonders meinen Eltern für die Unterstützung während des gesamten Studiums, ob in finanzieller Hinsicht oder bei persönlichen Belangen. Ich danke euch von ganzem Herzen.

Kurzfassung

Die vorliegende Masterarbeit beschäftigt sich mit der akustischen Untersuchung eines elektromechanisch verstellbaren Tischsystems in Zusammenarbeit mit dem Institut für Signalverarbeitung und Sprachkommunikation an der TU Graz, der Firma LOGICDATA Electronic & Software Entwicklungs GmbH sowie der Firma HEAD acoustics GmbH. Die Motivation dieser Analyse ist das Setzen von Maßnahmen zur Reduzierung des Betriebsgeräusches und zur Vermeidung von Lärm am Arbeitsplatz zur Gestaltung eines angenehmen Arbeitsumfeldes.

Da der Ursprungsort der Schallentstehung für die Verwendung in der Produktentwicklung (Sounddesign) sehr wichtig ist, wurde die Transferpfadanalyse (TPA) als Methode zur Untersuchung des betrachteten Systems gewählt. Bei dieser Methode werden Teilquellen des Systems (Körper- und/oder Luftschall) definiert und ihre Übertragung zu einer bestimmten Hörposition und vor allem ihre Auswirkung an dieser Position betrachtet. Dadurch können schlussendlich die Beiträge der einzelnen Teilquellen zum Gesamtschallereignis an der Hörposition analysiert werden. Stimmt das Resultat der Synthese mit jenem der Referenzmessung überein, kann eine genaue Aussage über den Entstehungsort der Schallbeiträge getroffen werden.

In dieser Arbeit wird eine erste Durchführung der TPA und eine optimierte Messreihe beschrieben und miteinander verglichen. Dabei wurden Messungen im Tonstudio der TU Graz wie auch im Akustikraum der FH Joanneum durchgeführt.

Die Synthese der ersten Messreihe lieferte wegen Anwendungsfehlern keine zufriedenstellenden Ergebnisse, was jedoch durch eine Optimierung der Messreihe sowie der Synthese behoben wurde.

Schlussendlich sind zwei erfolgreiche Methoden mit guten Ergebnissen der synthetisierten Schallbeiträge dargestellt. Diese Methoden gilt es in Zukunft zu verifizieren, um für die anstehende Produktentwicklung jenes Verfahren zu wählen, dass bezüglich Genauigkeit der Ergebnisse und erforderlichem Mess- und Zeitaufwand als "erschwinglicher" betrachtet werden kann.

Abstract

This master thesis is concerned with an acoustic analysis of an electromechanically adjustable table in collaboration with the Signal Processing and Speech Communication Laboratory at the TU Graz, and the companies Logicdata Electronic & Software Entwicklungs GmbH and HEAD acoustics GmbH. The main aim of this analysis is to reduce the operating noise at the workplace to provide a pleasant working environment.

The origin of sound emergence is an important factor in product development. Therefore, the Transfer Path Analysis (TPA) was chosen to investigate the given table system. This method defines component sources (structure-borne and airborne sound), their transmission to a certain hearing position and their effects at this position. Through this method the contributions of each component source can be analyzed at the hearing position. If the synthesis agrees with the reference measurement, an accurate statement of the origin of sound emergence can be made. This thesis shows the implementation of the TPA and an optimized measurement sequence. In addition, a comparison of these methods is presented. The measurements were taken at the recording studio of the TU Graz and the anechoic room at the FH Joanneum.

The synthesis of the first measuring sequence did not provide satisfactory results. This issue was resolved with an optimized measurement sequence.

Finally, two successful methods with satisfying results are described in this thesis. These methods need to be verified depending on the accuracy and expenditure of time, in order to choose a suitable procedure.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	11
2	Grundlagen der TPA	13
2.1	Körperschall-Übertragungsfunktionen	14
2.2	Betriebskräfte	15
2.3	Luftschall-Übertragungsfunktionen	16
3	Mechanische Analyse des Tischsystems	17
4	Auditive Voruntersuchung	21
5	Durchführung der TPA	29
5.1	Definition der (vibro-)akustischen Koppelstellen	30
5.2	Modellerstellung und Bestimmung der Betriebskräfte	30
5.3	Bestimmung der (vibro-)akustischen Übertragungsfunktionen	36
6	Synthese der Teilschallbeiträge	43
6.1	Körperschallpfade	44
6.2	Luftschallpfade	51
7	Optimierte Messreihe	61
7.1	(Vibro-)akustische Koppelstellen	62
7.2	Abgleich der Antriebe	63
7.3	Messungen im Freifeldraum der FH Joanneum	67
7.4	Messungen im Tonstudio der TU Graz	74
7.4.1	Bestimmung der Betriebskräfte	74
7.4.2	Bestimmung der (vibro-)akustischen Übertragungsfunktionen	78
8	Optimierte Synthese	83
8.1	Körperschallpfade	83
8.2	Luftschallpfade	90
8.3	Weiteres Beispiel	97
9	Schlussfolgerung	101
	Literaturverzeichnis	104

1

Einleitung

Der Inhalt dieser Arbeit entstand in Zusammenarbeit mit dem Institut für Signalverarbeitung und Sprachkommunikation und den Firmen LOGICDATA Electronic & Software Entwicklungs GmbH sowie HEAD acoustics GmbH. Die Firma LOGICDATA stellte das betrachtete Tischsystem zur Verfügung, während HEAD acoustics eine kostenfreie Lizenz für die Analysesoftware (ArtemiS SUITE und Progn[o]ise) für die Dauer der Masterarbeit bereitstellte.

Höhenverstellbare Bürotische sind vordergründig für ihre ergonomische Funktion bekannt. Die individuelle Anpassung der Arbeitsposition ermöglicht sogar das Arbeiten im Stehen. Angenehme Geräusche am Arbeitsplatz senken Stress und haben eine positive Wirkung auf das allgemeine Wohlbefinden.

Ein weiterer Punkt beschäftigt sich mit der Tatsache, dass ein und derselbe Antrieb in verschiedenen Tischsystemen unterschiedliche akustische Eindrücke hervorruft. Das Ziel der Arbeit ist es somit, verstellbare Bürotische akustisch zu analysieren, um den Ursprung akustischer Störgeräusche identifizieren und optimieren zu können.

Um qualitativ Sounddesign zu praktizieren, benötigt man vor allem die Kenntnis über den Entstehungsort von Geräuschen. Wichtig ist nicht nur der zeitliche Verlauf von Schallereignissen, sondern auch das Verhalten in den verschiedenen Frequenzbereichen. Aus diesem Grund wurde das Verfahren der Transferpfadanalyse (TPA) gewählt und am gegebenen Tischsystem durchgeführt. Mit dieser Methode kann die Auswirkung jeder Teilquelle (Körper- und Luftschall) auf das Schallereignis an einer bestimmten Hörposition eruiert werden.

Ein weiterer Vorteil dieser Methode ist die Möglichkeit der Manipulation der Übertragungstrecken der unterschiedlichen Teilquellen, um die dadurch auftretende Veränderung des Gesamtschallpegels an der Hörposition simulieren zu können.

Schlussendlich können etwa störende Geräuschanteile und deren Übertragung hin zu einem Empfänger identifiziert werden.

Eine erfolgreiche Transferpfadanalyse führt also zum Ursprung der Schallentstehung eines (vibro-)akustischen Systems und ist ein wichtiger Beitrag zur Produktentwicklung und Minderung von Lärm.

2

Grundlagen der TPA

Transferpfadmethode sind ein wichtiger Teil der akustischen Untersuchung von schallabstrahlenden Systemen. Diese Methoden werden zum Beispiel in Bereichen der NVH-Analyse (Noise Vibration Harshness) oder bei der Anwendung von Sound Design verwendet, wobei die Schallbeiträge von einzelnen Teilquellen (Körper- und Luftschall) eines akustischen Systems an einer Referenzposition (Empfänger) ermittelt werden.

Wie in [1] und [2] beschrieben, sind vor allem zwei wichtige Kategorien zu unterscheiden: Transferpfadanalyse (TPA) und Panel Contribution Analysis (PCA), auch Flächenbeitragsanalyse. In dieser Arbeit wird jedoch nur auf die TPA eingegangen, da sie als Analysemethode für das gegebene Tischsystem ausgewählt wurde.

Die TPA untersucht einerseits die Einleitung von Kräften in eine mechanische Struktur (Kopplpunkte zwischen aktiv und passiv schwingenden Komponenten) und das damit verbundene Schallereignis an einer bestimmten Hörposition. Durch die Krafteinleitung an einem bestimmten Punkt, beginnt die gesamte Struktur zu schwingen und ruft einen Schallbeitrag an der Referenzposition herbei. Der Luftschall wird also nach Weiterleitung des Körperschalls durch passiv schwingende Flächen erzeugt, was als Körperschallpfad (engl. structure-borne) bezeichnet wird:

→ vgl. stehendes Auto: Der Motor leitet Kräfte in eine passive Struktur (Fahrwerk, Karosserie, usw.) ein. Die Schwingungen werden bis in den Auto-Innenraum weitergeleitet und verursachen durch die Schallabstrahlung von passiv schwingenden Flächen einen Luftschallbeitrag an der Hörposition.

Andererseits leitet eine aktiv schwingende Quelle nicht nur Kräfte in ein passives System ein, sondern strahlt auch selbst bereits Schall ab, was als Luftschallpfad (engl. airborne) bezeichnet wird:

→ vgl. stehendes Auto: Das Motorgehäuse strahlt direkt Luftschall ab und regt einerseits wieder die passive Struktur an und wird andererseits direkt ohne Umwege zur Hörposition weitergeleitet.

Die Summe aller Beiträge der einzelnen Körper- und Luftschallquellen ergibt schließlich das Gesamtschallereignis an der Referenzposition. Die Übertragungspfade werden in Form von Übertragungsfunktionen dargestellt.

Die TPA behandelt also die Untersuchung von Teilschallquellen und ihre Übertragungspfade zu einer oder mehreren Referenzpositionen. Im folgenden sind die in dieser Arbeit verwendeten Verfahren beschrieben.

2.1 Körperschall-Übertragungsfunktionen

Im Fall von Körperschall schildert die **direkte** vibroakustische Transferfunktion den Zusammenhang zwischen einer anregenden Kraft F an einem Einleitungspunkt i und dem entstehenden Schalldruck p an der Referenzposition:

$$H_{SB,i}(f) = \frac{p_{ref}(f)}{F_i(f)} \quad (2.1)$$

Der Index SB steht dabei für structure-borne. Die anregende Kraft wird zum Beispiel mit einem Impulshammer aufgebracht.

Der synthetisierte Gesamtschalldruck p_{SB} an der Referenzposition, zusammengesetzt aus den einzelnen Teilschallbeiträgen $p_{SB,i}$, lässt sich laut [1] durch Messung der Betriebskräfte $F_{Betrieb}$ und Einsetzen in folgende Formel berechnen:

$$p_{SB}(f) = \sum_i p_{SB,i}(f) = \sum_i F_{Betrieb,i}(f) \cdot H_{SB,i}(f) \quad (2.2)$$

In der Praxis lassen sich die Betriebskräfte an den Koppelpunkten jedoch nur schwer direkt messen, da Kraftmessdosen zwischen der aktiven Seite (anregendes Bauteil) und der passiven Seite (Struktur) oft keinen Platz finden. Aus diesem Grund wird in Kapitel 2.2 das verwendete Verfahren zur Bestimmung der Betriebskräfte an diesen Koppelpunkten beschrieben.

Bei den direkt ermittelten Übertragungsfunktionen zwischen Impulshammerschlag und resultierendem Schalldruck muss an jedem Koppelpunkt in jede Richtung einzeln angeschlagen werden, weshalb die Phaseninformation nicht berücksichtigt wird. Die vibroakustischen Transferfunktionen können aber auch auf **reziprotem** Wege ermittelt werden. Aufgrund der Reziprozität wie in [3] und [4] beschrieben, kann folgende Beziehung angeschrieben werden:

$$H_{SB,i}(f) = \frac{p_{ref}(f)}{F_i(f)} = \frac{\nu_i(f)}{Q_{ref}(f)} \quad (2.3)$$

$$\left[\frac{p}{F} \right] = \frac{N}{m^2} = \frac{1}{m^2} = \frac{\frac{m}{s}}{\frac{m^3}{s}} = \left[\frac{\nu}{Q} \right] \quad (2.4)$$

Anstatt des Schalldrucks an der Referenzposition als Resultat der anregenden Kraft am i -ten Einleitungspunkt, kann die durch die Anregung einer Volumenflussquelle (Referenzposition) hervorgerufene Strukturschnelle an diesen Einleitungspunkten betrachtet werden. Dazu wird eine Punktschallquelle an der Referenzposition und Beschleunigungssensoren an den Kräfteinleitungspunkten appliziert. Die beiden Übertragungsfunktionen können somit als mathematisch identisch angesehen werden. Im Gegensatz zur direkten Methode ist nur noch eine Messung notwendig, wodurch auch die Phasenlage miteinbezogen wird.

2.2 Betriebskräfte

Nach [2] gibt es verschiedene Ansätze um die Einleitungskräfte im Betrieb zu bestimmen. Das in dieser Arbeit verwendete Verfahren wird als **Inertanzmethode** bezeichnet, wobei es sich hierbei um eine indirekte Kraftbestimmung handelt. Wie in [5] beschrieben, werden dazu Beschleunigungssensoren direkt neben den Koppelpunkten auf der passiven Seite appliziert und im Laborversuch die Koppelpunkte mit einem Impulshammer angeregt. Die Anregung erfolgt nacheinander in alle definierten Koordinatenrichtungen. Mit den dabei aufgezeichneten Kraft- und Beschleunigungssignalen werden nun die Inertanzen $I_{m,n}$ zwischen allen Anschlagpunkten n und Sensorpunkten m bestimmt und eine Matrix aller Inertanzen aus N Kräften und M Beschleunigungen erstellt:

$$I_{m,n}(f) = \frac{a_m(f)}{F_n(f)} \quad (2.5)$$

$$\mathbf{I}(f) = \begin{bmatrix} I_{1,1}(f) & I_{1,2}(f) & \cdots & I_{1,N}(f) \\ I_{2,1}(f) & I_{2,2}(f) & & \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ I_{M,1}(f) & I_{M,2}(f) & & I_{M,N}(f) \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

Nach der Matrixerstellung werden die Betriebsbeschleunigungen an den Koppelpunkten gemessen und die Betriebskräfte mittels Matrixinversion berechnet. Dies wird durch Gleichung 2.7 in Matrixschreibweise beschrieben:

$$\mathbf{F}_{\text{Betrieb}}(f) = \mathbf{I}^{-1}(f) \mathbf{a}_{\text{Betrieb}}(f) \quad (2.7)$$

Für eine erhöhte Stabilität der Ergebnisse kann laut [1] eine Überdeterminierung des Systems erfolgen, wobei an zusätzlichen Positionen ebenfalls nahe der Koppelpunkte (in der Literatur wird ein Abstand von max. 10cm beschrieben) die Beschleunigung während des Anschlagversuches und der Betriebsmessung aufgenommen wird. Dabei ist darauf zu achten, dass mit $M > N$ die Pseudoinverse verwendet wird, welche mittels Singulärwertzerlegung erstellt wird:

$$\mathbf{I}(f) = \mathbf{U} \cdot \mathbf{S} \cdot \mathbf{V}^* \quad (2.8)$$

$$\mathbf{I}^{-1}(f) = \mathbf{V} \cdot \mathbf{S}^{-1} \cdot \mathbf{U}^* \quad (2.9)$$

Um zu verhindern, dass sehr kleine Singulärwerte bei der Inversion große Fehler verursachen, ist eine Regularisierung der Matrix notwendig:

$$\tilde{\mathbf{I}}^{-1}(f) = \tilde{\mathbf{V}} \cdot \tilde{\mathbf{S}}^{-1} \cdot \tilde{\mathbf{U}}^* \quad (2.10)$$

Ansonsten würden kleine Messfehler der Beschleunigung zu großen Fehlern der Kräfte resultieren.

Ein großer Vorteil der Inertanzmethode ist die Berücksichtigung des Übersprechens zwischen den Koppelpunkten. Der hohe Aufwand der Inertanzbestimmung erweist sich vor allem bei einer großen Anzahl von Sensorpositionen als Nachteil.

2.3 Luftschall-Übertragungsfunktionen

Zur Berücksichtigung der Luftschallpfade wird bei der **direkten Methode** die Übertragungsfunktion zwischen gemessenem Schalldruck der i -ten Quellposition sowie der Referenzposition, wie in [1] beschrieben, bestimmt. Dazu wird die tatsächliche Quelle durch einen kleinen Messlautsprecher ersetzt und die Schalldrücke im Laborversuch aufgenommen.

$$H_{AB,i}(f) = \frac{p_{ref}(f)}{p_i(f)} \quad (2.11)$$

Dabei bedeutet der Index AB (airborne), dass es sich um Luftschallabstrahlung handelt. Der Gesamtschalldruck an der Referenzposition berechnet sich aus der Summe der Teilschallbeiträge jeder Luftschallquelle i :

$$p_{AB}(f) = \sum_i p_{AB,i}(f) = \sum_i p_{Betrieb,i}(f) \cdot H_{AB,i}(f) \quad (2.12)$$

Das Messen der Luftschall-Transferfunktion kann auch mittels **reziproker Methode** nach [3] ähnlich wie in Kapitel 2.1 erfolgen. Dabei wird wieder mit einer Punktschallquelle an der Referenzposition angeregt (z.B. weißes Rauschen) und gleichzeitig die Schalldrücke an den ursprünglichen Positionen p_i (sekundärseitig) und an der Punktschallquelle p_{ref} aufgenommen. Dadurch ergibt sich die Übertragungsfunktion zu:

$$H_{AB,i}(f) = \frac{p_i(f)}{p_{ref}(f)} \quad (2.13)$$

Durch Einsetzen in Gleichung 2.12 kann schlussendlich der Luftschallbeitrag berechnet werden.

Um schließlich die Theorie gut in die Praxis umsetzen zu können und Anwendungsfehler zu vermeiden, wird in den nächsten Schritten vorerst eine mechanische und auditive Untersuchung des betrachteten Systems durchgeführt.

3

Mechanische Analyse des Tischsystems

Als eine der Fehlerquellen der TPA wird immer wieder das Übersehen von Transferpfaden angegeben. Um solche Fehler zu vermeiden, wurde das Tischsystem in seine Einzelteile zerlegt und auf Körperschallkoppelstellen, sowie tatsächliche Luftschallquellen untersucht.

Das zu untersuchende Tischsystem besteht grundsätzlich aus vier verschiedenen Baugruppen: einer *Tischplatte*, zwei *Tischsäulen* mit den beiden *Antrieben* und zwei *Tischfüßen*. Die wichtigsten Baugruppen bestehen dabei aus der zweistufigen *Tischsäule* mit Aufnahme des *Antriebs* und Anbindung an die restlichen Elemente, wie in Abbildung 3.1 und 3.2 ersichtlich. Abbildung 3.1(b) zeigt den Antrieb, betrachtet als aktive Seite mit Motor, Getriebe, Alurohr und Spindel als seine Einzelteile.

Der Antrieb ist oben über zwei schwarze Schrauben mit der Aufnehmerplatte verbunden, während die Verbindung zwischen Platte und oberem Säulenelement über vier Schrauben bewerkstelligt wird (siehe Abbildung 3.2(a)).

In der Mitte wird der Antrieb über einen Mittenadapter stabilisiert und ist über diesen Adapter mit dem mittleren Säulenelement durch vier Kunststoffstifte verbunden, was in Abbildung 3.2(d) ersichtlich ist. Die vier Stifte (einer pro Seite) sind asymmetrisch angeordnet und streng in den Mittenadapter eingepasst.

In der Nähe des Tischfußes besteht eine direkte Verbindung mit dem unteren Säulenelement durch eine Schraube (siehe Abbildung 3.2(e)). Die drei einzelnen Säulenelemente sind nur durch Gleiter aus Kunststoff miteinander verbunden (siehe Abbildung 3.2(d)). Je Seitenfläche sind vier Gleiter am oberen und mittleren Säulenelement angebracht.

Tischplatte und Tischfuß sind nicht direkt mit dem Antrieb verbunden. Die Platte ist über Winkel mit dem oberen Säulenelement (siehe Abbildung 3.2(c)) und der Fuß mit dem unteren Säulenelement verschraubt (siehe Abbildung 3.2(f)). Die Öffnung im Fuß dient nur zur Befestigung eines Sensors bei der Durchführung der TPA.

Abbildung 3.1(b) zeigt das Funktionsprinzip des Antriebs. Während der Aufwärtsbewegung treibt der Motor die Antriebswelle über das Getriebe an. Die Antriebswelle ist mit dem Alurohr über eine Führung verbunden. Dadurch dreht sich das Alurohr über die Spindelmutter um die Spindel und gleichzeitig über die Gewindebuchse um die Hohlspindel. Die Spindel bewegt sich weder translatorisch noch rotatorisch. Die Hohlspindel ist starr mit dem Motor und dem Getriebe verbunden und bewegt sich nur translatorisch.

Durch die unterschiedlichen Gewindesteigungen der Spindel und der Hohlspindel, besitzt der Motor-Getriebe-Block (mit Hohlspindel) den doppelten Vorschub v_2 im Vergleich zum Alurohr-Block v_1 (mit Spindelmutter und Gewindebuchse). Dies wird auch durch die bereits erwähnte Führung im Alurohr bewerkstelligt, wodurch die Antriebswelle das Alurohr zwar mitdreht, translatorisch bewegen sich die beiden Teile jedoch mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten. Aus diesem Grund wird der Antrieb als zweistufig betrachtet.

Dieses System gilt es bezüglich der verschiedenen Transferpfade zu untersuchen.

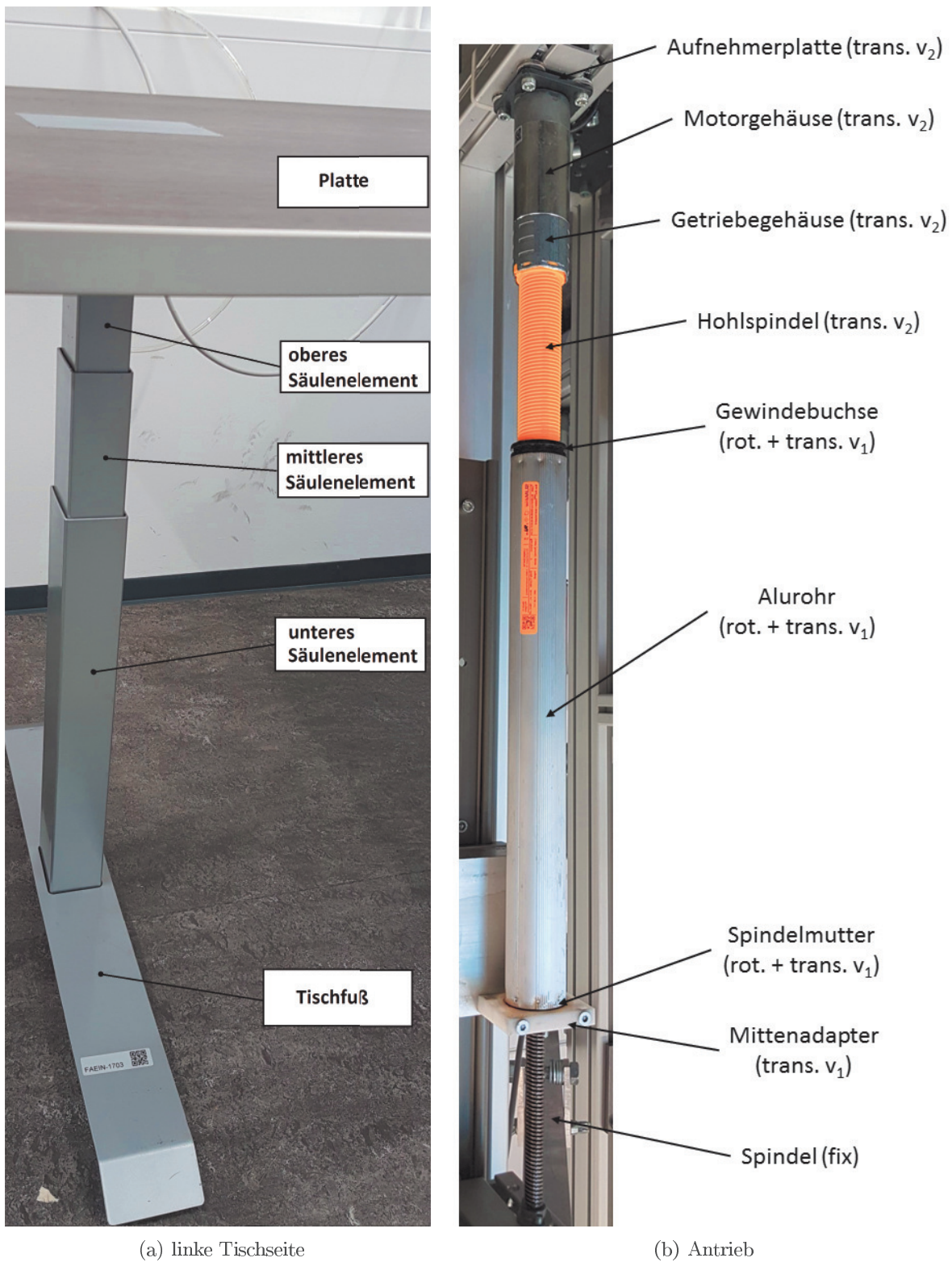
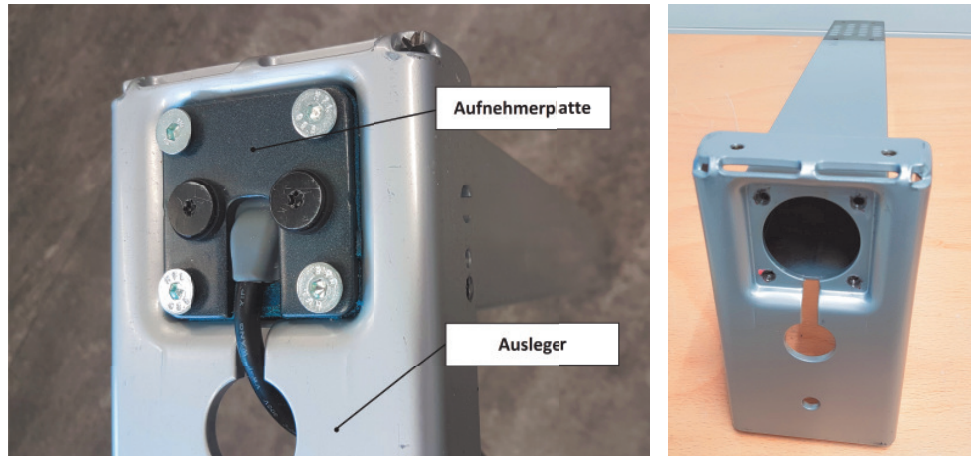


Abbildung 3.1: Vorstellung des zu untersuchenden Tischsystems. Der Antrieb befindet sich innerhalb der Tischsäule.



(a) Verschraubung (schwarze Schrauben) zwischen Antrieb und Aufnehmerplatte
 (b) oberes Säulenelement mit Ausleger



(c) Verbindung zwischen Tischplatte und oberem Säulenelement über Winkel
 (d) Mittenadapter als Verbindung zwischen Alurohr und mittlerem Säulenelement



(e) direkte Verschraubung zwischen Spindel und unterem Säulenelement
 (f) Verschraubung zwischen Tischfuß und unterem Säulenelement

Abbildung 3.2: Analyse der Verbindungen zwischen aktiver und passiver Struktur.

4

Auditive Voruntersuchung

Ein weiterer wichtiger Teil neben der mechanischen Analyse ist auch die auditive Untersuchung des Tischsystems, um einen ersten Eindruck der Betriebsgeräusche zu bekommen.

Der Motor und das Getriebe des Antriebs können zusammen als Hauptschallquelle identifiziert werden. Da diese beiden Bauteile sehr nahe beieinander liegen, erfolgt keine Trennung dieser beiden Quellen. Auch das Alurohr erzeugt durch die drehende Bewegung ein Reibgeräusch, das jedoch für geringer als das Motor- und Getriebegeräusch bewertet wird. Der durch den Antrieb hervorgerufene Luftschall tritt durch Kabelöffnungen am oberen Koppelpunkt des Antriebs, durch die Freiräume zwischen den Säulenelementen, sowie durch Öffnungen am Koppelpunkt des Tischfußes (siehe Abbildung 4.1). Die Körperschallabstrahlung durch Tischplatte, Säulenelemente und Tischfüße wird subjektiv als geringer eingeschätzt. Als markantes temporäres Geräusch ist ein Klicken des Schaltrelais der Kontrollbox beim Anfahren zu bemerken. Aufgefallen ist auch, dass bei manchen Kontrollboxen ein leises hochfrequentes Geräusch während dem Betrieb zu hören ist. Im Vergleich zum Hinunterfahren besitzt das Hochfahren des Tisches einen stärkeren hochfrequenten Anteil.

Um diese Eindrücke verifizieren zu können, wurden Schalldruckpegel im Nahfeld und Beschleunigungen gemessen. Die Messungen wurden im Betrieb während einer Hochfahrt mit der Dauer von 12 Sekunden und einem Vorschub von $38 \frac{mm}{s} \hat{=} 5700 \frac{U}{min}$ durchgeführt. Die Schalldruckpegel werden A-bewertet im wichtigen Frequenzbereich von 100Hz bis 8000Hz dargestellt. Die DFT-Länge beträgt 4096 samples, was eine Frequenzauflösung von 12Hz bei einer Abtastfrequenz von 48kHz ergibt. Als Fensterfunktion wurde das *Hanning*-Fenster mit einer Überlappung von 50% gewählt. Die Messpositionen sind in Abbildung 4.1 und 4.2 ersichtlich. Der Beschleunigungspegel besitzt einen Bezugswert von $1 \frac{mm}{s^2}$.

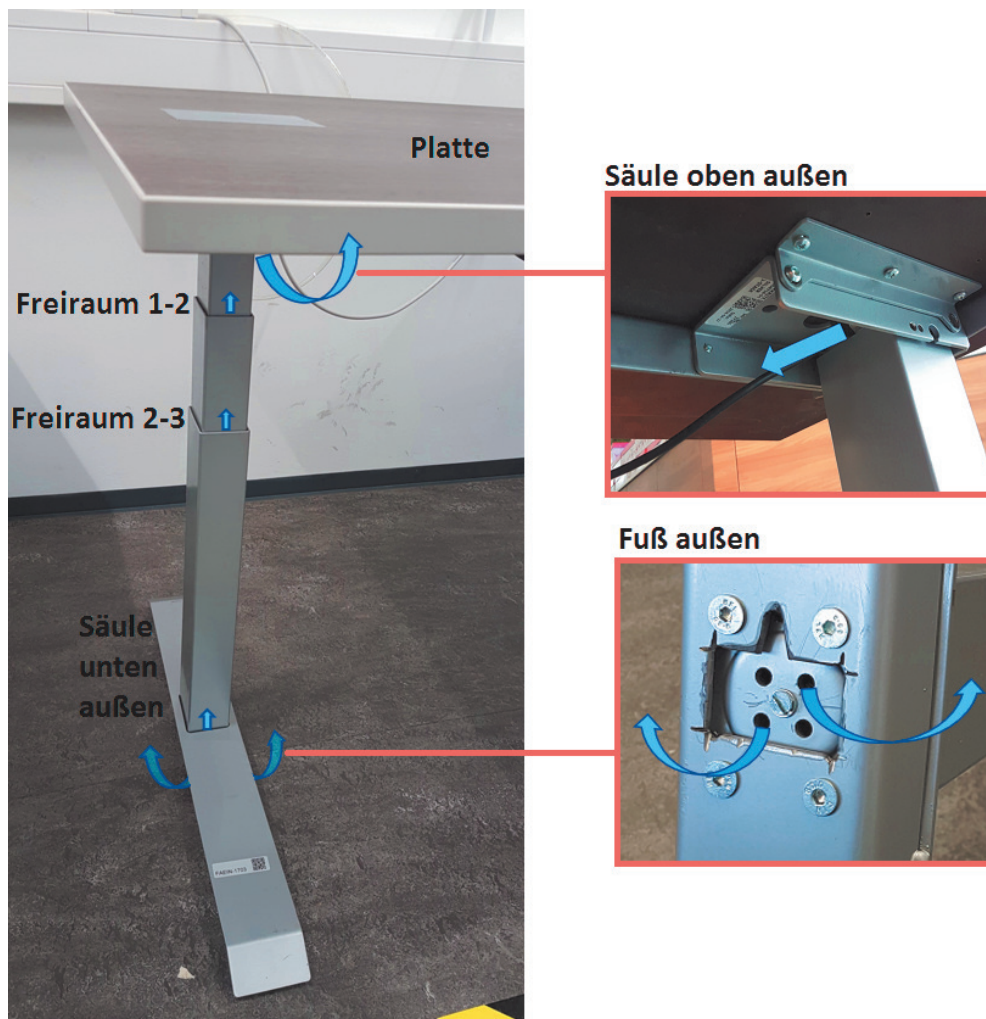


Abbildung 4.1: Darstellung der Öffnungen, bei welchen Luftschall (blaue Pfeile) austritt.

In Abbildung 4.3 ist der Vergleich der Schalldruckpegel des Motors im Prüfstand (siehe Abbildung 4.2(d)) und der Messposition außerhalb der Säule des Tisches auf Höhe des Motors (siehe Abbildung 4.1 - *Säule oben außen*) dargestellt. Zusätzlich ist auch die Beschleunigung des Krafteinleitungspunktes am oberen Säulenelement, aufsummiert über alle Koordinatenrichtungen, eingezeichnet (siehe Abbildung 4.2(c)). Wegen der höchsten Beschleunigungswerte wurde dieser Einleitungspunkt ausgewählt. Man erkennt sofort Ähnlichkeiten in verschiedenen Frequenzbereichen als Zusammenhang zwischen Vibration und Luftschallabstrahlung. Im Vergleich zum ausgebauten Zustand, beeinflussen nicht nur abstrahlende Flächen die Messung, sondern auch die veränderten Steifigkeiten und Belastungen durch das Einbauen des Antriebes. Die Prüfstandmessung weist bei niedrigeren Frequenzen (200Hz, 400Hz, 780Hz und 1000Hz) erhöhte Amplituden auf, während sich bei Messungen des gesamten Tischsystems (*Säule oben außen*) höhere Frequenzen (3000Hz und 6000Hz) abheben. Ob die Schallanteile direkt vom Motor oder von abstrahlenden Flächen wie der Tischplatte oder der Tischsäule stammen, ist noch zu untersuchen.

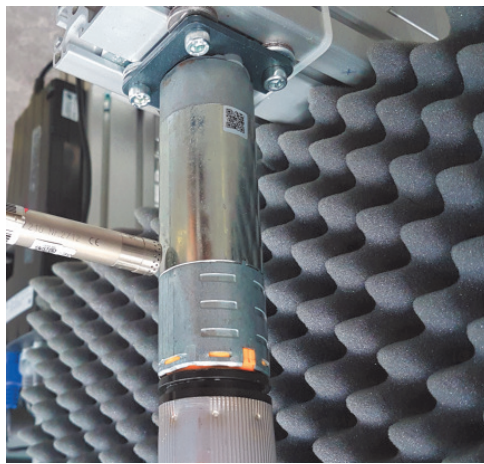
Abbildung 4.4 zeigt, dass sich die Schalldruckpegel an den Öffnungen zwischen den Säulenelementen und der oberen Öffnung in Höhe des Motors sehr ähneln. Nur wenige Frequenzbereiche wie zum Beispiel im Bereich um 200Hz, 630Hz, 3000Hz und oberhalb von 5000Hz weisen eindeutige Unterschiede auf.



(a) Tischplatte



(b) Freiraum zwischen Säulenelementen (c) Verschraubung bei oberem Säulenelement



(d) Motor-/Getriebegehäuse im Prüfstand

Abbildung 4.2: Beispiele für Messpositionen zur Voruntersuchung des Tischsystems.

In Abbildung 4.5 kann bei der roten Kurve eine Absenkung der Amplitude oberhalb von etwa 1200Hz durch Abschottung aufgrund der Tischplatte bemerkt werden, während die erhöhten Amplituden (460Hz, 750Hz und unter 200Hz) auf die Abstrahlung der Tischplatte schließen lassen. Bei etwa 1kHz ist ein starker Einfluss auf alle Kurven ersichtlich. Auch um 2kHz herrscht bis auf die Messung im Nahfeld der Tischplatte eine allgemeine Erhöhung. Zusätzlich ist zu erwähnen, dass die verwendete Tischplatte eine Dicke von 3cm und damit eine große Masse besitzt, was der Plattenabstrahlung durch Körperschallanregung entgegenwirkt.

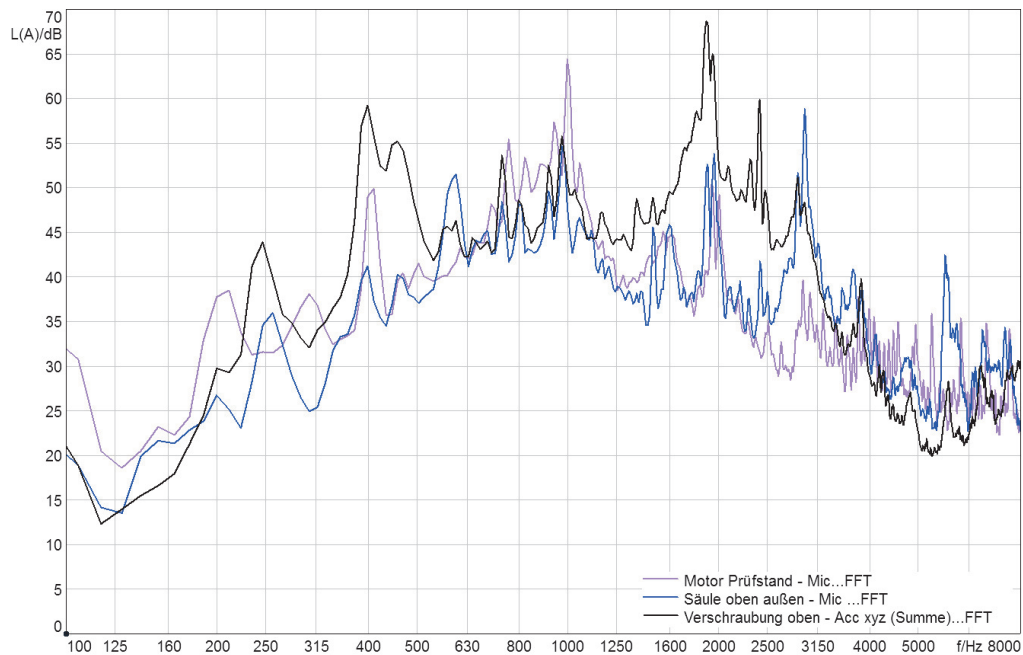


Abbildung 4.3: Vergleich der gemessenen Schalldruckpegel im Nahfeld des ausgebauten Antriebs - **Motor Prüfstand**, der Öffnung am oberen Säulenelement in Höhe des Motors - **Säule oben außen** und der Beschleunigung am oberen Krafteinleitungspunkt - **Verschraubung oben**. Messpositionen sind in Abbildung 4.1 und 4.2 dargestellt.

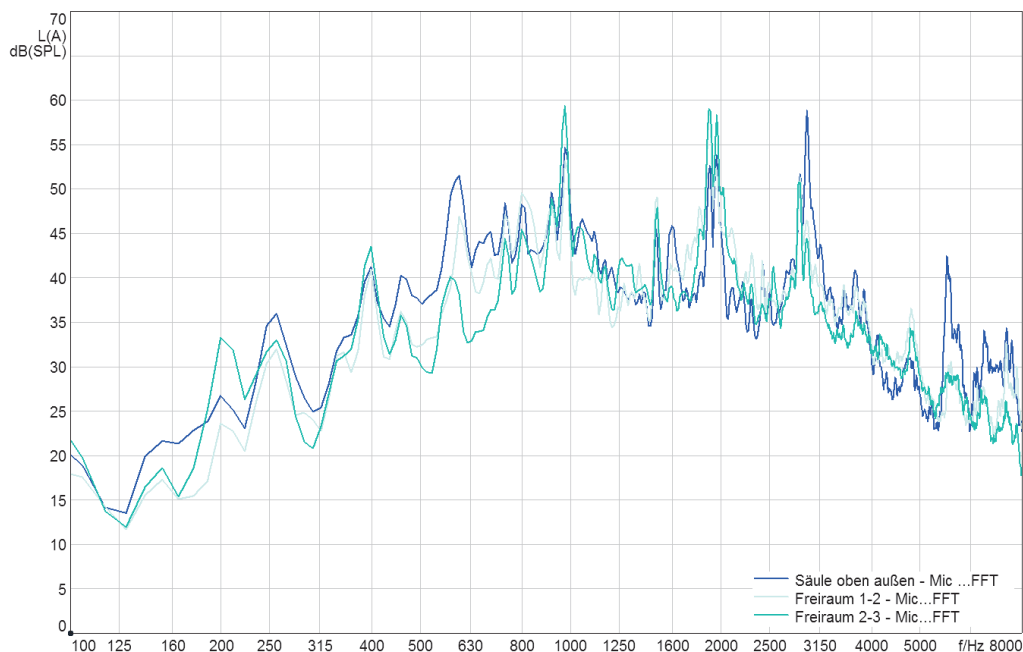


Abbildung 4.4: Vergleich der gemessenen Schalldruckpegel im Nahfeld der Öffnung am oberen Säulenelement - **Säule oben außen** und der **Freiräume** zwischen den Säulenteilen. Messpositionen sind in Abbildung 4.1 dargestellt.

Einfache Schalldruckmessungen im Nahfeld im Betrieb zeigen deutlich Abschottungseffekte (z.B. der Tischplatte) und Absenkungen bzw. Verstärkungen in einzelnen Frequenzbereichen. Um die Kopplung aller Elemente im Betrieb und die Interferenzen der verschiedenen Quellen (Antriebe und abstrahlende Flächen) genauer zu untersuchen, werden infolge mit Hilfe der TPA die einzelnen Übertragungspfade identifiziert (siehe Kapitel 5).

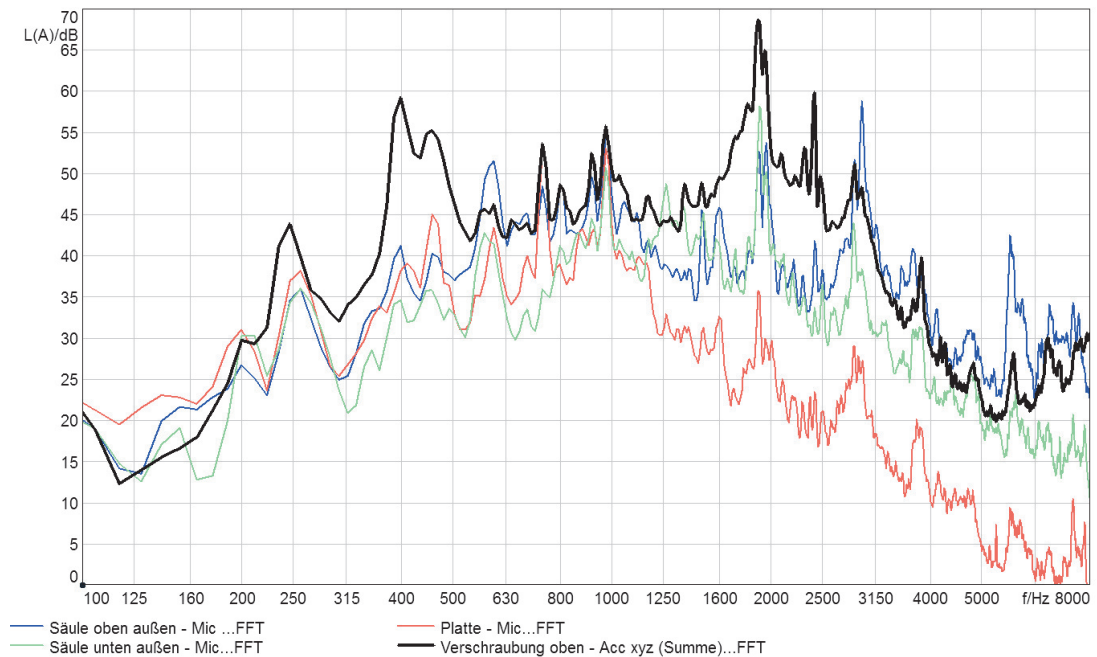


Abbildung 4.5: Vergleich der gemessenen Schalldruckpegel im Nahfeld der Öffnung am oberen Säulenelement
 - **Säule oben außen**, in der Mitte der Tischplatte - **Platte**, außen am unteren Säulenelement
 - **Säule unten außen** und der Beschleunigung direkt am oberen Krafteinleitungspunkt des Antriebs - **Verschraubung oben**.

Weiters wurde die Abstrahlung in verschiedene Richtungen um den Motor gemessen. Die Messposition ist in Abbildung 4.2(d) abgebildet. Das Messmikrofon wurde dabei im Nahfeld im Abstand von 1cm an vier verschiedenen Positionen (0° , 90° , 180° , 270°) um den Motor platziert, welcher im Prüfstand eingespannt war (festes Ende oben beim Motor).

In Abbildung 4.6 ist der A-bewertete Schalldruckpegel bezüglich der vier Positionen dargestellt. In Tabelle 4.1 sind zum Vergleich markante Frequenzen des Motors und des Getriebes angeführt.

	Frequenz in Hz
Drehfrequenz Motor	95 (5700 U/min)
Zahneingriffsfrequenz Stufe 2	204
Kommutatorfrequenz des Motors	760
Zahneingriffsfrequenz Stufe 1	980
Zahneingriffsfrequenz Stufe 1 - 2. Harmonische	1960

Tabelle 4.1: Beispiele für berechnete Zahnradfrequenzen des Planetengetriebes bei einer Motorfrequenz von 95 Umdrehungen pro Sekunde.

Man sieht, dass trotz der nicht optimalen Messbedingungen die Abstrahlung in alle Richtungen ähnlich ist, weshalb ein Messpunkt pro Motor für die Luftschallübertragung als ausreichend angenommen wird. Die Drehfrequenz des Motors befindet sich im Mittel bei 95 Umdrehungen pro Sekunde. Die tatsächliche Drehzahl wurde mittels der Software HEAD ArtemiS SUITE aus der Schalldruckmessung berechnet und stimmt mit jener, die bei der Controlbox eingestellt ist, überein.

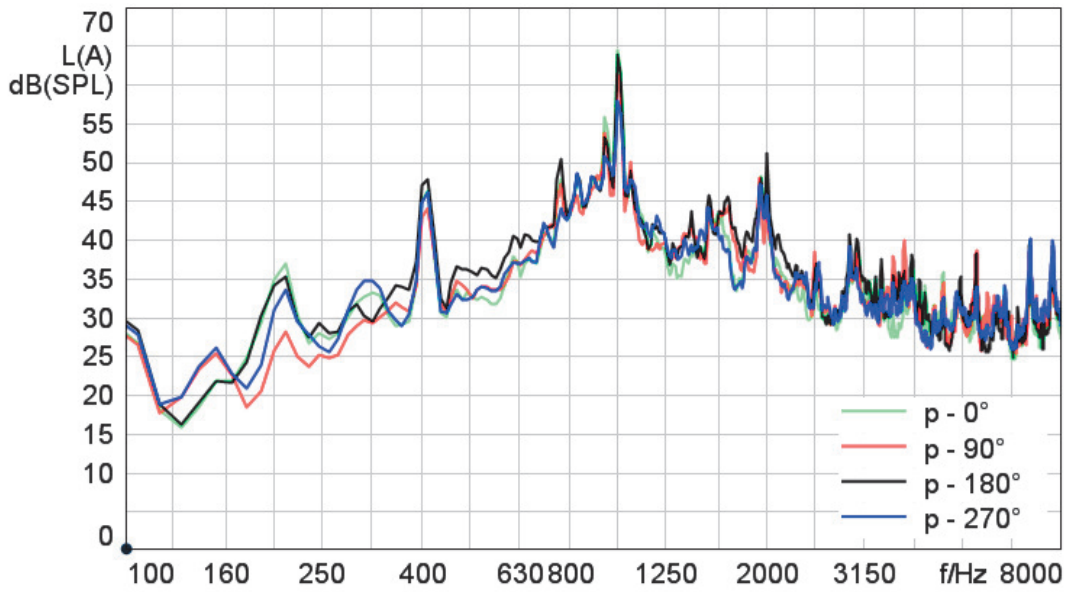


Abbildung 4.6: Abstrahlverhalten des Motors gemessen im Nahfeld im Abstand von 1cm zur Oberfläche und gemittelt über 12 Sekunden. Die Messposition ist in Abbildung 4.2(d) ersichtlich.

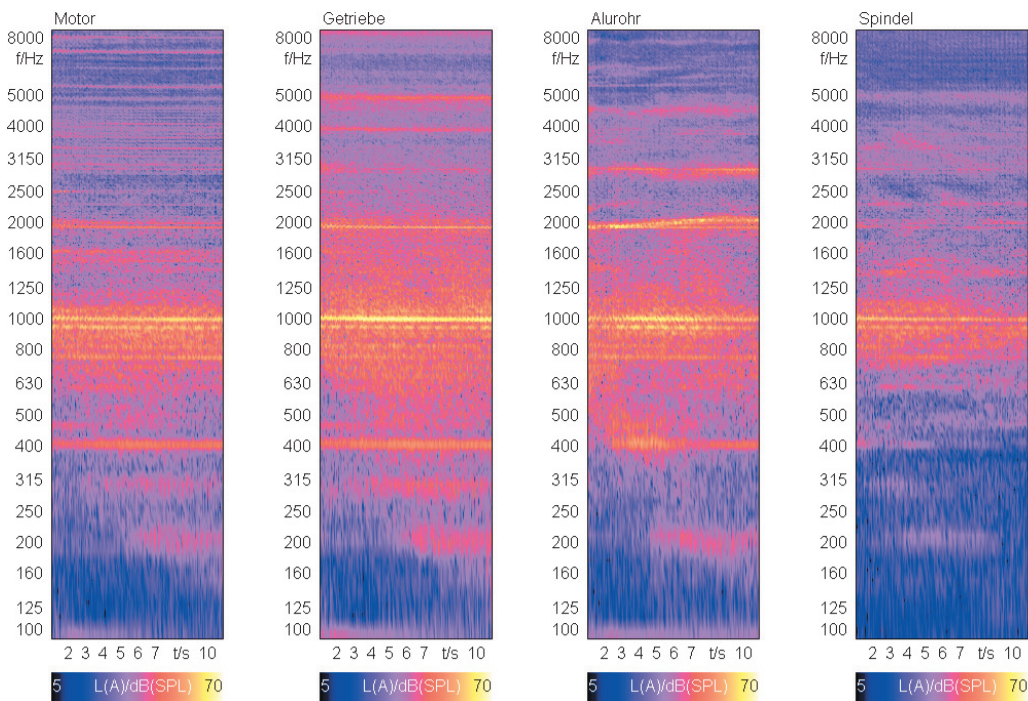


Abbildung 4.7: Abstrahlverhalten (A-bewertet) des Antriebs gemessen im Nahfeld an verschiedenen Positionen während einer Hochfahrt von 12 Sekunden. Die zugehörigen Messpositionen sind in Abbildung 4.9 ersichtlich.

Abbildung 4.7 zeigt den zeitlichen Verlauf des A-bewerteten Schalldruckpegels an verschiedenen Positionen am Antrieb während eines Hochlaufs und Abbildung 4.8 die zugehörige zeitliche Mittelung. Die zugehörigen Messpunkte sind in Abbildung 4.9 dargestellt. Man sieht, dass sich die Signale des Motors und des Getriebes unterhalb von 2kHz qualitativ ähneln. Die Getriebe-frequenzen und deren Harmonische (1kHz, 2kHz, 3kHz, 4kHz, 5kHz) sind gut sichtbar. Auch das Abstrahlverhalten des Alurohres ist mit dem Getriebe vergleichbar, wobei die fehlenden Anteile bei etwa 300Hz und ein Anstieg bei etwa 3kHz erkennbar sind. Da die Spindel sich nicht dreht, werden hier nur noch Restanteile von Getriebe und Alurohr mitgemessen. Generell ist bei den Diagrammen des Alurohres zu beachten, dass das Mikrofon hier mit den bewegten Teilen mitgeführt wurde.

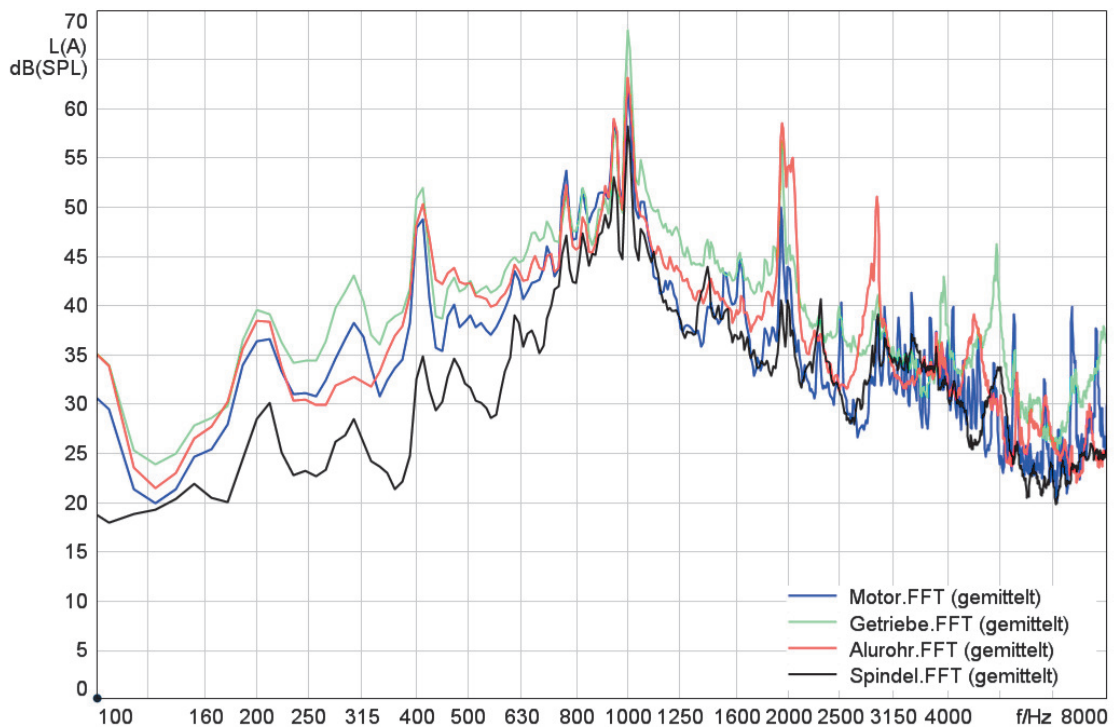


Abbildung 4.8: Abstrahlverhalten des Antriebs gemessen im Nahfeld an verschiedenen Positionen gemittelt über eine Hochfahrt von 12 Sekunden. Die zugehörigen Messpositionen sind in Abbildung 4.9 ersichtlich.

Das Ergebnis der auditiven, wie auch der mechanischen Untersuchung ist ein besseres Verständnis für den Aufbau des Tischsystems. Es können deutlich markante Frequenzen identifiziert werden (Motor- und Getriebe-frequenzen), welche den Hauptbeitrag der Schallabstrahlung liefern. Dieses Verständnis ist für die folgende Durchführung der TPA von großer Wichtigkeit.



Abbildung 4.9: Definierte Messpositionen des ausgebauten Antriebes (Prüfstand). Das feste Ende befindet sich hier oben beim Motor.

5

Durchführung der TPA

Die bisherige mechanische und auditive Analyse des Systems ermöglicht ein gutes Verständnis für die Funktionsweise und den Aufbau des betrachteten Tischsystems und liefert somit die Basis für die Durchführung der Transferpfadanalyse.

Nach der Voruntersuchung des Tischsystems besteht der nächste Schritt aus der Durchführung der Transferpfadanalyse. Für sämtliche Messungen am Tischsystem und zur Analyse der Daten wurden Software sowie Messfrontend von HEAD acoustics verwendet. Der Aufnahmebereich des Tonstudios am Institut für Signalverarbeitung und Sprachkommunikation (SPSC) fungierte wegen der Raum-in-Raum-Konstruktion und der geringen Schalleinflüsse aus der Umgebung als Messplatz und besitzt folgende Abmessungen: $7,5 \times 6 \times 3\text{m}$, was einem Volumen von 130m^3 entspricht. Die Messungen wurden bei einem Vorschub von $45 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$ während der Aufwärtsbewegung des Tisches durchgeführt, was einer Motordrehzahl von $6600 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ entspricht. Die Voruntersuchung wurde im Gegensatz dazu bei einem Vorschub von $38 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \hat{=} 5700 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ vollzogen, was natürlich die Getriebe- und Motorfrequenzen verändert. Da der Gesamtschallpegel bei hohem Vorschub stärker ausfällt und die Struktur stärker angeregt wird, wurde diese Option gewählt.

Die Übertragungsfunktionen können nur statisch betrachtet werden, weswegen eine bestimmte Höhenposition des Tisches (118cm) gewählt wurde. Bei zu großer Abweichung von dieser Position ändert sich jedoch die Übertragungsfunktion, weswegen ein Messbereich von $\pm 2\text{sec} \hat{=} \pm 9\text{cm}$ um diese Position gewählt wurde. Dabei ist zu beachten, dass die Wahl der Position willkürlich geschah, da die Schallabstrahlung während der gesamten Hochfahrt als konstant betrachtet werden kann. Die zweidimensionalen Diagramme in diesem Kapitel stellen eine zeitliche Mittelung über diese $4\text{sec} \hat{=} 18\text{cm}$ dar (entspricht den Tischhöhen von 109cm bis 127cm). Der gesamte Höhenbereich des betrachteten Tisches bewegt sich zwischen 75cm und 127cm.

Tabelle 5.1 zeigt die während dieser Arbeit verwendeten Sensoren.

Die ersten Schritte der Transferpfadanalyse beschäftigen sich mit der Modellerstellung und der Bestimmung der Betriebskräfte. Nach den Betriebsmessungen und der Berechnung der Übertragungsfunktionen werden im letzten Schritt die Daten exportiert und es wird ein passendes Prognose-Projekt angelegt. Prognose ist ein weiteres Programm der Firma HEAD acoustics, in welchem das Synthese-Modell aus den verschiedenen Komponenten von Körper- und Luftschallquellen zusammengesetzt wird (siehe Kapitel 6).

Anzahl	Sensortyp	Bezeichnung
5	triaxialer Beschleunigungsaufnehmer	B&K 4506B
1	triaxialer Beschleunigungsaufnehmer	B&K 4506
1	Impulshammer	Kistler 9722A500
1	Messmikrofon	Gefell MK250
3	Messmikrofon	G.R.A.S. 46AE
1	Schallschnelle-Sensor	Microflown PU regular
Summe:	12	

Tabelle 5.1: Übersicht der verwendeten Sensoren.

5.1 Definition der (vibro-)akustischen Koppelstellen

Das gesamte Tischsystem besitzt pro Säule drei Koppelpunkte bzw. Krafteinleitungspunkte (siehe Abbildung 3.2 und 5.2) mit dem Motor als aktiv schwingender Quelle. Das Getriebe befindet sich direkt neben dem Motor, weshalb kein eigener Quellpunkt deklariert wird. In Tabelle 5.2 sind die einzelnen Sensoren an den unterschiedlichen Positionen ersichtlich. Tabelle 5.3 zeigt zusätzlich die verwendete Kanalbelegung mit Namenskonvention laut Software.

Sensorpositionen	Sensortyp	Sensoranzahl	Kanalanzahl	AB	SB
Referenzposition	Messmikro	1	1	X	
Referenzposition	ν -Sonde	1	1	X	
Motor/Getriebe links	Messmikro	1	1	X	
Motor/Getriebe rechts	Messmikro	1	1	X	
Antrieb oben links	Triax	1	3		X
Antrieb oben rechts	Triax	1	3		X
Mittenadapter links	Triax	1	2		X
Mittenadapter rechts	Triax	1	2		X
Antrieb unten links	Triax	1	3		X
Antrieb unten rechts	Triax	1	3		X
Summe		10	20		

Tabelle 5.2: Überblick aller Krafteinleitungspunkte (SB - structure-borne) und Luftschallquellen (AB - air-borne) sowie der notwendigen Sensoren.

5.2 Modellerstellung und Bestimmung der Betriebskräfte

Die Kraftbestimmung erfolgt wie in Kapitel 2.2 beschrieben durch Anschlagversuche mittels Impulshammer an allen Krafteinleitungspunkten in alle Koordinatenrichtungen, der Berechnung der Inertanzmatrix (Übertragungsfunktionen zwischen anregender Kraft und resultierender Beschleunigung auf der Sekundärseite) und der Bestimmung der Betriebskräfte durch Invertierung der Matrix und Multiplikation mit den Betriebsbeschleunigungen.

Dazu muss in der Software HEAD ArtemiS SUITE ein *TPA-Projekt* erstellt werden, bei dem zu Beginn das Modell der Transferpfadanalyse vom Anwender erstellt wird. Im Falle des Tischsystems wird von sechs Kraftanregungspunkten ausgegangen, welche an der Referenzposition unterschiedliche Teilschallbeiträge liefern. Wichtig ist hier die korrekte Angabe der Koordinatenrichtungen, da es notwendig ist mit dem Impulshammer bezüglich aller Koordinatenrichtungen anzuschlagen, um die zugehörigen Betriebskräfte berechnen zu können. Abbildung 5.1 zeigt das verwendete Modell mit Körperschallquellen und dem Referenzmikrofon als Empfänger. Jedem Element werden Kräfte in den entsprechenden Koordinatenrichtungen hinzugefügt, wobei beim Mittenadapter die z-Richtung wegen dem fehlenden Platz für den Impulshammer vernachlässigt wurde. Abbildung 5.2 stellt die zugehörigen Körperschalleinleitungspunkte zwischen aktiver und passiver Struktur des Tischsystems inklusive der applizierten triaxialen Beschleunigungssensoren dar.

Im selben Schritt können Parameter bezüglich der Fouriertransformation eingestellt werden. Dabei wurde eine DFT-Länge von 8192 samples und eine Abtastrate von 48kHz gewählt. Dies entspricht einer Frequenzauflösung von etwa 6Hz. Die Auswahlmöglichkeiten der Fensterfunktion beschränken sich auf eine einfache Rechteckfunktion oder einer Kombination mit exponentiellem Fenster: 100ms exponentiell - 100ms Rechteck - 100ms exponentiell. Andere Fensterfunktionen wie etwa Hanning, Kaiser-Bessel, Gauß, usw. stehen hier nicht zur Auswahl. Die Wahl fiel hier auf die Kombination mit exponentiellem Fenster.

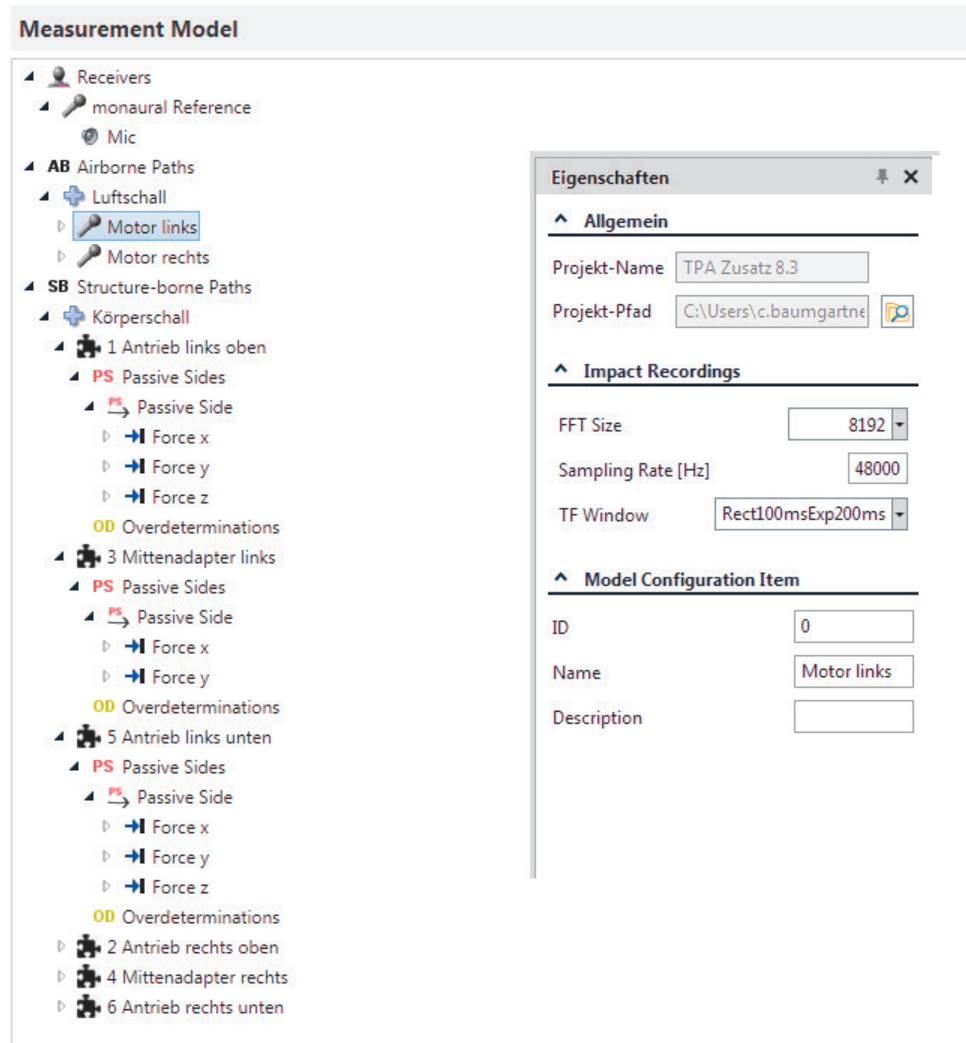


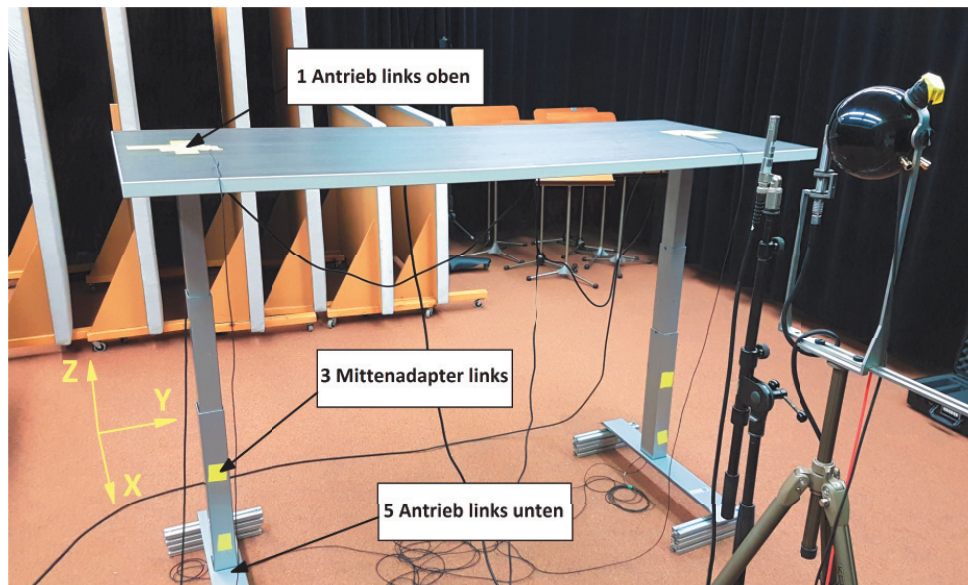
Abbildung 5.1: Erstellen des Modells zur Durchführung der TPA.

Ist das Modell vollständig definiert und alle Sensoren angeschlossen, können die Anschlagversuche zur Kraftbestimmung durchgeführt werden. Die Software führt sehr genau durch den Ablauf der Messungen. Die korrekte Namensgebung zur fehlerfreien Berechnung der Kräfte ist ausschlaggebend. Falls doch ein Name falsch angegeben wird oder der dazugehörige Sensor fehlt, macht die Software darauf aufmerksam.

Nach Durchführung jedes Anschlagversuches (siehe Abbildung 5.4), kann dieser durch Klicken auf den Button *Analysieren* kontrolliert werden (siehe Abbildung 5.3). Pro Kraftereinleitungspunkt und Richtung wurden fünf Anschläge durchgeführt. Neben dem Maximalpegel zur Evaluierung der Kanalübersteuerung kann etwa die Kohärenz analysiert werden. Die Kohärenz lässt sich dabei laut der Softwarebeschreibung aus den Auto- und Kreuzspektren zweier Signale berechnen:

$$\gamma^2(f) = \frac{|S_{ab}(f)|^2}{S_{aa}(f) \cdot S_{bb}(f)} \quad (5.1)$$

Sie ist also ein Maß für die lineare Abhängigkeit von zwei Signalen im Frequenzbereich. Der Wertebereich befindet sich zwischen 0 und 1 (bzw. 0 und 100%). Ein hoher Wert bedeutet eine hohe Abhängigkeit zwischen dem Ein- und Ausgangssignal und steht für eine "gute" Messung. Störungen wie etwa Nichtlinearitäten des Übertragungspfades oder Rauschen verringern die Kohärenz.



(a) Bezeichnung der Körperschallpunkte zum zugehörigen Modell inkl. Koordinatensystem



(b) KEP - schwarze Schrauben zwischen Antrieb und Aufnehmerplatte (Antrieb oben)

(c) KEP - Verbindung zwischen Mittenadapter und mittlerem und unterem Säulenelement (Antrieb unten) (Mittenadapter)

(d) KEP - Schraube zwischen Spindel Säulenelement über vier Stifte (Antrieb unten)

Abbildung 5.2: Veranschaulichung der Körperschalleinleitungspunkte (KEP) mit Beschleunigungssensoren. Die Bildunterschriften beschreiben die genauen Einleitungspunkte.

Falls ein Kanal eine Übersteuerung aufweist oder die Kohärenz nicht zufriedenstellend ist, kann der Versuch sofort wiederholt werden. Laut [6] sollte diese im Bereich über 80% ($\hat{=} 0.8$) liegen.

Abbildung 5.3 zeigt ein Beispiel für die Analyse der Anschlagversuche mit dem Impulshammer. Die Analyse zeigt die Kohärenz zwischen einem Ein- (Impulshammer) und Ausgangssignal (Beschleunigungssensor) und da diese beiden bei der Berechnung auch vertauscht werden können, werden die zwei Signale in der Legende durch ein *-Zeichen verknüpft.

Ist dieser Schritt zufriedenstellend durchgeführt worden, kann als nächstes die Kraftbestimmung durch die Konfiguration der Übersprechpfade zwischen Kraft und Beschleunigung unterschiedlicher Anschlag- und Sensorpositionen durchgeführt werden.

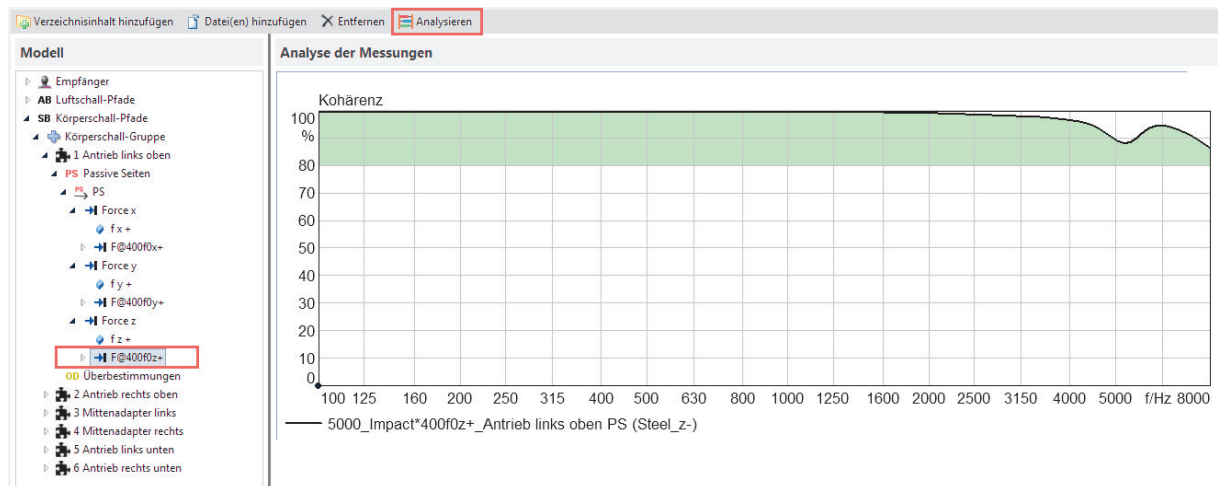


Abbildung 5.3: Analyse der Impulshammeranschläge eines Einleitungspunktes bezüglich einer Koordinatenrichtung. Man sieht die Kohärenz zwischen Impulshammerschlag (Eingang) und resultierender Beschleunigung (Ausgang).

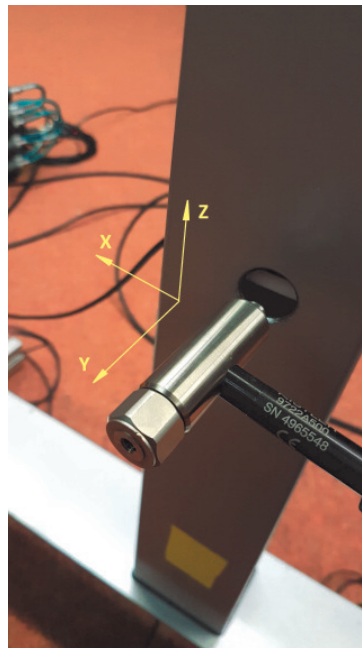


Abbildung 5.4: Darstellung des Impulshammers und der Bohrung zum Anschlagen am Mittensadapter.

Abbildung 5.5 zeigt ein Beispiel für die Definition der Übersprechpfade. Durch Auswahl des Buttons *Lager&Teile* werden zum Beispiel, wie in der Darstellung, nur die Eingangsinertanzen (grau) und die Querinertanzen (petrol) desselben Teiles berücksichtigt, d.h. dass nur das Übersprechen der Kräfte eines Anregungspunktes zu den Beschleunigungen desselben Punktes mit einbezogen werden. Bei Klicken auf das Feld *EnableAll* (siehe Abbildung 5.6) wird die gesamte Matrix aktiviert, was auch zur weiteren Berechnung verwendet wurde. Zusätzlich können auch hier die Pegel und die Kohärenz der ausgewählten Felder (blauer Rahmen) durch Klicken auf den Button *Analyse* betrachtet werden. Als Beispiel sieht man in Abbildung 5.5 die Kohärenz der fünf Impulshammeranschläge in y-Richtung und der resultierenden Beschleunigung am Mittensadapter in x-Richtung. Zwischen 130Hz und 5kHz liegt die Kohärenz bis auf wenige Einbrüche über den vorgegebenen 80%.

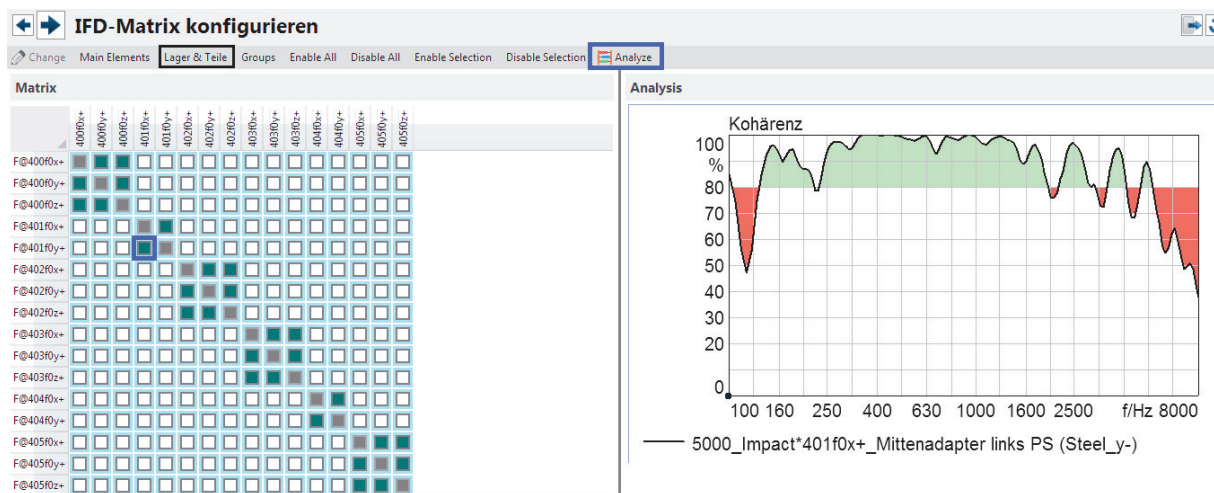


Abbildung 5.5: Definition der Übersprechpfade zwischen Kraftanregung und Beschleunigungssensoren. Zusätzlich wird eine Kohärenz zwischen Kraft und Beschleunigung am Mittenadapter dargestellt.

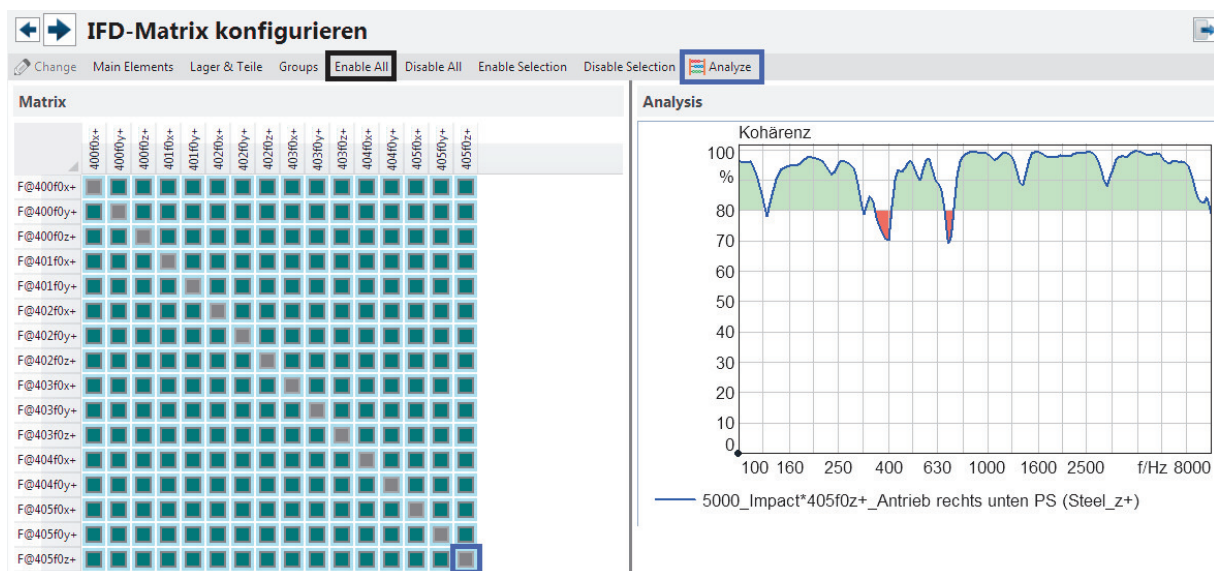


Abbildung 5.6: Aktivierung der gesamten Matrix und Veranschaulichung der Kohärenzanalyse zwischen Kraftanregung und resultierender Beschleunigung am Antrieb rechts unten in z-Richtung.

Bei zufriedenstellender Konfiguration der Matrix werden die für die inverse Kraftbestimmung zu verwendenden Betriebsmessungen geladen. Der Messaufbau zur Messung der Betriebsbeschleunigungen ist in Abbildung 5.2(a) ersichtlich.

Als Messfrontend und Auswertesoftware wurden jeweils Produkte der Firma HEAD acoustics GmbH verwendet. Das Frontend bestand aus drei zusammenschalteten Messmodulen:

- 1x labV6 ... 6-Kanal Eingangsmodul
- 1x labCTRL I.2 ... Kontroll- und Steuereinheit
- 2x labV12 ... 2x 12-Kanal Eingangsmodul

Dies entspricht einer Kanalkapazität von 30 analogen Eingängen. Abbildung 5.7 zeigt das verwendete System während der Messung im Tonstudio. Die zugehörige Kanalbelegung ist in Tabelle 5.3 ersichtlich.



Abbildung 5.7: Darstellung des verwendeten Messsystems.

Kanal-ID	Kanalname	phys. Einheit	Namenskonvention laut Software
1	Impulshammer	N	5000_Impact
2	Motor/Getriebe links	Pa	Mic Motor links
3	Motor/Getriebe rechts	Pa	Mic Motor rechts
4	Referenz Mic	Pa	1000_Receiver
6	Referenz ν - Sonde	m/s	U-Sonde
7	Antrieb oben links x+	m/s ²	400f0x+
8	Antrieb oben links y+	m/s ²	400f0y+
9	Antrieb oben links z+	m/s ²	400f0z+
10	Mittenadapter links x+	m/s ²	401f0x+
11	Mittenadapter links y+	m/s ²	401f0y+
12	Antrieb unten links x+	m/s ²	402f0x+
13	Antrieb unten links y+	m/s ²	402f0y+
14	Antrieb unten links z+	m/s ²	402f0z+
15	Antrieb oben rechts x+	m/s ²	403f0x+
16	Antrieb oben rechts y+	m/s ²	403f0y+
17	Antrieb oben rechts z+	m/s ²	403f0z+
18	Mittenadapter rechts x+	m/s ²	404f0x+
19	Mittenadapter rechts y+	m/s ²	404f0y+
20	Antrieb unten rechts x+	m/s ²	405f0x+
21	Antrieb unten rechts y+	m/s ²	405f0y+
22	Antrieb unten rechts z+	m/s ²	405f0z+

Tabelle 5.3: Überblick der Kanalbelegung inkl. Namenskonvention laut Software.

5.3 Bestimmung der (vibro-)akustischen Übertragungsfunktionen

Wie in Kapitel 2.1 und 2.3 beschrieben, wird mit Hilfe der Übertragungsfunktion zwischen Quelle und Referenzposition der Teilschallbeitrag bestimmt.

Für den **Luftschallanteil** wurde wie in Kapitel 2.3 beschrieben, eine reziproke Methode angewendet. Dabei wird mit Hilfe einer Punktschallquelle an der Referenzposition angeregt (weißes Rauschen) und die Schalldrücke an der Quellposition i und der Referenzposition gemessen, woraus die Übertragungsfunktion berechnet werden kann:

$$H_{AB,i}(f) = \frac{p_i(f)}{p_{ref}(f)} \quad (5.2)$$

Mit der Software *HEAD ArtemiS SUITE* kann diese Übertragungsfunktion bestimmt werden. Dafür wird das Analyseelement *Übertragungsfunktion* verwendet (siehe Abbildung 5.8). Um das gewünschte Ergebnis zu erhalten, können im Eigenschaften-Fenster verschiedene Einstellungen vorgenommen werden.

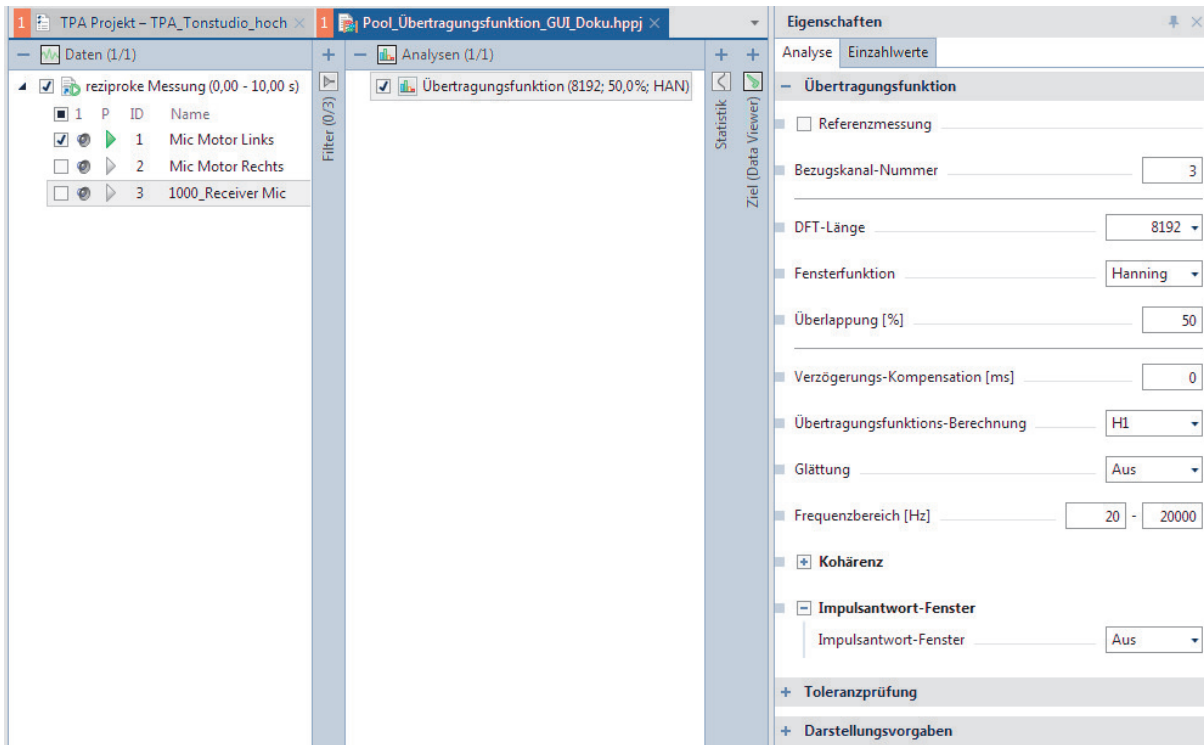


Abbildung 5.8: Benutzeroberfläche und Eigenschaften-Fenster zum Erstellen von Übertragungsfunktionen in *HEAD ArtemiS SUITE*.

Als erstes muss der Bezugskanal mittels Kanalnummer ausgewählt werden, bevor die Einstellungen für die Fourier-Transformation angepasst werden.

Wichtig ist auch die Wahl der Berechnungsart der Übertragungsfunktion, mit den Möglichkeiten $H1$ und $H2$. Die Übertragungsfunktion beschreibt die Abhängigkeit des Ausgangssignals eines linearen, zeitinvarianten Systems vom Eingangssignal. Es wird also ein Zusammenhang zwischen zwei Kanälen erstellt, wobei ein Signal B aus einem Signal A unter Einfluss der Übertragungstrecke hervorgeht. Die beiden Funktionen werden wie folgt definiert:

$$H1(f) = \frac{S_{ab}(f)}{S_{aa}(f)} \quad (5.3)$$

$$H2(f) = \frac{S_{bb}(f)}{S_{ba}(f)} \quad (5.4)$$

mit den Autospektren $S_{aa}(f)$ und $S_{bb}(f)$ und den Kreuzspektren $S_{ab}(f)$ und $S_{ba}(f)$ der Kanäle A (Referenzkanal) und B.

In der Praxis hängt die Auswahl der beiden Methoden vom mitgemessenen Rauschen ab. Es sollte jene Methode gewählt werden, bei der das Autokorrelationsspektrum weniger verrauscht ist (z.B. $H1(f)$ bei rauschärmeren Eingangskanal A). Die tatsächliche Übertragungsfunktion liegt zwischen den Funktionen $H1(f)$ und $H2(f)$. Abbildung 5.9 zeigt den Vergleich der beiden Funktionen für die Übertragungsstrecke zwischen Referenzposition und der Mikrofonposition in der Nähe des Motors/Getriebes innerhalb der Tischsäule (Messaufbau siehe Abbildung 5.10). Man sieht, dass die beiden Funktionen ähnlich sind. Letztendlich fiel die Wahl zur Berechnung der Übertragungsstrecken auf die Funktion $H1(f)$.

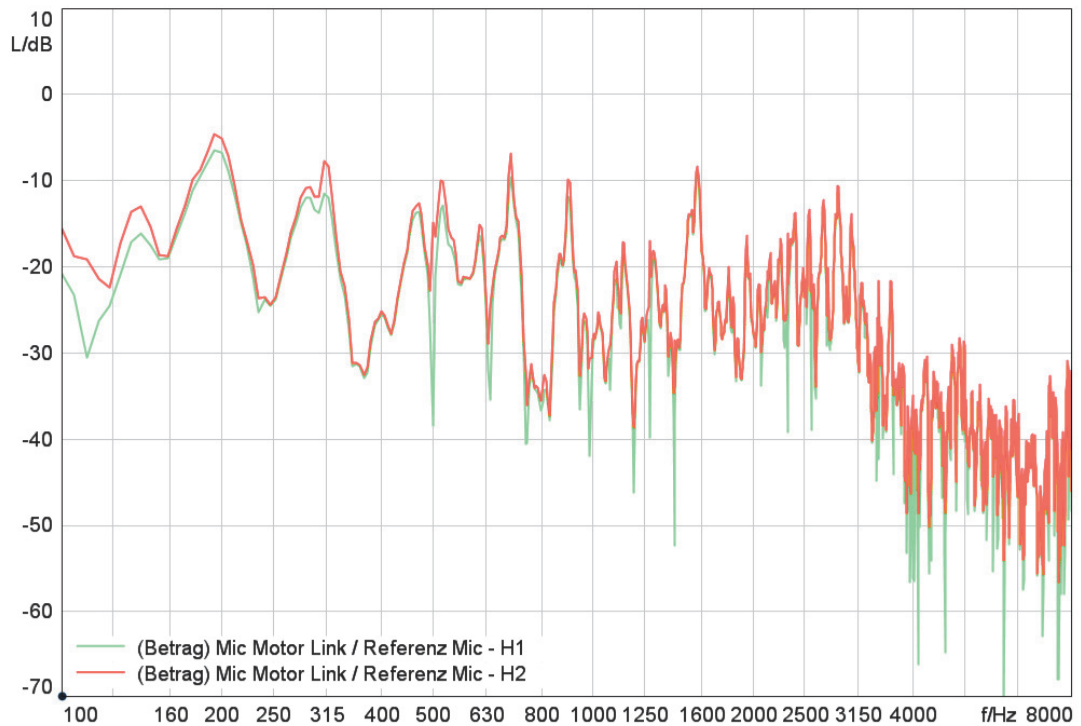
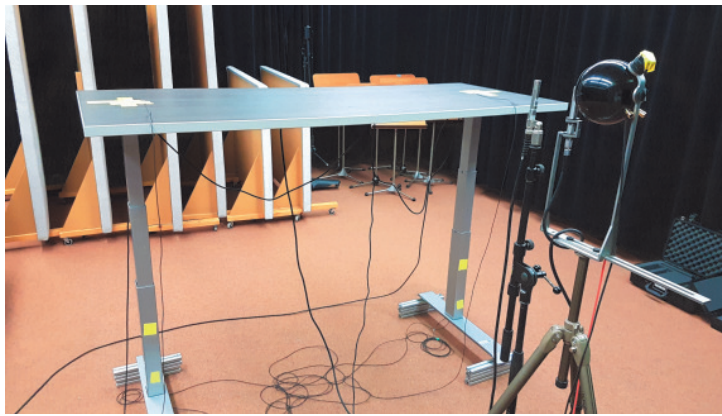


Abbildung 5.9: Vergleich der beiden Methoden zur Bestimmung der Übertragungsfunktion: $H1(f)$ und $H2(f)$.
Messaufbau siehe Abbildung 5.10.

Zusätzlich ist in Abbildung 5.11 der Vergleich der Übertragungsfunktionen zum Motor/Getriebe der linken und rechten Tischsäule sichtbar. Die Abweichungen sind hier als gering zu betrachten.



(a)



(b)

Abbildung 5.10: Messaufbau zur Messung der Luftschall-Übertragungsfunktionen zwischen Referenzposition mit Punktschallquelle und Mikrofonposition an Motor/Getriebe innerhalb der Säule.

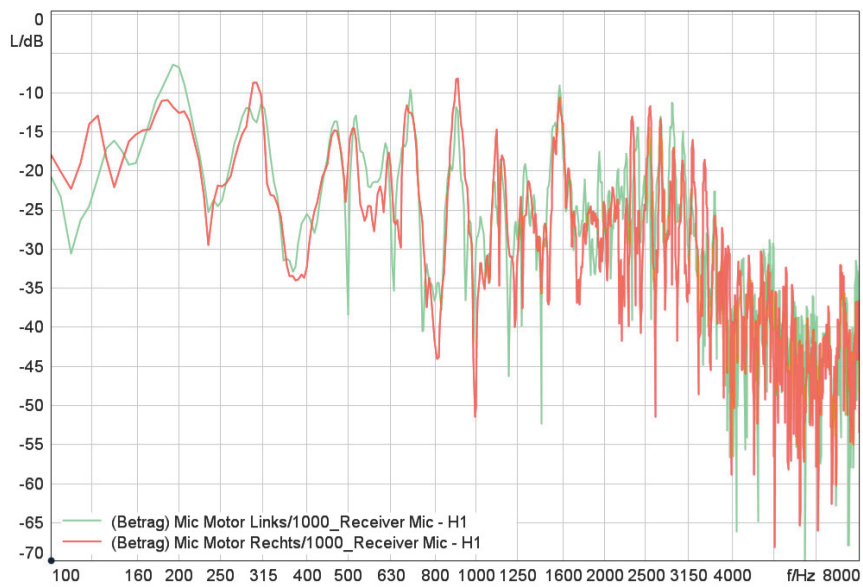


Abbildung 5.11: Vergleich der Übertragungsfunktionen zwischen Referenzposition und Motor/Getriebe der linken und rechten Tischsäule (siehe Abbildung 5.10).

Für den **Körperschallanteil** erfolgte zusätzlich zur direkten Methode eine reziproke Anregung mit weißem Rauschen. Das Rauschen wird wieder mit Hilfe einer Punktschallquelle erzeugt und gleichzeitig der Volumenfluss dieser Quelle und die daraus resultierende Strukturschnelle an den Kräfteinleitungspunkten gemessen bzw. berechnet. Der Monopollautsprecher, sowie auch die $p\nu$ -Sonde zur Messung der Schallschnelle, stammen von der Firma *Microflown*:

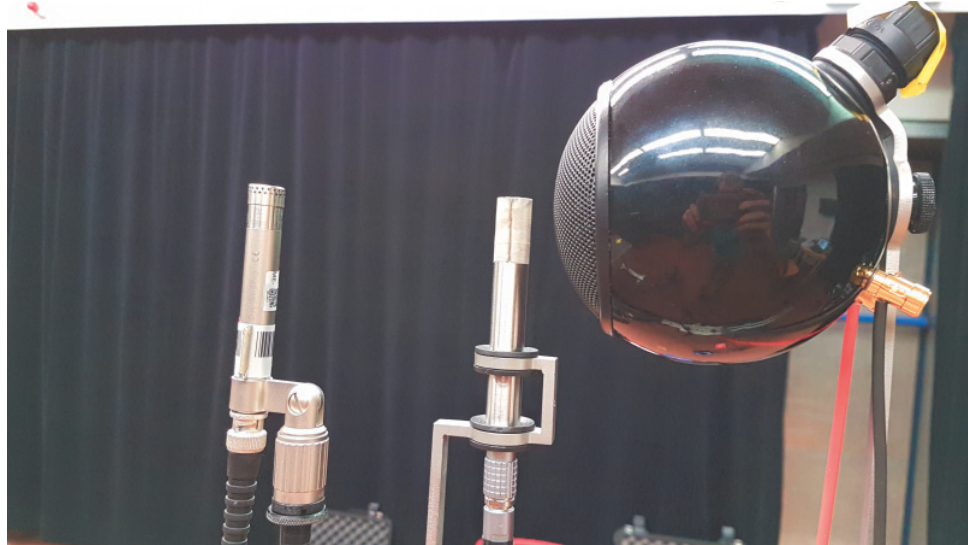


Abbildung 5.12: Bestimmung des Volumenflusses einer Punktschallquelle durch Messen der Schallschnelle mit bestimmten Abstand zum Quellmittelpunkt. Zusätzlich ist das Referenzmikrofon (links) zu erkennen.

Wie in Kapitel 2.1 definiert, kann nun die Übertragungsfunktion berechnet werden:

$$H_{SB,i}(f) = \frac{\nu_i(f)}{Q_{ref}(f)} \quad (5.5)$$

Die Ermittlung des Volumenflusses erfolgt durch Integration der Schallschnelle ν über die Oberfläche S :

$$Q = \int \nu \cdot dS \quad (5.6)$$

Für eine Monopolquelle, auch Kugelstrahler 0. Ordnung, kann die Gleichung zu

$$Q_0 = \nu_0 \cdot 4\pi R^2 \quad (5.7)$$

mit der radialen Schallschnelle ν_0 an der Oberfläche der Kugel mit dem Radius R vereinfacht werden. Der Abstand der Sonde zum Mittelpunkt der Kugel betrug dabei $5,5\text{cm}$, was einer Oberfläche von $0,038\text{m}^2$ entspricht.

Die resultierende Übertragungsfunktion zwischen der anregenden Quelle am Referenzpunkt und dem Beschleunigungssensor am linken Mittenadapter in y -Richtung ist in Abbildung 5.13 zu sehen. Die zugehörige Sensorposition kann in Abbildung 5.2(c) betrachtet werden. Weiters ist der Vergleich zwischen direkter und reziproker Methode angeführt. Im Idealfall sollten die Übertragungsfunktionen der beiden Methoden identisch sein. Es fällt jedoch sofort der Pegelunterschied zwischen den angewendeten Verfahren auf. Zum Beispiel könnte bei der Berechnung des Schallflusses die verwendete Oberfläche des Kugellautsprechers ein Problem darstellen. Damit die reziproke Übertragungsfunktion in den Pegelbereich der direkten kommt, müsste diese etwa mit dem Faktor 100 (= 40dB) multipliziert werden, was einer Verkleinerung der Fläche bei der Schallflussbestimmung um den selben Faktor bedeuten würde. Da sich die reziproke Übertragungsfunktion selbst bei Anhebung des Pegels stark von jener der direkten Methode unterscheidet, ist der Fehler vermutlich einem Anwendungsfehler bei der Positionierung der Beschleunigungssensoren zuzuschreiben. Dies wird im nächsten Kapitel (Synthese) genauer untersucht.

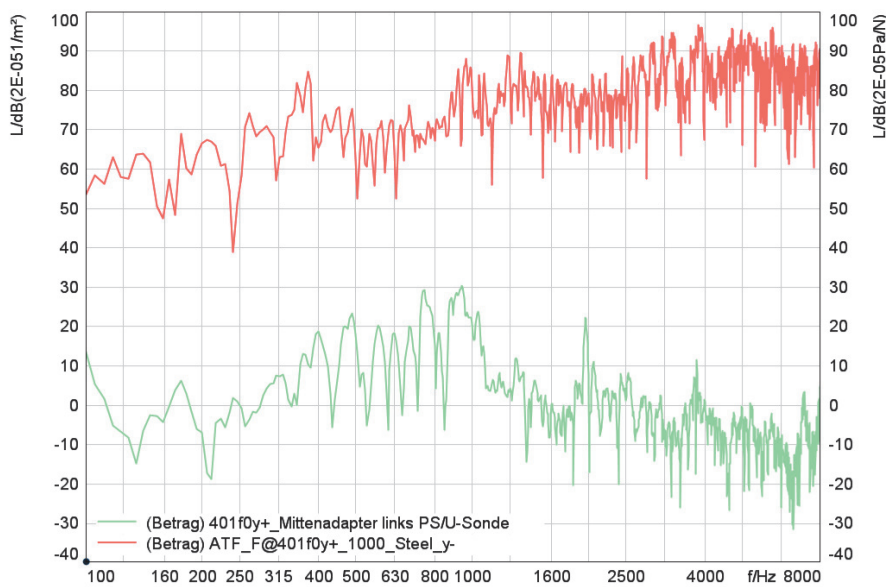
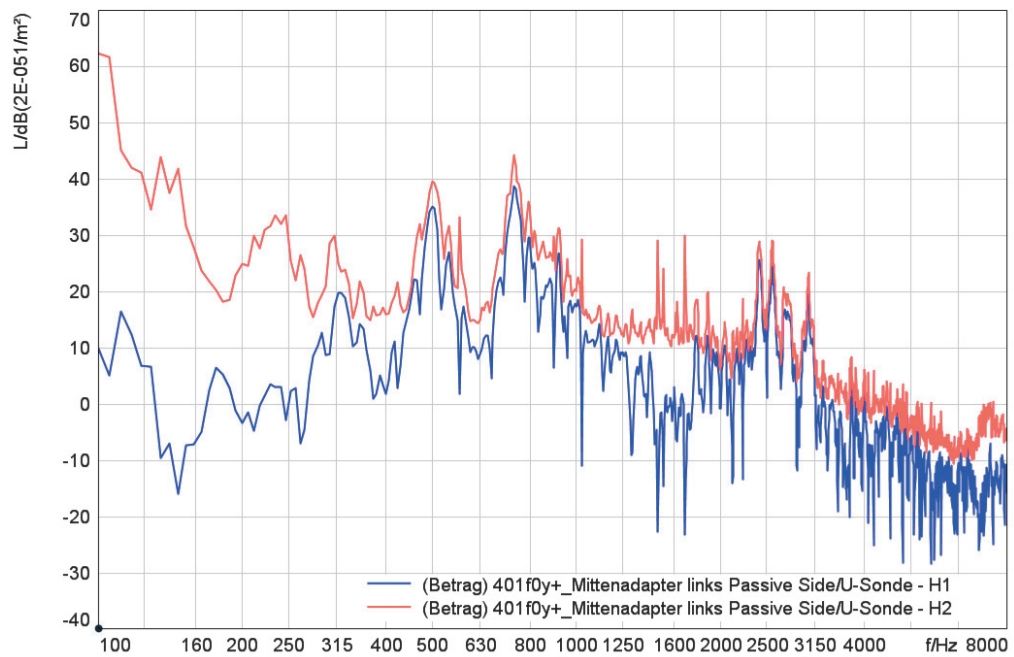
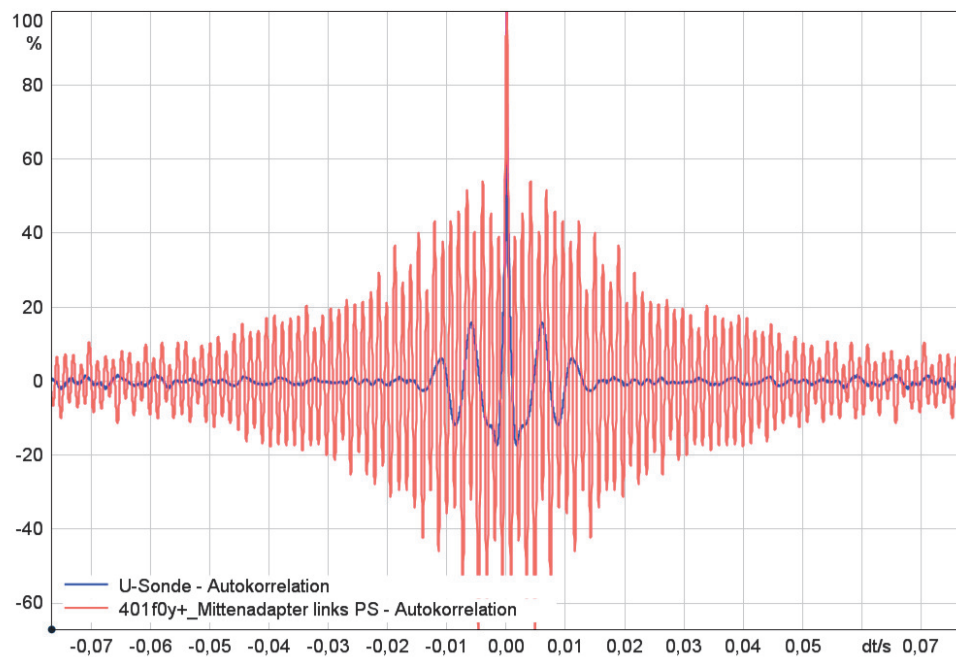


Abbildung 5.13: Vergleich der direkt (rot) und reziprok (grün) gemessenen vibroakustischen Übertragungsfunktion zwischen Kraftereinleitungspunkt am linken Mittenadapter in y -Richtung und der Referenzposition.

Bei der Betrachtung der reziproken Übertragungsfunktion können ebenfalls die beiden Funktionen $H1(f)$ und $H2(f)$ miteinander verglichen werden. Bei $H1(f)$ wird die Autokorrelation des Referenzkanals, in diesem Fall der Volumenfluss der Quelle, verwendet, während bei $H2(f)$ die Autokorrelation der Strukturschnelle am Kraftereinleitungspunkt berechnet wird. In Abbildung 5.14 sieht man den Vergleich der beiden Funktionen und die zugehörigen Autokorrelationsfunktionen zur Sensorposition des Mittenadapters in y -Richtung (siehe Abbildung 5.2(c)). Die Autokorrelationsfunktion der Strukturschnelle des Mittenadapters (rot) weist ein wesentlich geringeres Verhältnis zwischen Haupt- und Nebenkeule auf, was auf ein kleineres Signal-Rausch-Verhältnis schließen lässt. Deshalb wurde auch hier die Funktion $H1(f)$ zur Berechnung der Übertragungsstrecke verwendet.

Nach der Bestimmung der Betriebskräfte mittels Impulshammer und den dabei automatisch erstellten direkten Übertragungsfunktionen, sowie der zusätzlichen Durchführung der reziproken Methode zur Bestimmung der Übertragungsfunktionen, steht im nächsten Abschnitt der Synthese der Schallbeiträge an der Referenzposition nichts im Wege.

(a) Übertragungsfunktionen $H1(f)$ und $H2(f)$ 

(b) normierte Autokorrelationen

Abbildung 5.14: Vergleich der beiden Methoden zur Bestimmung der Übertragungsfunktion zwischen Schallfluss der Quelle (ν -Sonde) und Strukturschnelle in y -Richtung am Mittenadapter - $H1(f)$ und $H2(f)$ - und Darstellung der zugehörigen Autokorrelationsfunktionen.

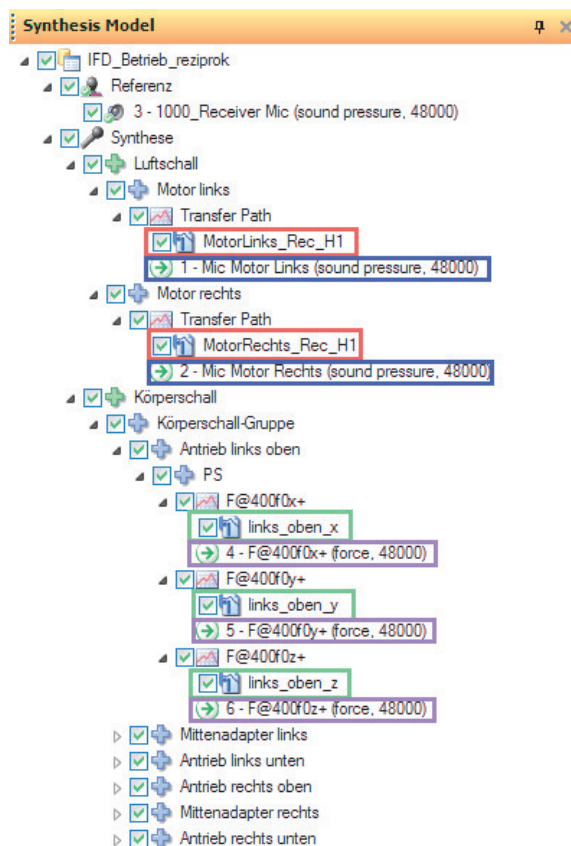
6

Synthese der Teilschallbeiträge

Nach der Bestimmung der Betriebskräfte und der Ermittlung der Übertragungsfunktionen (direkt und reziprok) kann nun die Synthese zur Bestimmung der Schallbeiträge an der Referenzposition durchgeführt werden.

Um die synthetisierten Zeitdaten der Transferpfadanalyse zu erhalten, wurde die Software Progn[i]se der Firma HEAD acoustics verwendet.

Das Synthese-Modell kann aus verschiedenen vordefinierten Templates aufgebaut und erweitert werden. Da nach der Bestimmung der Betriebskräfte mit dem TPA-Projekt-Tool sofort ein dazu passendes Progn[i]se-Projekt erstellt werden kann, sind die Körperschallpfade bereits inklusive Übertragungsfunktionen und Betriebsmessungen eingebettet. Da die Übertragungsfunktionen automatisch aus den Anschlagversuchen ermittelt werden, müssen diese noch mit den reziprok gemessenen Transferfunktionen verglichen werden und eventuell ersetzt werden. Die Referenzmessung muss nicht mehr eingefügt werden, da sie ebenfalls aus der Betriebsmessung übernommen wird. Die Luftschallpfade müssen jedoch selbst aus den vorgegebenen Templates eingefügt werden. Dazu wird für den linken und rechten Motor je ein neuer *Transfer Path* erstellt und diesem eine Übertragungsfunktion sowie ein Betriebsschalldruck zugewiesen (siehe Abbildung 6.1).



Schalldruck Betrieb
reziproke Luftschall
Übertragungsfunktion
reziproke Körperschall
Übertragungsfunktion
Betriebskraft

Abbildung 6.1: Synthese-Modell.

Nach dem Erstellen eines Synthese-Modells kann jeder einzelne Pfad oder auch eine Gruppe aus mehreren Pfaden synthetisiert werden. Auch die Übertragungsfunktionen und andere Parameter können nachträglich geändert werden, um die Genauigkeit des Modells zu verbessern.

6.1 Körperschallpfade

Die Berechnungen im Frequenzbereich erfolgten mit einer Fensterlänge (Hanning) von 8192 samples, was bei einer Abtastfrequenz von 48kHz einer Auflösung von etwa 6Hz entspricht. Da der Frequenzbereich auf 100Hz bis 8kHz eingegrenzt wurde, genügt bei der nächsten Messreihe (siehe Kapitel 7) eine Abtastfrequenz von 16kHz, was bei einer DFT-Länge von 8192 samples eine Auflösung von 2Hz ergeben würde.

Abbildung 6.2 zeigt die erste Synthese der Körperschallpfade mit direkt gemessenen Übertragungsfunktionen, welche automatisch im Zuge der Impulshammerschläge bei der Betriebskraftbestimmung ermittelt wird. Man erkennt, dass bereits die Synthese der Körperschallpfade im Vergleich zur Referenz überschätzt wird. Aus diesem Grund wurden die Übertragungsfunktionen der direkten Methode mit jenen der reziproken Methode ausgetauscht und eine erneute Synthese vollzogen.

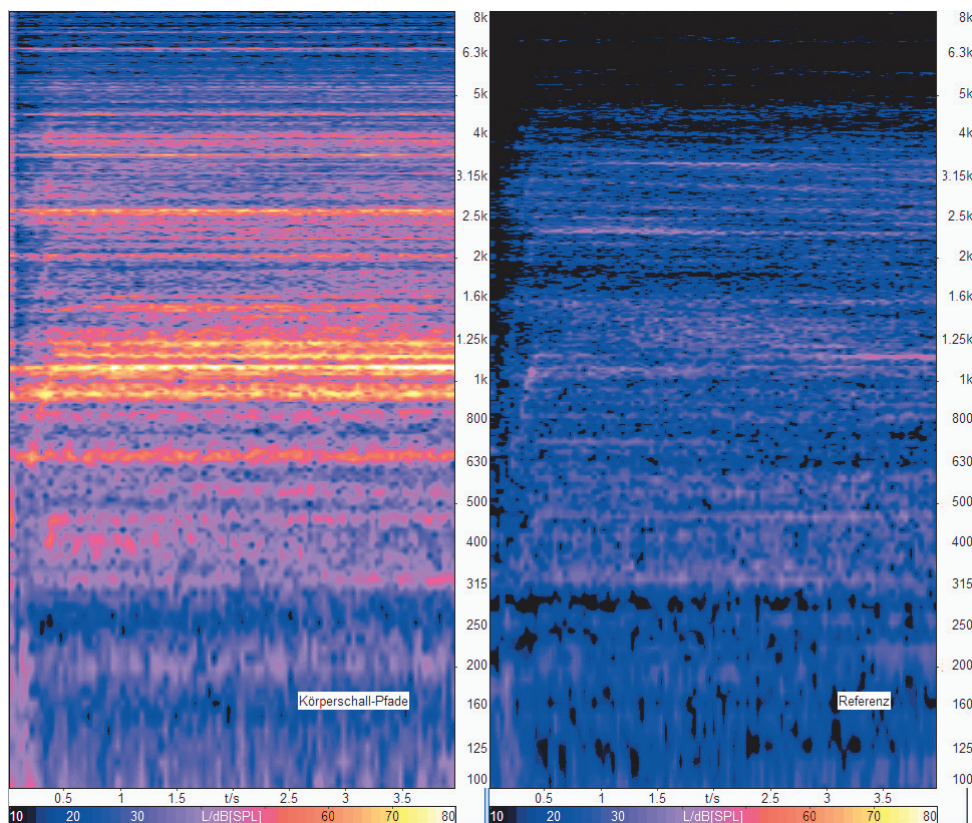


Abbildung 6.2: Synthese der Körperschallpfade mit direkten Übertragungsfunktionen und Referenzmessung.

Abbildung 6.3 zeigt die Synthese mit den Transferfunktionen aus reziproker Messung. Im Gegensatz zur direkten Methode weist das reziproke Verfahren einen geringeren Pegel auf.

Um dies genauer beurteilen zu können, ist in Abbildung 6.4 ein Vergleich der Methoden zu sehen. Bis auf den Pegelunterschied ist eine Ähnlichkeit beider Synthesekurven ersichtlich.

Da der Körperschallanteil des direkten Verfahrens einen breitbandig stärker ausgeprägten Schalldruckpegel als die Referenzmessung besitzt, wurden zunächst die reziproken Übertragungsfunktionen zur weiteren Untersuchung verwendet.

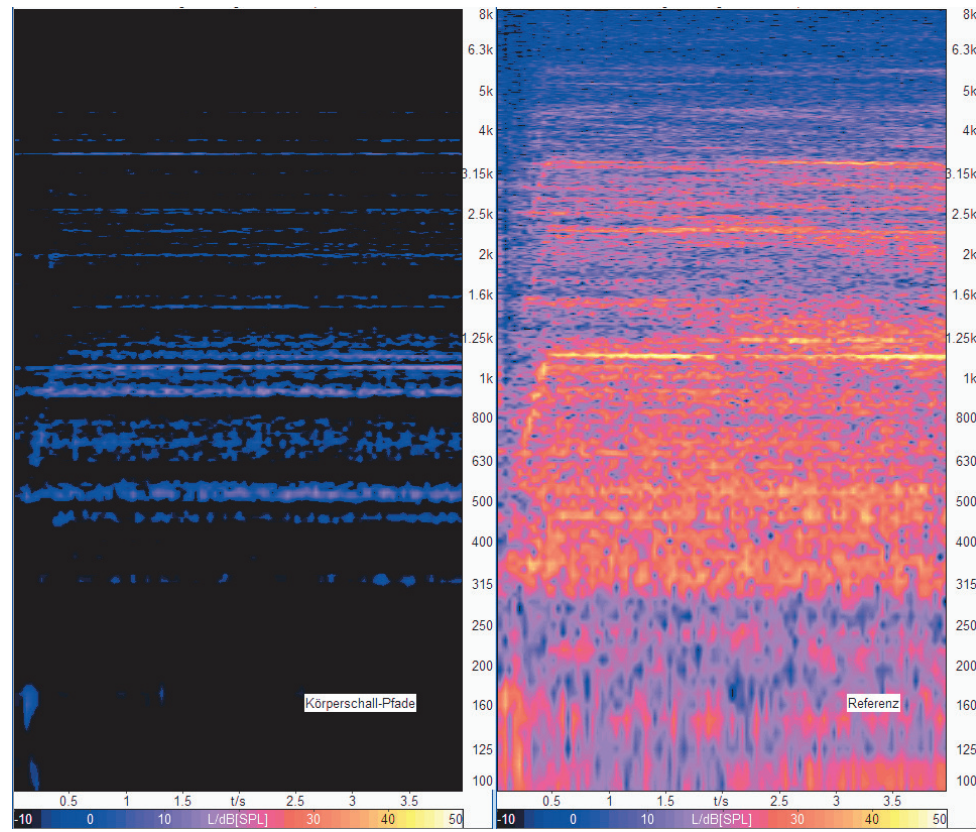


Abbildung 6.3: Synthese der Körperschallpfade mit reziproken Übertragungsfunktionen und Referenzmessung.

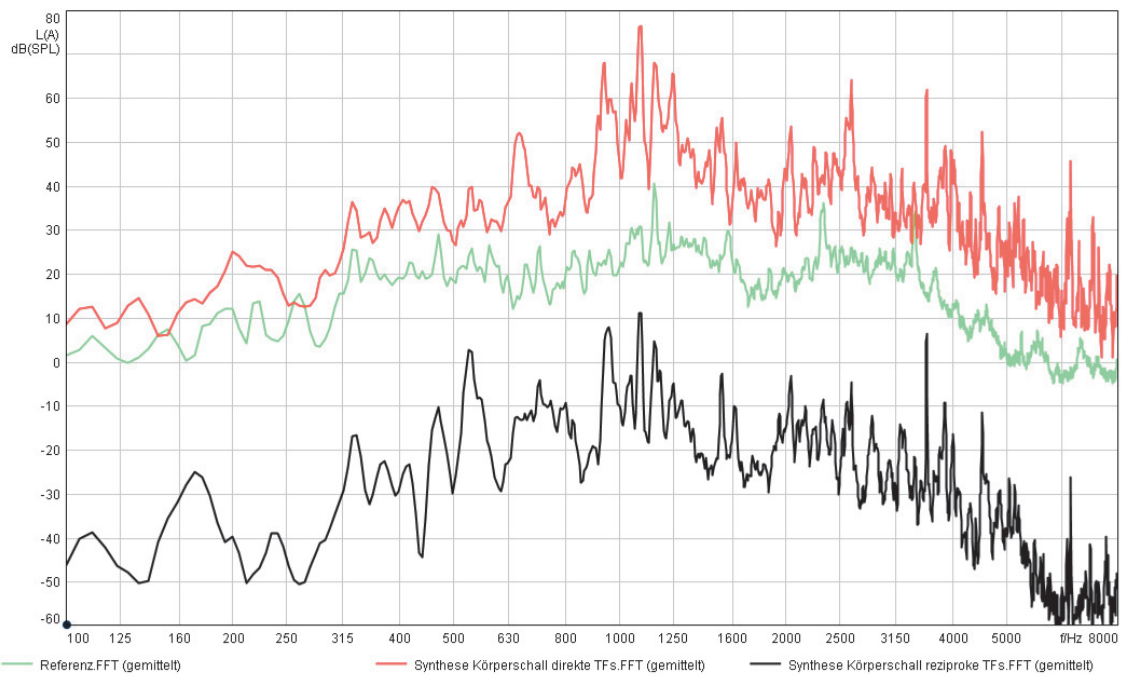


Abbildung 6.4: Vergleich zwischen Körperschallsynthese aus direkter und reziproker Messung inkl. Referenzmessung.

Abbildung 6.5 zeigt den Vergleich der einzelnen Körperschallpfade mit reziproker Übertragungsfunktion. Die berechneten Teilschallbeiträge der verschiedenen Richtungen sind je Sensorposition zusammengefasst. Obwohl das Tischsystem symmetrisch aufgebaut ist und auch das Referenzmikrofon symmetrisch vor dem Tisch angeordnet ist, sind Unterschiede bei den gespiegelt angeordneten Positionen sichtbar, wie etwa die Teilsynthese der Pfade *Antrieb links oben* und *Antrieb rechts oben* (siehe Abbildung 6.6).

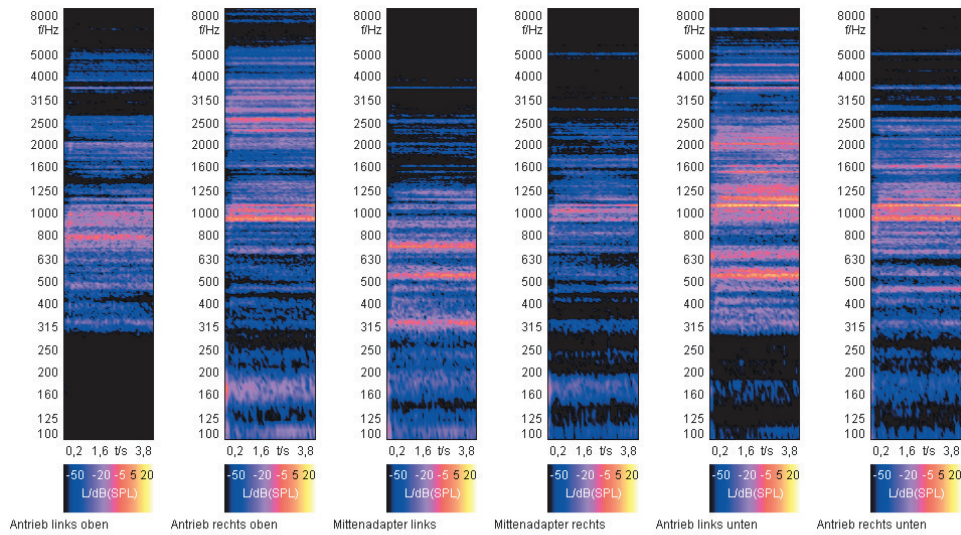


Abbildung 6.5: Synthese der einzelnen Körperschallpfade mit reziproken Übertragungsfunktionen.

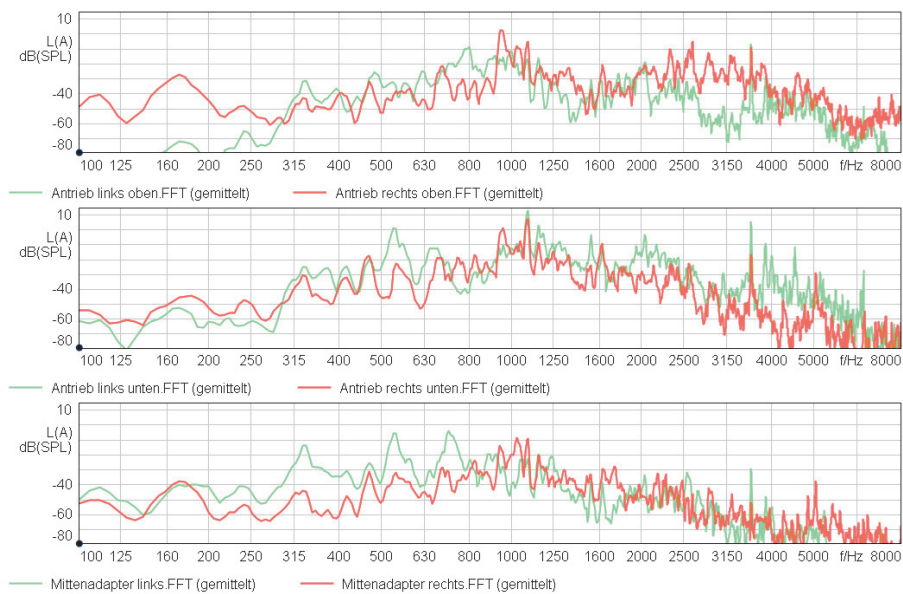
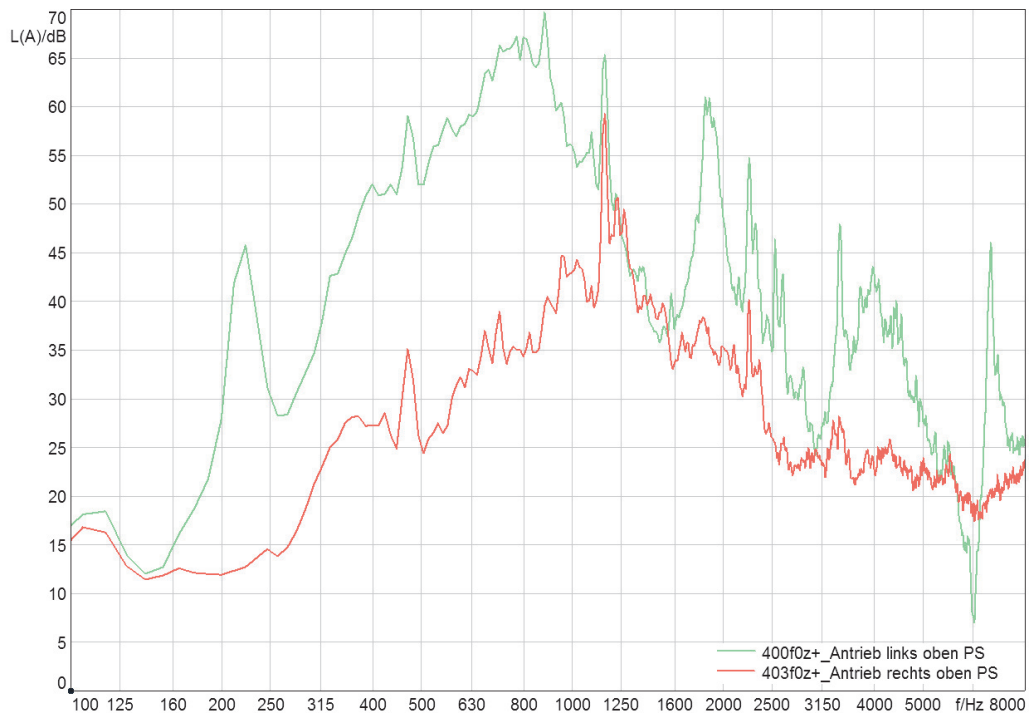


Abbildung 6.6: Synthese der einzelnen Körperschallpfade mit reziproken Übertragungsfunktionen.

Symmetrie der Antriebe

Dazu sind in Abbildung 6.7 die Unterschiede der Betriebsbeschleunigungen, Betriebskräfte und Übertragungsfunktionen von symmetrisch angeordneten Sensorpositionen zu sehen. Nicht nur die Betriebsbeschleunigungen, sondern auch die daraus berechneten Betriebskräfte und Übertragungsfunktionen unterscheiden sich voneinander. Da die Antriebe bereits serienmäßig eine gewisse Streuung bezüglich dem aufgenommenen Ruhestrom aufweisen, kann das Tischsystem bezüglich der beiden Tischsäulen und Tischfüße nicht als exakt symmetrisch betrachtet werden, wodurch sich die Unterschiede in den Betriebsbeschleunigungen erklären lassen. Die Reibung zwischen einzelnen Säulenelementen kann teilweise stark variieren, was ein weiterer Grund für die unterschiedlichen Ergebnisse ist. Auch die Sensoren wurden nicht exakt gespiegelt appliziert.

In Abbildung 3.2(a) bzw. 5.2(b) sieht man, dass der Antrieb oben über zwei Schrauben (schwarz) mit der passiven Struktur verbunden ist. Deshalb wäre es eventuell sinnvoll, nicht nur eine, sondern beide Schrauben als Krafteinleitungspunkte zu definieren.



(a) Betriebsbeschleunigung: Antrieb oben in z-Richtung, Bezugsgröße: $1 \frac{mm}{s^2}$

Abbildung 6.7: Vergleich der Betriebsbeschleunigungen und der daraus berechneten Betriebskräfte und Körperschall-Übertragungsfunktionen von symmetrisch angeordneten Sensoren (links und rechts). Die genauen Positionen sind in Abbildung 5.2 ersichtlich.

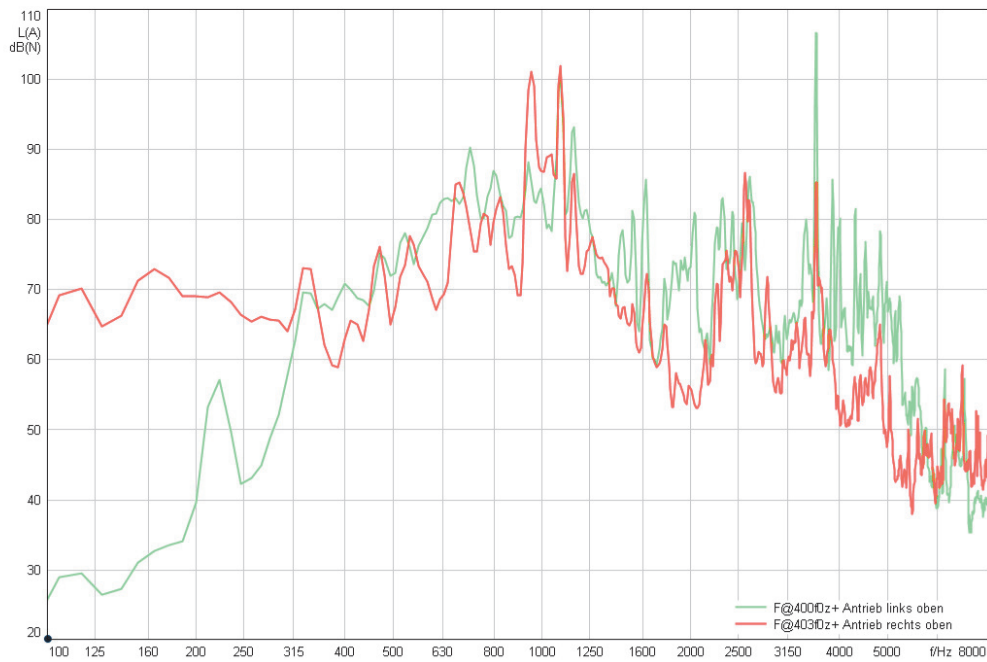
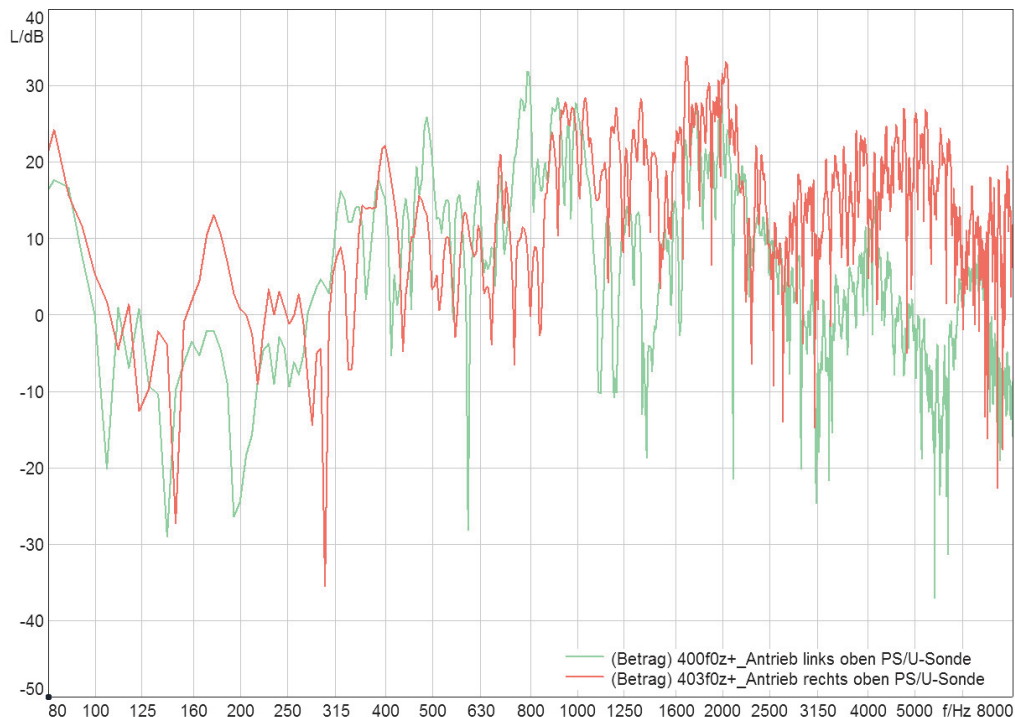
(b) berechnete Betriebskraft: Antrieb oben in z-Richtung, Bezugsgröße: $1\mu N$ (c) Körperschall-Übertragungsfunktion: $\frac{\nu \text{ Antrieb oben}}{Q \text{ Referenzposition}}$, Bezugsgröße: $20\mu \frac{1}{m^2}$

Abbildung 6.7: Vergleich der Betriebsbeschleunigungen und der daraus berechneten Betriebskräfte und Körperschall-Übertragungsfunktionen von symmetrisch angeordneten Sensoren (links und rechts). Die genauen Positionen sind in Abbildung 5.2 ersichtlich.

Fremdgeräusch

Um weitere Fehlerquellen wie zum Beispiel Geräusche aus der Umgebung quantifizieren zu können, wurden Messungen des Fremdgeräusches durchgeführt. Abbildung 6.8 und 6.9 zeigt den Vergleich zwischen Betriebsmessungen und Fremdgeräusch in A-bewerteter Darstellung. Man sieht, dass sich das Mikrofonsignal innerhalb der Tischsäule während dem Betrieb und bei reziproker Anregung deutlich über dem Fremdgeräuschpegel befindet. Betrachtet man den Beschleunigungssensor in Abbildung 6.9(b), bemerkt man den hohen Abstand zwischen Betriebsbeschleunigung und Fremdschallpegel, während der Rauschabstand bei reziproker Anregung eher gering ausfällt und unter 250Hz die Kurven zusammenfallen. Dies kann durch die geringe Leistung der Punktschallquelle besonders bei tiefen Frequenzen erklärt werden.

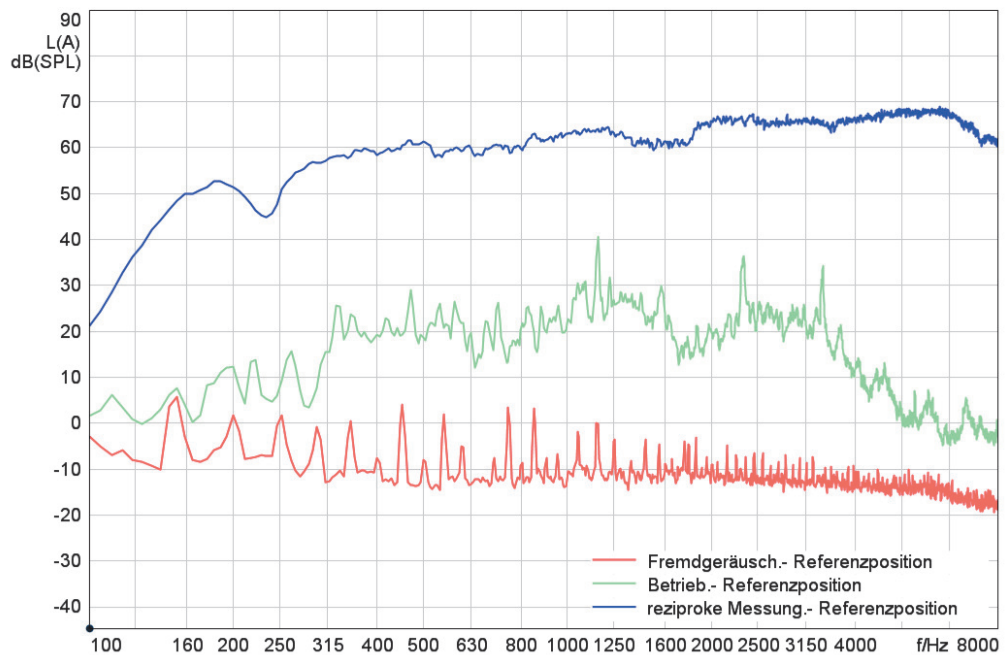
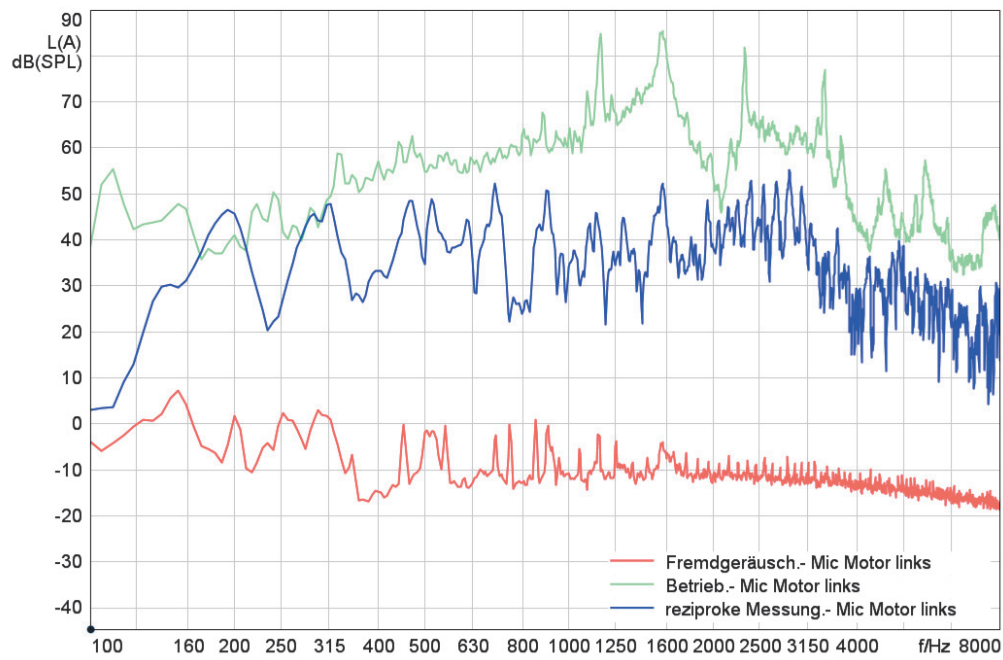
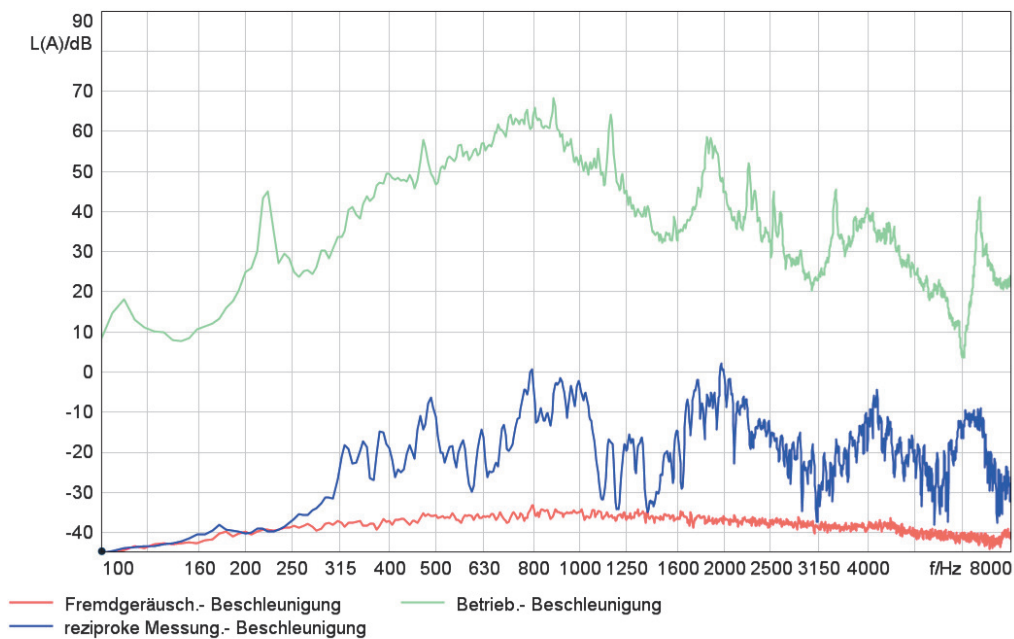


Abbildung 6.8: Vergleich von Betriebsmessungen und Fremdgeräuschpegel der Referenzposition. Zusätzlich ist das Ansprechen bei reziproker Messung durch Anregung mit einer Punktschallquelle (weißes Rauschen) dargestellt.



(a) Mikrophon Motor links (siehe Abbildung 5.10(b))



(b) Beschleunigung - Antrieb links oben in z-Richtung (siehe Abbildung 5.2(b))

Abbildung 6.9: Vergleich von Betriebsmessungen und Fremdgeräuschpegel. Zusätzlich ist das Ansprechen bei reziproker Messung durch Anregung mit einer Punktschallquelle (weißes Rauschen) dargestellt.

6.2 Luftschallpfade

Um schlussendlich die Synthese des Gesamtschalldruckpegels an der Referenzposition zu erhalten, werden zusätzlich zum Körperschall auch die gemessenen Luftschallpfade synthetisiert. Laut der Voruntersuchung in Kapitel 4 wurde der Motor inklusive Getriebe und das Alurohr als Hauptschallquellen ermittelt. Durch zu geringe Abmessungen innerhalb der Säule und die teleskopartige Form der Tischsäule, konnte kein Mikrofon in der Nähe des Alurohres positioniert werden, weshalb zunächst nur die beiden Motoren inklusive Getriebe als Luftschallquellen berücksichtigt wurden.

Abbildung 6.10 zeigt die Gesamtsynthese inklusive der Luftschallpfade mit reziproken Übertragungsfunktionen. Für eine bessere Veranschaulichung ist in Abbildung 6.11 die über die Zeit gemittelte FFT dargestellt, wobei sofort eine breitbandige Überschätzung des Luftschallpfades auffällt.

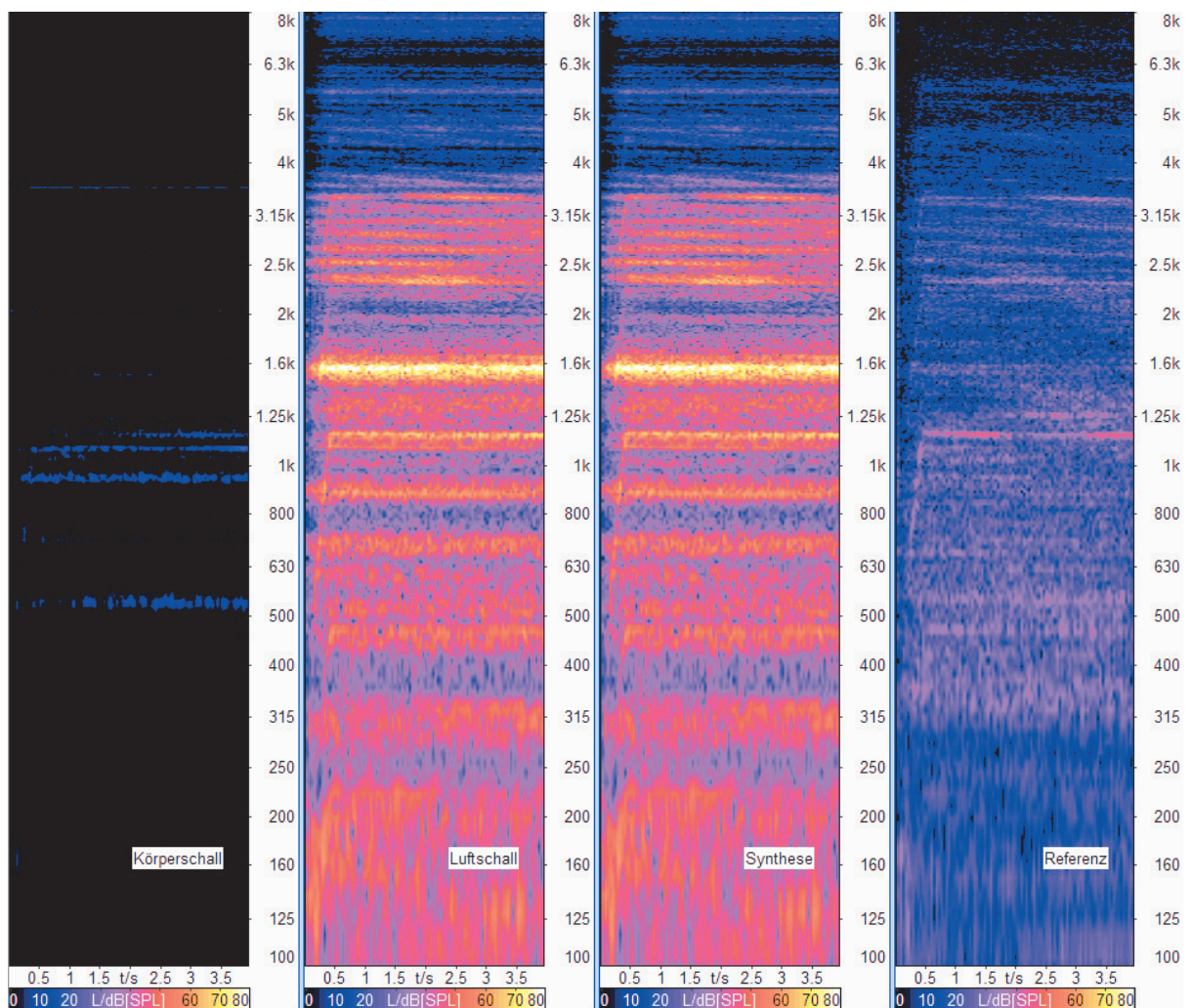


Abbildung 6.10: Synthese mit Körperschallanteil und Luftschallanteil der Motoren gemessen innerhalb der Säule. Die Sensorpositionen sind in den Abbildungen 5.10 und 5.2 dargestellt. Das zugehörige Modell ist in Abbildung 6.1 ersichtlich.

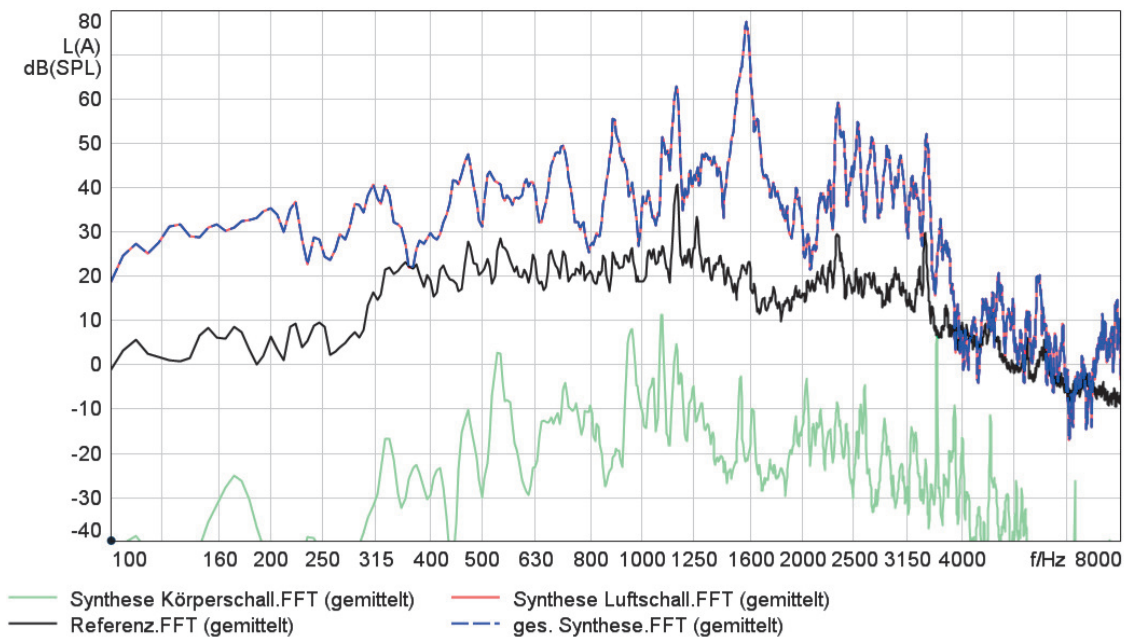


Abbildung 6.11: Synthese inklusive Körperschall und Luftschallanteil der Motoren der beiden Antriebe gemessen innerhalb der Säule. Die Sensorpositionen sind in den Abbildungen 5.10 und 5.2 dargestellt. Das zugehörige Modell ist in Abbildung 6.1 ersichtlich.

Eigenfrequenzen

Für eine Detailanalyse sind in Abbildung 6.13 die Betriebsmessungen sowie Ergebnisse der reziproken Messung zwischen Referenzposition und Mikrophon des linken Motors innerhalb der Säule dargestellt. Zusätzlich sind zum Vergleich einige Getriebefrequenzen in Tabelle 6.1 angeführt. Die ersten drei Harmonischen der Zahnengriffsfrequenz können sehr gut mit Abbildung 6.13(a) verglichen werden und auch die Kommutatorfrequenz bei 880Hz ist sichtbar.

Die Erhöhung um 1560Hz wird nun genauer betrachtet. Zunächst wird der Einfluss von stehenden Wellen innerhalb der Säule (Luftschall-Eigenfrequenzen) untersucht:

- a) Abmessungen des Querschnitts: 45x62mm

$$\lambda_1 = 45\text{mm} \rightarrow f_1 = 7622\text{Hz}$$

$$\lambda_1 = 62\text{mm} \rightarrow f_1 = 5532\text{Hz}$$

- b) Höhe der Luftsäule von der Aufnehmerplatte bis zum Mittenadapter im Betrieb (nicht konstant, Frequenz ändert sich während der Hochfahrt):

$$h_{\text{Luft},1} = 71\text{cm} - 80\text{cm} \text{ bei der Hochfahrt während der Messung:}$$

$$f_1 = 241\text{Hz} - 214\text{Hz}$$

$$f_6 = 1446\text{Hz} - 1284\text{Hz}$$

$$f_7 = 1687\text{Hz} - 1498\text{Hz}$$

- c) Höhe der Luftsäule vom Boden des unteren Säulenelements bis zum Mittenadapter im Betrieb (nicht konstant, Frequenz ändert sich während der Hochfahrt):

$h_{Luft,2} = 21cm - 30cm$ bei der Hochfahrt während der Messung:

$$f_1 = 816Hz - 572Hz$$

$$f_2 = 1634Hz - 1144Hz$$

- d) Weiters gibt es durch den Querschnittsprung von Motor-Getriebe-Block auf die Hohlspindel sowie von der Hohlspindel auf das Alurohr einen Impedanzsprung (siehe Abbildung 6.12), wodurch auch in diesen Abschnitten eine stehende Welle auftreten kann (vgl. Rohr mit offenem Ende):

- Motor-Getriebe-Block mit einer Höhe von 13cm:

$$f_1 = 1319Hz$$

$$f_2 = 2638Hz$$

- Alurohr (Mittenadapter bis Gewindebuchse) mit einer Höhe von 37cm:

$$f_1 = 463Hz$$

$$f_2 = 927Hz$$

$$f_3 = 1390Hz$$

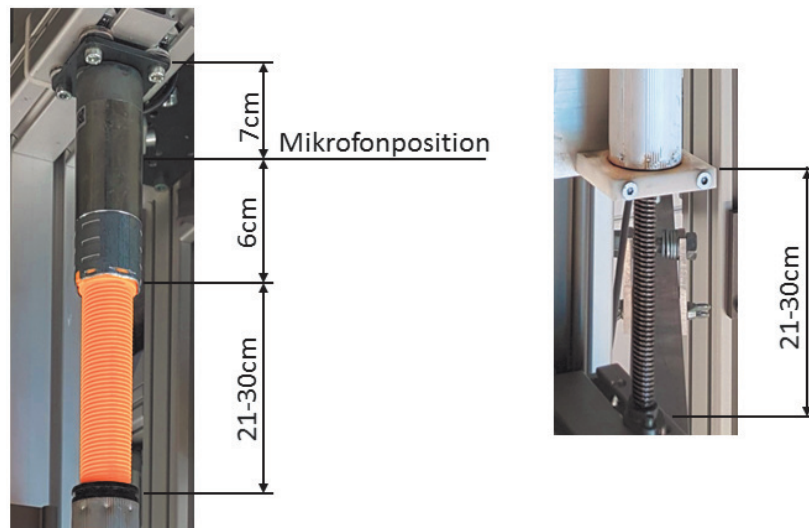
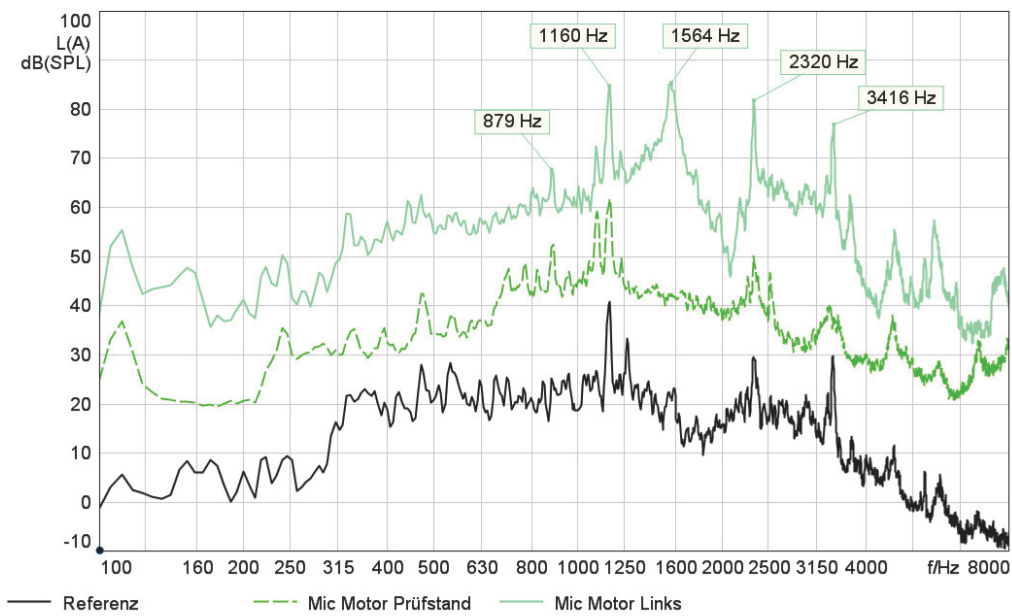


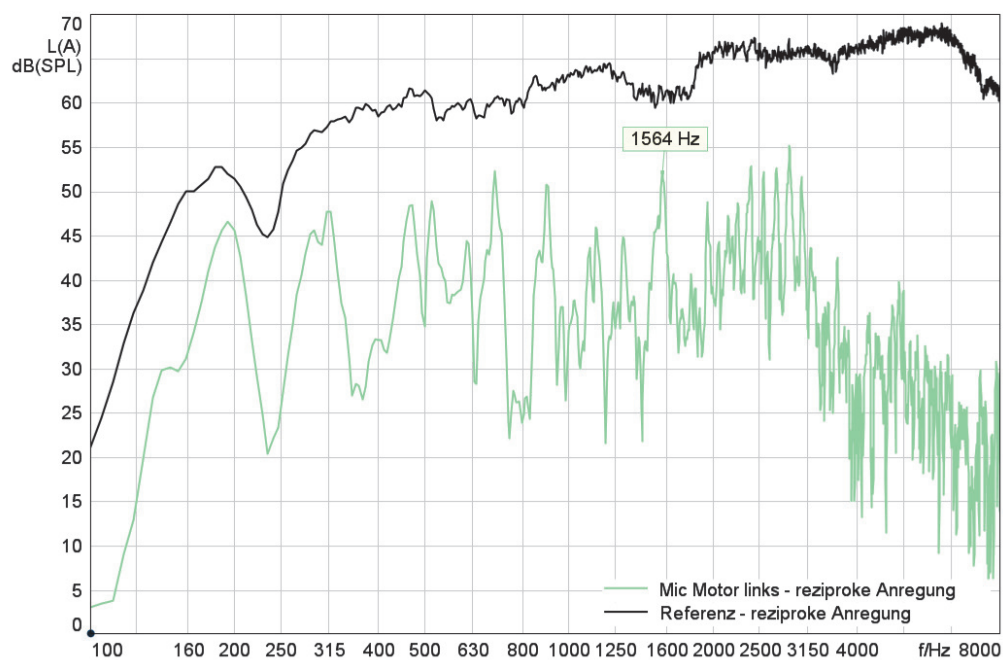
Abbildung 6.12: Darstellung der Querschnittsprünge des Antriebs.

	berechnete Frequenz in Hz	tats. Frequenz in Hz
Drehfrequenz Motor	110 (6600 U/min)	
Zahneingriffsfrequenz Stufe 1		
1. Harmonische	1135	1160
2. Harmonische	2270	2320
3. Harmonische	3405	3416

Tabelle 6.1: Beispiel für **berechnete Zahnradfrequenzen** einer analysierten Motorfrequenz von 110 Umdrehungen pro Sekunde und **tatsächlicher Frequenzen**, wie in Abbildung 6.13(a) dargestellt.



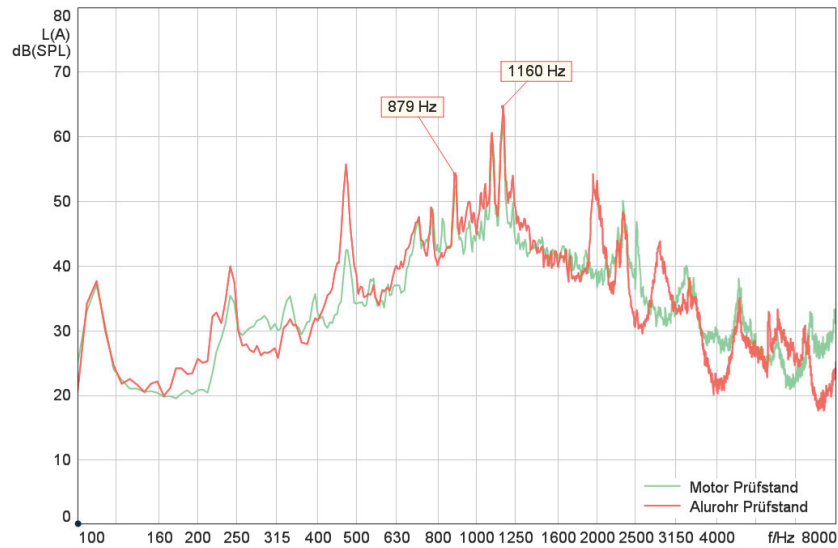
(a) Betriebsmessung



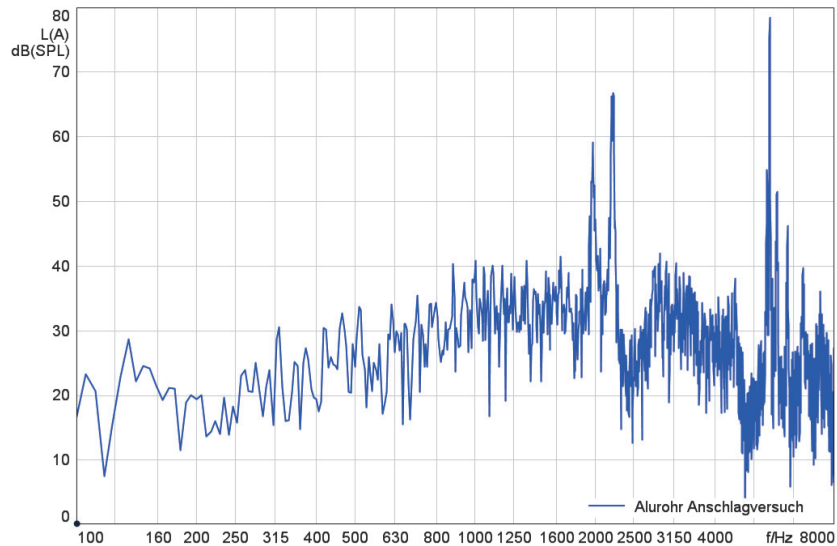
(b) reziproke Anregung

Abbildung 6.13: Vergleich der Betriebsmessung und der reziproken Messung zwischen Nahfeld des Motors und der Referenzposition. Die Anregung (reziproke Messung) erfolgte durch weißes Rauschen mit Hilfe der Punktschallquelle der Firma Microflow. In a) ist zusätzlich die Messung im Nahfeld des Motors im Prüfstand zu sehen (dunkelgrün).

Der nächste Schritt war die Untersuchung auf Eigenfrequenzen mittels Anschlagversuchen. Als erstes wurde der ausgebaute Antrieb im Prüfstand betrachtet. Bei den Messungen im Betrieb in Abbildung 6.14(a) sind keine Einflüsse bei 1560Hz zu sehen, man kann jedoch sehr schön die Zahnradengriffsfrequenzen bei 1160Hz und 2320Hz sowie die Kommutatorfrequenz bei 880Hz erkennen. Abbildung 6.14(b) zeigt die Ergebnisse von Anschlagversuchen am Alurohr des Antriebs (siehe Abbildung 3.1(b)). Der Schalldruck wurde dabei mit einem Mikrophon im Nahfeld des Alurohres gemessen. Man sieht, dass sich die Eigenfrequenzen oberhalb von etwa 2000Hz befinden.



(a) Betriebsmessung



(b) Anschlagversuch an Alurohr

Abbildung 6.14: Untersuchung des Antriebs im Prüfstand.

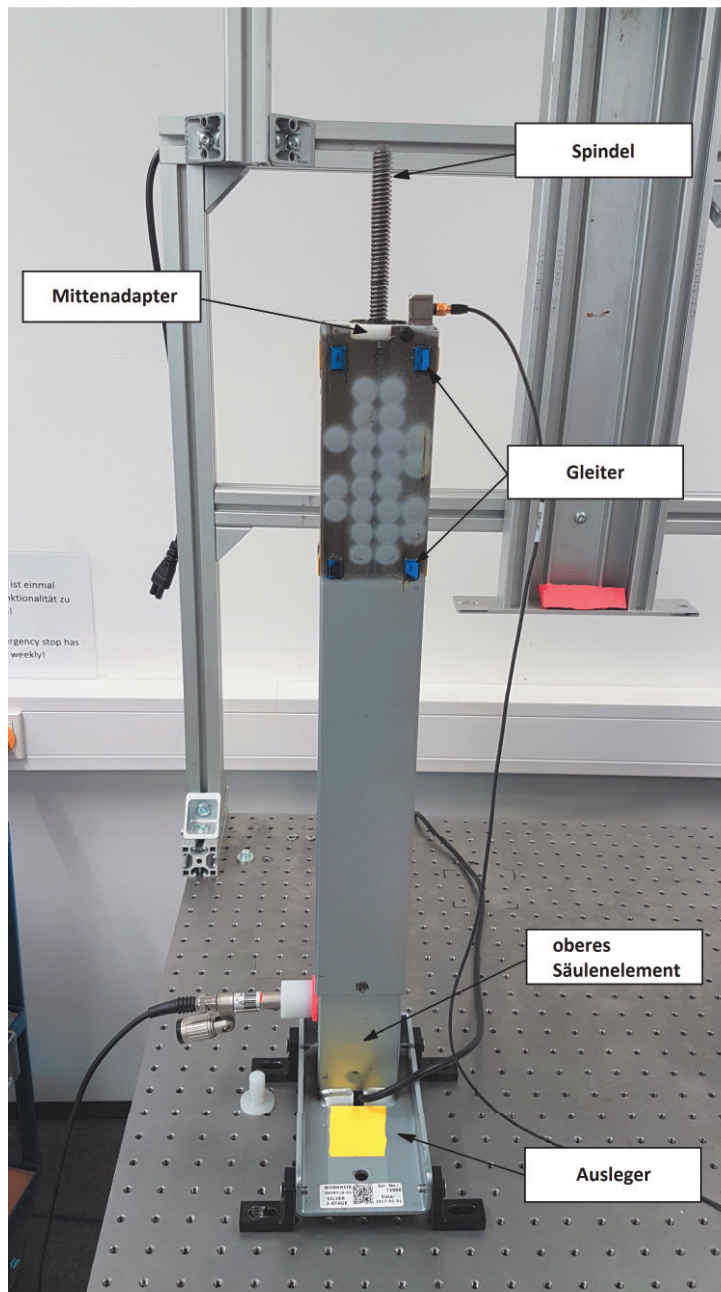


Abbildung 6.15: Aufbau der Anschlagversuche am schwingungsentkoppelten Messtisch mit Beschleunigungssensor am Mittenadapter und Mikro innerhalb der Säule.

Abbildung 6.16 zeigt die Untersuchung der zusammgebauten zweistufigen Säule inklusive Antrieb, wobei in verschiedenen Richtungen an den in Abbildung 6.15 angegebenen Positionen (oberes Säulenelement, Ausleger, Mittenadapter, Spindel) mit dem Impulshammer angeschlagen und der Schalldruck im Inneren der Säule aufgenommen wurde. Die Resonanz um 1582Hz ist stark ausgeprägt. Weiters ist auch eine Erhöhung um 1547Hz ersichtlich.

Weitere Aussagen zur Überhöhung um 1560Hz waren zu diesem Zeitpunkt jedoch noch nicht möglich, da diese Frequenz weder bei Messungen der Betriebsbeschleunigungen noch bei Messungen des Schalldrucks im Prüfstand deutlich hervortritt. Deshalb ist es notwendig, in Zukunft weitere Untersuchungen durchzuführen.

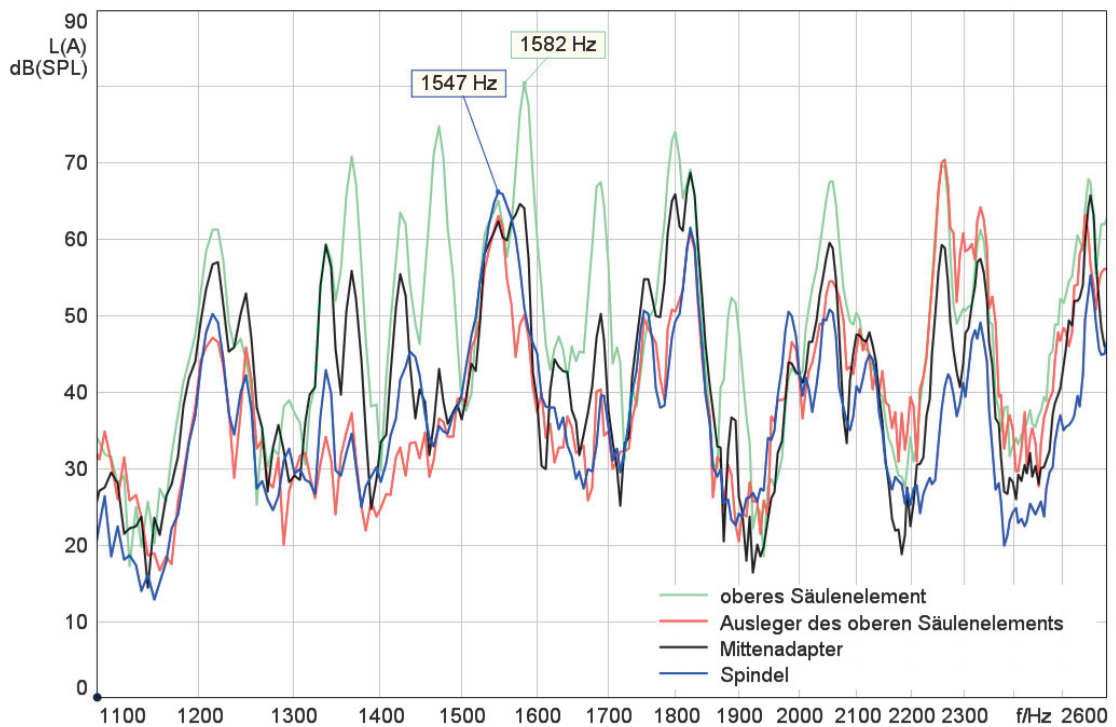


Abbildung 6.16: Untersuchung der Säule auf Eigenfrequenzen wie in Abbildung 6.15.

Alternative Messung

Da im Falle der Messung des Motor-/Getriebe-Signals innerhalb der Säule auch die Raumakustik der Säule mitaufgenommen wurde, beschäftigt sich der nächste Schritt mit der Durchführung einer alternativen Messung, um die Ergebnisse der Synthese aus Abbildung 6.10 zu kontrollieren.

Dabei wurden die Mikrofone ausschließlich im Nahfeld der Bauteile außerhalb der Struktur wie in Abbildung 6.17 positioniert, wobei wieder beide Seiten vermessen wurden. Die Mikrofone an den Säulen oben und der Platte wurden im Gegensatz zu jenen unter den Tischfüßen und an den mittleren Säulenelementen per Hand während des Hochlaufs mitgeführt. Die zugehörigen Luftschall-Übertragungsfunktionen wurden wieder reziprok durch Anregung mit weißem Rauschen (Punktschallquelle) ermittelt.

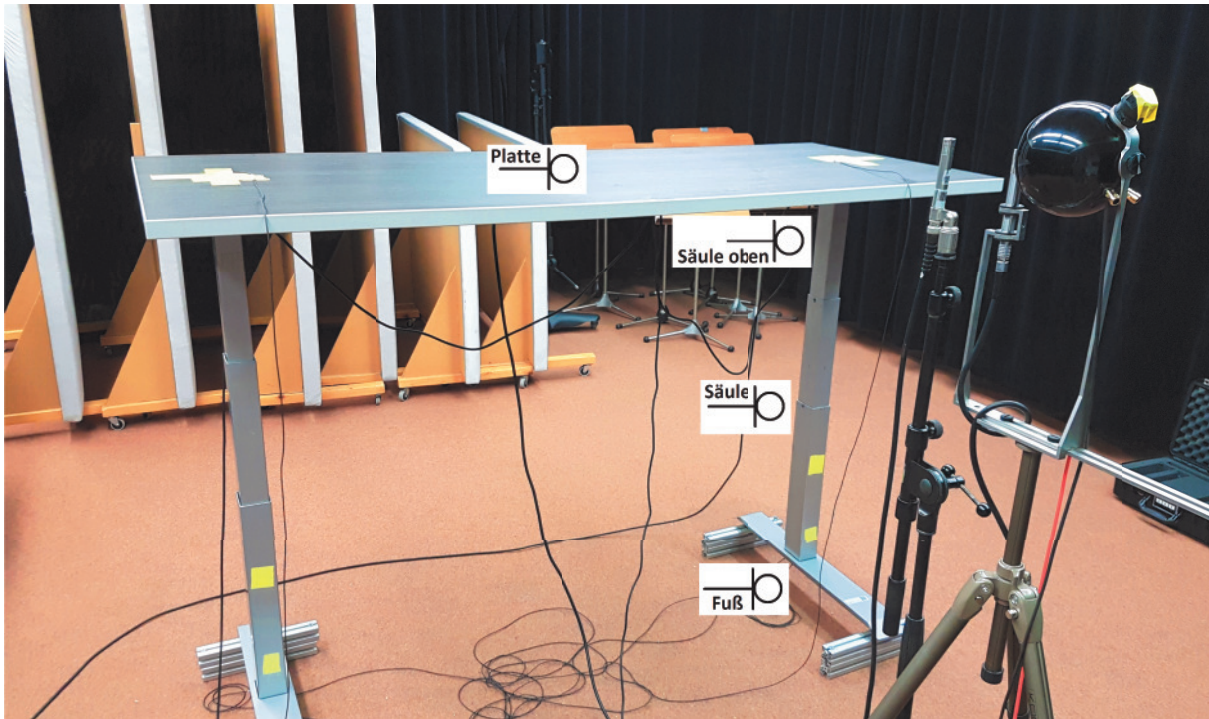


Abbildung 6.17: Messaufbau der alternativen Messungen mit Mikrofonpositionen ausschließlich außerhalb der Struktur.

Abbildung 6.18 zeigt, dass die Synthese der Referenz sehr nahe kommt, wobei zu beachten ist, dass die Pegel über Korrekturfaktoren angepasst werden mussten. Linke und rechte Seite der einzelnen Signale wurden zusammengefasst und mit einem Faktor K , wie in Abbildung 6.18 ersichtlich, beaufschlagt. Die Korrekturfaktoren wurden durch Probieren ermittelt. Körperschallanteile wurden nicht miteinbezogen. Auffällig ist der hohe tieffrequente Anteil der Tischplatte, obwohl dieser bei den berechneten Körperschallanteilen sehr gering ausgefallen ist (siehe Abbildung 6.5). Dies lässt auf einen Anwendungsfehler schließen. Da die Abstrahlung der Tischplatte nur mit einem Mikrofon gemessen wurde, könnten die Ergebnisse durch Erhöhung der Mikrofonanzahl verbessert werden. Abbildung 6.19 zeigt zusätzlich den Vergleich der einzelnen Schallbeiträge gemittelt über die Zeit, wobei der hohe tieffrequente Anteil der Tischplatte und der ausgeprägte hochfrequente Anteil der Säule oben gut zu erkennen sind.

Abbildung 6.20 zeigt schlussendlich den Vergleich zwischen Synthese und Referenz. Die Getriebefrequenzen sind wieder deutlich erkennbar, wobei auch hier der Bereich um 1560Hz etwas überschätzt ist. Zusätzlich fällt im Gegensatz zur Referenz eine Erhöhung des Pegels der Synthese bei etwa 220Hz auf, welche von der Tischplatte infolge der Anregung durch die 2. Harmonische der Motor-Drehfrequenz abgestrahlt wird.

Schlussendlich weist die alternative Methode auf Anwendungsfehler bei der ersten Durchführung der TPA hin. Neben der Unterschätzung der Körperschallanteile wurden die Luftschallanteile breitbandig deutlich überschätzt. Aus diesem Grund ist es notwendig eine optimierte Messreihe durchzuführen.

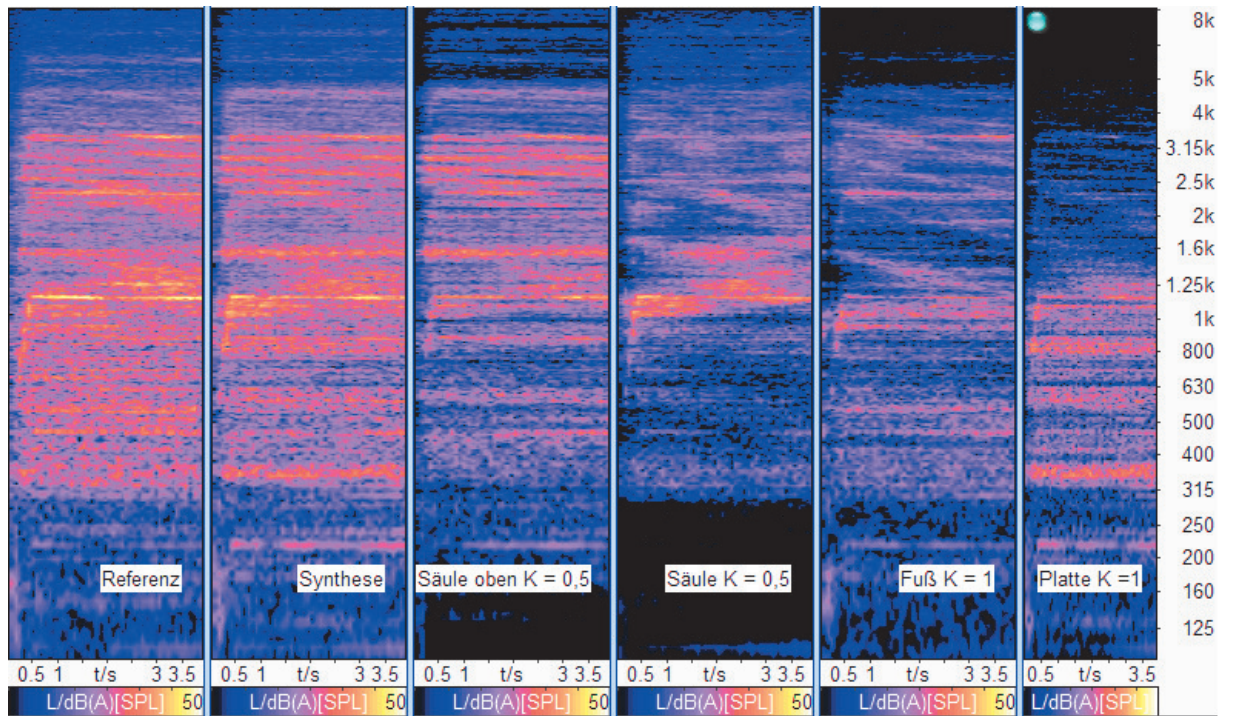


Abbildung 6.18: Synthese der alternativen Messung ohne Körperschallpfade wie in Abbildung 6.17 inkl. Korrekturfaktoren.

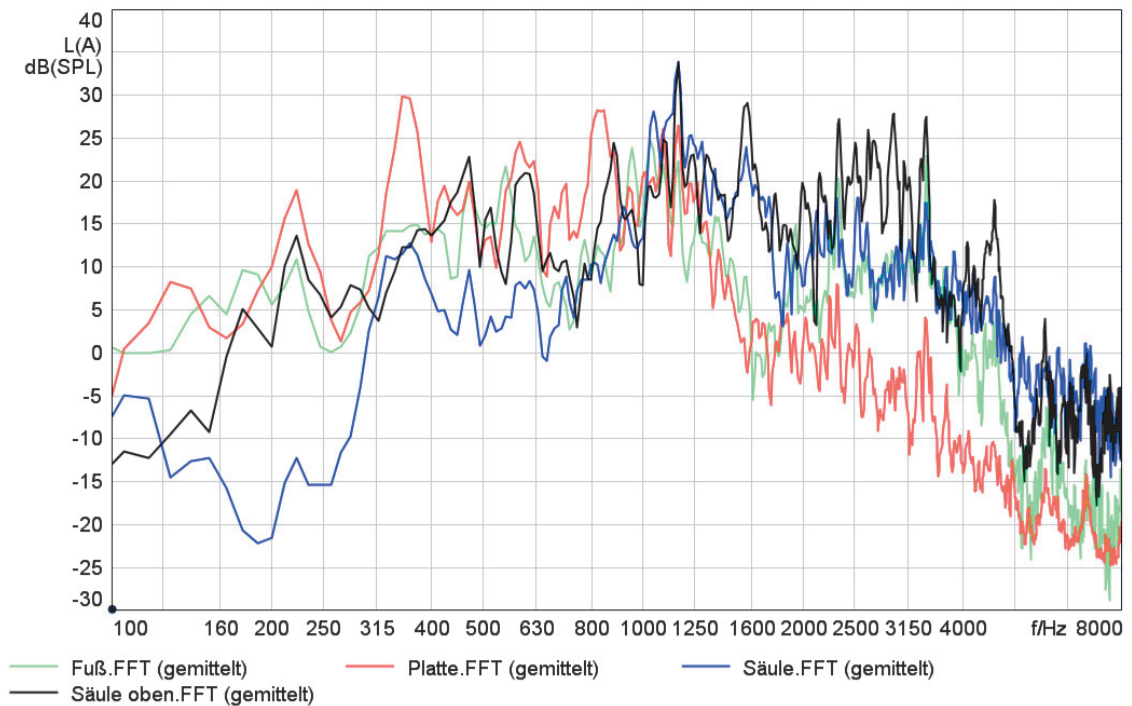


Abbildung 6.19: Vergleich der einzelnen Schallbeiträge der alternativen Messung.

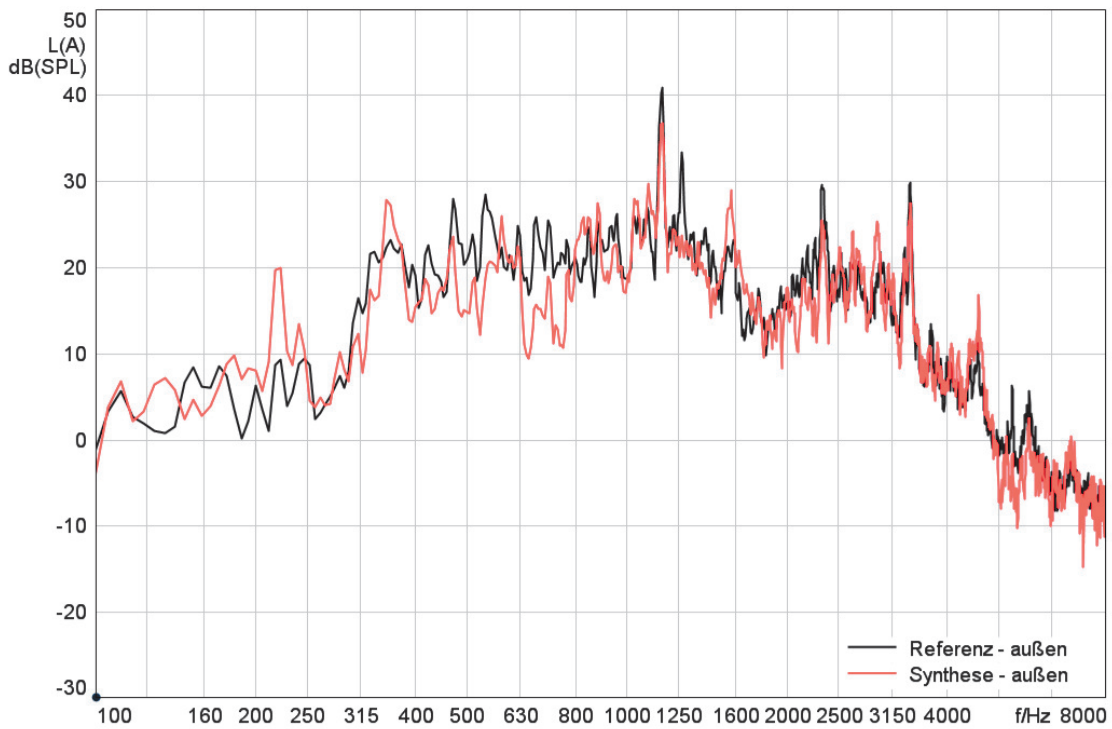


Abbildung 6.20: Vergleich zwischen Referenz und Synthese der alternativen Messung ohne Körperschallanteil.

7

Optimierte Messreihe

Wie bereits im vorigen Kapitel beschrieben, ist für eine korrekte Synthese der Übertragungspfade ein gutes Verständnis des Tischsystems sowie eine genaue Aufstellung der Luft- und Körperschalleinleitungspunkte wichtig. Für eine optimierte Messreihe werden daher folgende Punkte beachtet:

1. Bei den Anschlagversuchen an den Körperschalleinleitungspunkten ist neben der richtigen Platzierung der Sensoren auch ein korrektes Anschlagen als Voraussetzung für eine korrekte Transferpfadanalyse zu sehen:
 - a) Die Beschleunigungssensoren sind auf der passiven Seite der Struktur direkt neben den Einleitungspunkten anzubringen.
 - b) Die Anschläge mit dem Impulshammer sind direkt an den Körperschalleinleitungspunkten in alle Koordinatenrichtungen durchzuführen. Dabei sollte wegen der Übersteuerung der Sensordynamik nicht direkt am Sensor angeschlagen werden, was bei der ersten Messung jedoch aus praktischen Gründen gemacht wurde.
2. Um die Teilquellen der linken und rechten Tischhälfte wegen der Symmetrie auch miteinander vergleichen zu können, sollten ähnliche Antriebe während der Messungen verwendet werden. Diese weisen bereits aus der Produktion eine gewisse Streuung auf.
3. Bei der Auswahl der Matrixeinträge während der Bestimmung der Betriebskräfte muss darauf geachtet werden, dass nur Inertanzpfade gewählt werden, die auch sinnvolle Daten enthalten. D.h. die Inertanzen müssen einen genügend hohen Rauschabstand aufweisen.
4. Die Messungen im Nahfeld der reinen Luftschallquellen werden außerhalb der Tischsäule durchgeführt, da bei Mikrofonpositionen innerhalb der Tischsäule ihre "Raumakustik" aufgenommen wird.
5. Um das Tischsystem bei reziproker Messung auch im tieffrequenten Bereich besser anregen zu können, wird zur Messung neben der bestehenden Punktschallquelle ein Testlautsprecher mit höherer Pegelfestigkeit und besserem Abstrahlverhalten bei tiefen Frequenzen verwendet.

Zusätzlich wurde für eine erhöhte Frequenzauflösung eine niedrigere Abtastfrequenz von 16kHz gewählt. Dies ergibt eine Auflösung von etwa 2Hz bei einer DFT-Länge von 8196 samples. Der Frequenzbereich von 100Hz bis 8kHz wurde vorerst beibehalten.

Die Messungen wurden wieder während eines Hochlaufs von 4sec (109cm - 127cm) und einer Motor-Drehfrequenz von 110 U/sec durchgeführt. Die dargestellten Frequenzspektren sind als Mittelung über diese Zeit zu betrachten.

Neben der Auswahl von zueinanderpassenden Antrieben, wurden zwei weitere Antriebe mit bereits gedämpften Getriebefrequenzen untersucht und im Betrieb vermessen. Es wurden jedoch keine Impulshammeranschläge durchgeführt, sodass nur die Betriebsmessungen ausgetauscht wurden. Dies soll eine weitere Vergleichsmöglichkeit und damit eine bessere Validierung der Ergebnisse mit sich bringen.

7.1 (Vibro-)akustische Koppelstellen

Der erste Schritt beschäftigt sich mit der neuen Aufstellung der Körperschall- und Luftschallquellen. Tabelle 7.3 zeigt die unterschiedlichen Teilquellen mit den zugewiesenen Sensoren, während die Tabellen 7.1 und 7.2 die zugehörige Kanalbelegung mit Namenskonvention laut Software darstellen. Diese Kanalbelegung gilt für alle weiteren Messungen.

Kanal-ID	Kanalname	phys. Einheit	Namenskonvention laut Software
1	Impulshammer	N	5000_Impact
2	Referenz Mic	Pa	1000_Receiver
4	ν -Sonde	m/s	U-Sonde
7	Antrieb oben links x+	m/s ²	400f0x+
8	Antrieb oben links y+	m/s ²	400f0y+
9	Antrieb oben links z+	m/s ²	400f0z+
10	Antrieb oben rechts x+	m/s ²	401f0x+
11	Antrieb oben rechts y+	m/s ²	401f0y+
12	Antrieb oben rechts z+	m/s ²	401f0z+
13	Mittenadapter links x+	m/s ²	402f0x+
14	Mittenadapter links y+	m/s ²	402f0y+
15	Mittenadapter links z+	m/s ²	402f0z+
16	Mittenadapter rechts x+	m/s ²	403f0x+
17	Mittenadapter rechts y+	m/s ²	403f0y+
18	Mittenadapter rechts z+	m/s ²	403f0z+
19	Antrieb unten links x+	m/s ²	404f0x+
20	Antrieb unten links y+	m/s ²	404f0y+
21	Antrieb unten links z+	m/s ²	404f0z+
22	Antrieb unten rechts x+	m/s ²	405f0x+
23	Antrieb unten rechts y+	m/s ²	405f0y+
24	Antrieb unten rechts z+	m/s ²	405f0z+

Tabelle 7.1: Überblick der Kanalbelegung inkl. Namenskonvention laut Software für Körperschallmessungen.

Kanal-ID	Kanalname	phys. Einheit	Namenskonvention laut Software
2	Referenz Mic	Pa	1000_Receiver
5	Motor/Getriebe links	Pa	Motor links
6	Motor/Getriebe rechts	Pa	Motor rechts
7	Alurohr links	Pa	Alurohr links
8	Alurohr rechts	Pa	Alurohr rechts
9	Fuss links	Pa	Fuss links
10	Fuss rechts	Pa	Fuss rechts
11	Platte	Pa	Platte

Tabelle 7.2: Überblick der Kanalbelegung inkl. Namenskonvention laut Software für Luftschallmessungen.

Sensorpositionen	Sensortyp	Sensoranzahl	Kanalanzahl	AB	SB
Referenzposition	Messmikro	1	1	X	
Referenzposition	ν -Sonde	1	1	X	
Motor/Getriebe links	Messmikro	1	1	X	
Motor/Getriebe rechts	Messmikro	1	1	X	
Alurohr links	Messmikro	1	1	X	
Alurohr rechts	Messmikro	1	1	X	
Fuß links	Messmikro	1	1	X	
Fuß rechts	Messmikro	1	1	X	
Tischplatte	Messmikro	1	1	X	
Antrieb oben links	Triax	1	3		X
Antrieb oben rechts	Triax	1	3		X
Mittenadapter links	Triax	1	3		X
Mittenadapter rechts	Triax	1	3		X
Antrieb unten links	Triax	1	3		X
Antrieb unten rechts	Triax	1	3		X
Summe		15	27		

Tabelle 7.3: Überblick aller Krafteinleitungspunkte (SB - structure-borne) und Luftschallquellen (AB - air-borne) sowie der notwendigen Sensoren der optimierten Messreihe.

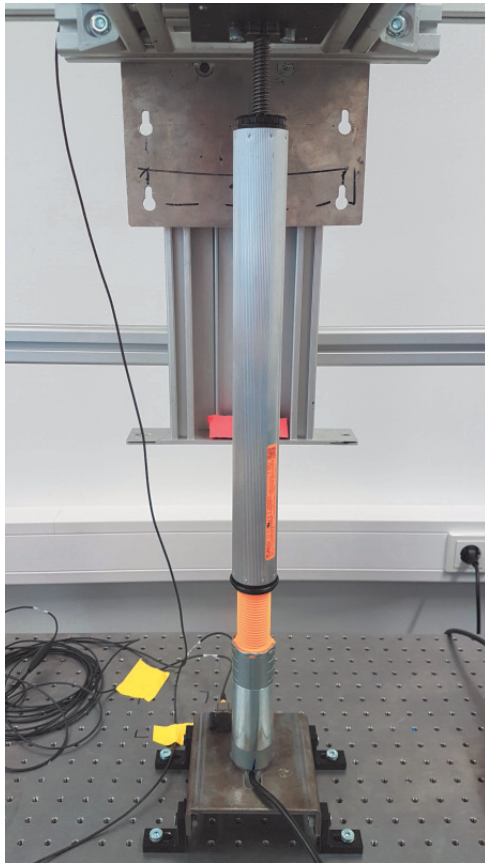
7.2 Abgleich der Antriebe

Um bei der späteren Analyse die symmetrisch angeordneten Teilquellen besser vergleichen zu können, wurden diese am von äußeren Schwingungen entkoppelten Tisch im Betrieb vermessen (siehe Abbildung 7.1). Dabei wurden die Betriebsbeschleunigungen an den Körperschalleinleitungspunkten bezüglich eines Hochlaufs betrachtet. Als Sensorpositionen wurde der Ausleger (passiv), das Motorgehäuse (aktiv), sowie ein Punkt nahe der Spindel (passiv) gewählt. Die Messungen wurden während eines Hochlaufs von 5sec (Höhe des Antriebs von 50cm bis 72cm) durchgeführt. Dabei wurden triaxiale Beschleunigungsaufnehmer zur Untersuchung aller drei Raumkoordinaten verwendet.

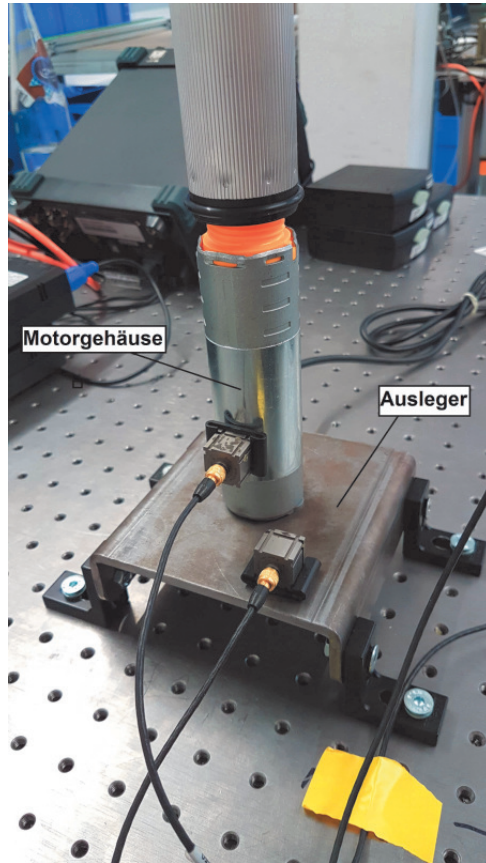
Bei dieser Messreihe wurden 10 Standardantriebe und 5 leise Antriebe mit gedämpften Getriebefrequenzen (Materialänderung) vermessen und auf Betriebsschwingungen überprüft. Abbildung 7.2 zeigt die Betriebsbeschleunigung zweier gut zueinander passender Standardantriebe bezüglich verschiedener Positionen und Richtungen. Die Nummern in der Legende stellen das Ende der Seriennummer der Antriebe dar. Die dargestellten Antriebe wurden schließlich auch zur Verwendung bei der TPA ausgewählt.

Zusätzlich können in Abbildung 7.3 die Kurven der zwei ausgewählten leiseren Antriebe gesehen werden. Abbildung 7.4 zeigt weiters den Vergleich zwischen Standardantrieb und jenem mit leiseren Getriebefrequenzen. Man sieht, dass neben der Getriebefrequenz um 1172Hz auch die Kommutatorfrequenz bei 890Hz eine gedämpfte Amplitude aufweist.

Mit diesen Antrieben (Seriennummer 201, 476, sowie 001 und 003) wurden schlussendlich die Messungen zur TPA durchgeführt.



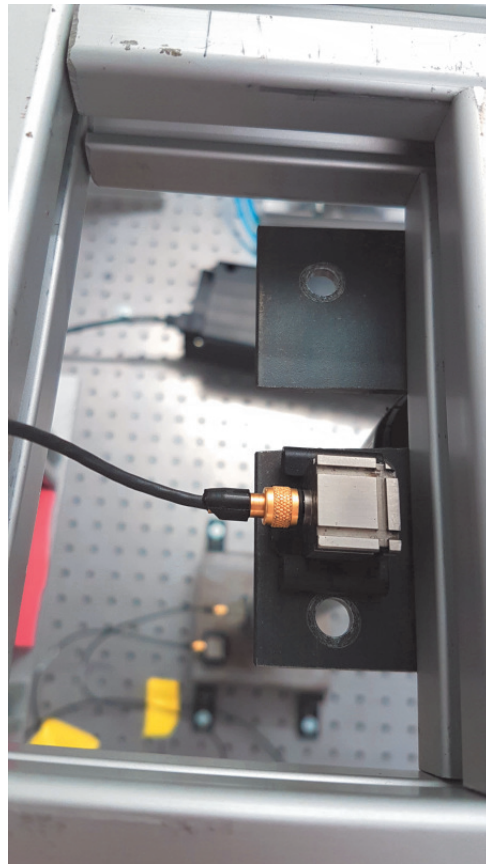
(a)



(b)

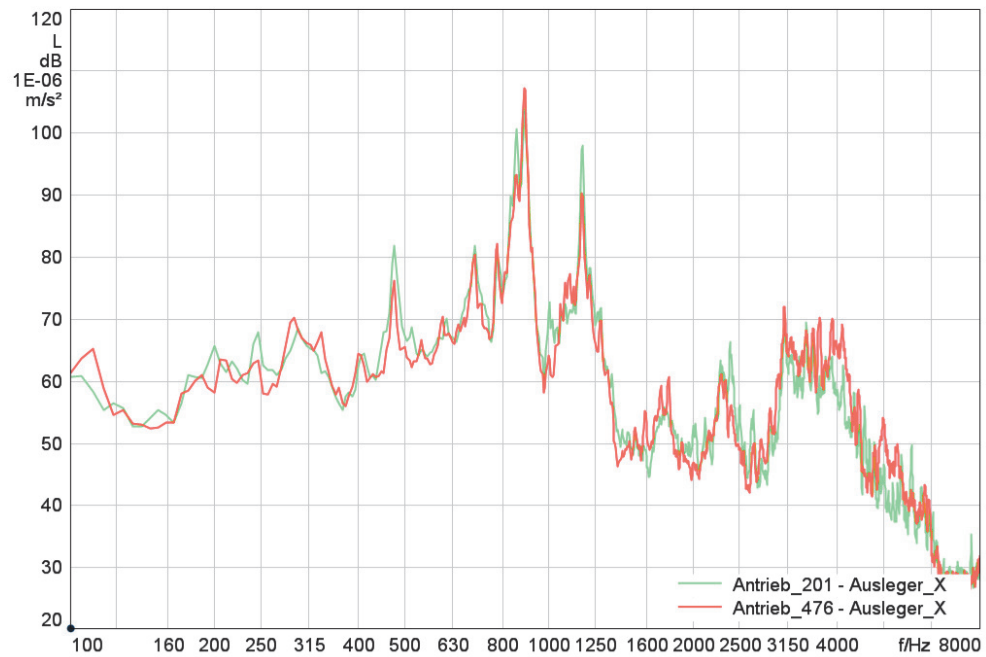


(c)

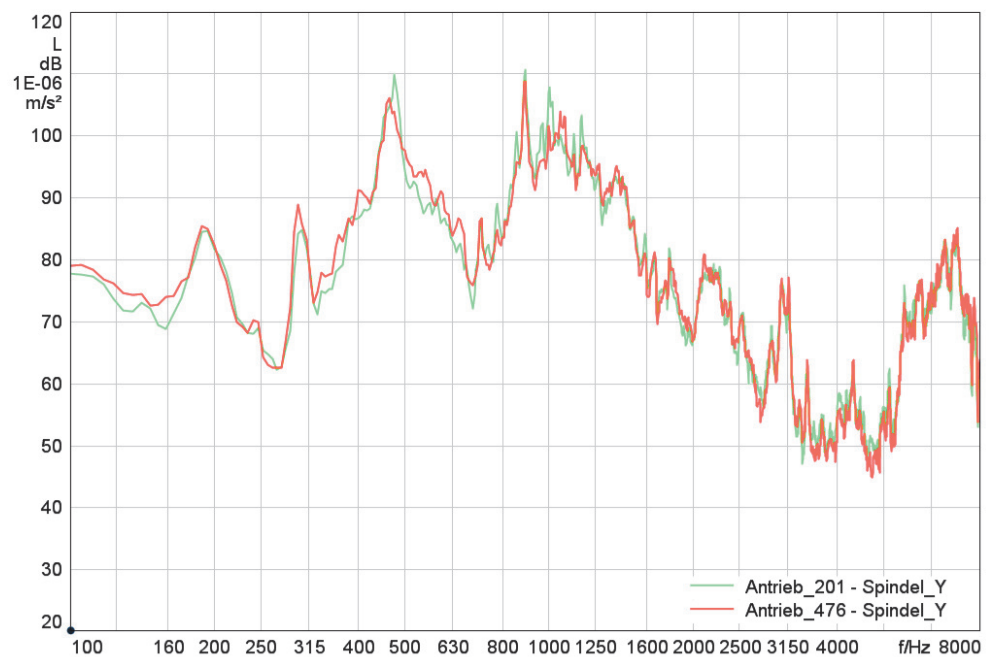


(d)

Abbildung 7.1: Messaufbau zum Vergleichen der Antriebsschwingungen im Betrieb.



(a) Beschleunigung am Ausleger in x-Richtung



(b) Beschleunigung nahe der Spindel in y-Richtung

Abbildung 7.2: Darstellung gut zueinander passender Standardantriebe gemessen am Ausleger (siehe Abbildung 7.2(b)) und nahe der Spindel (siehe Abbildung 7.1(c) und 7.1(d)).

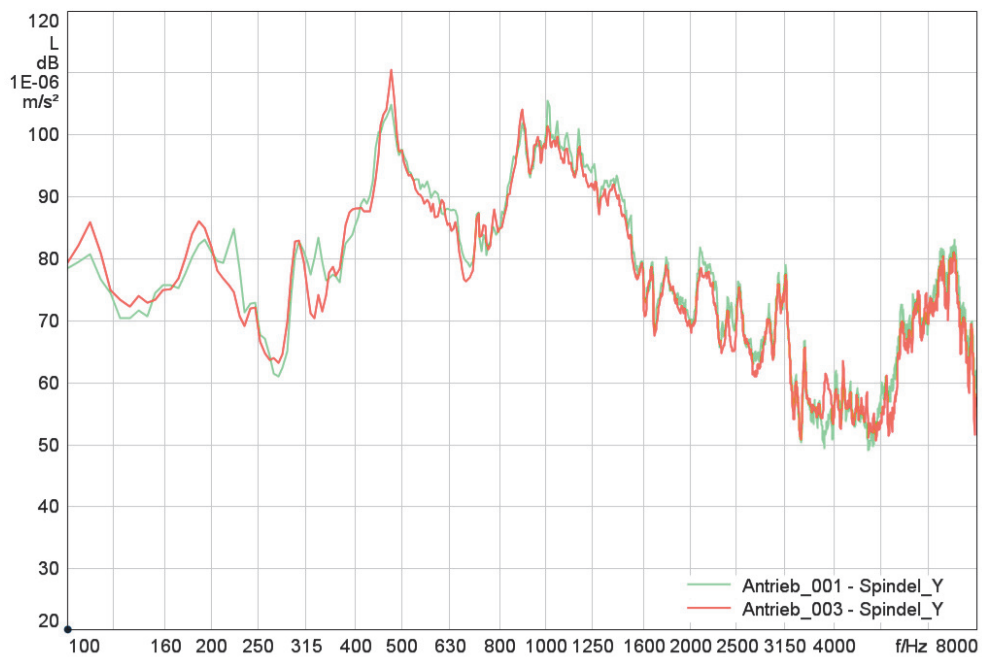


Abbildung 7.3: Darstellung gut zueinander passender Antriebe mit gedämpften Getriebefrequenzen gemessen nahe der Spindel.

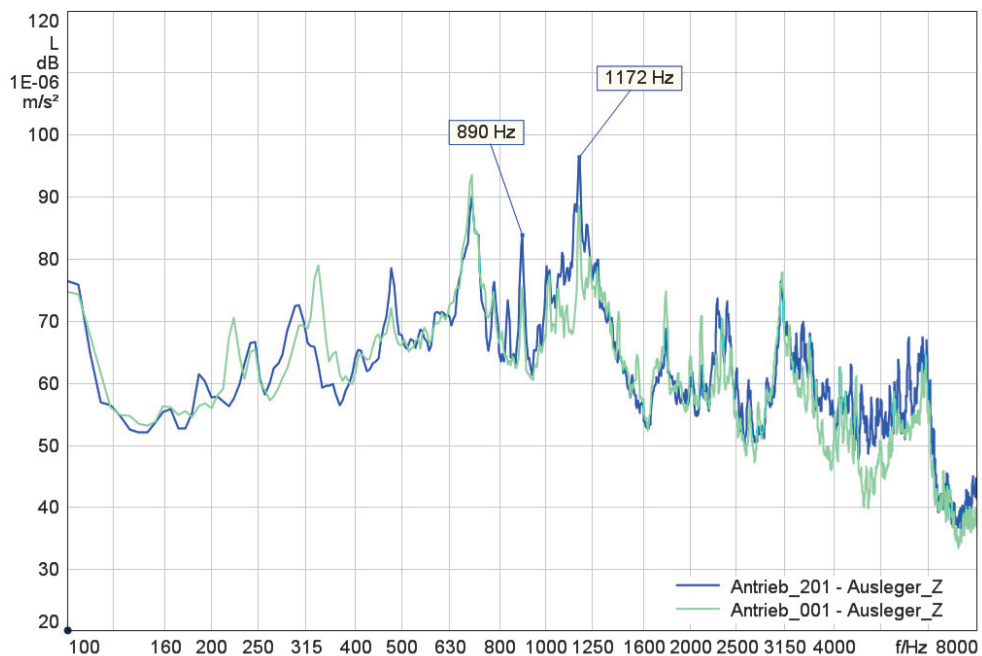


Abbildung 7.4: Vergleich zwischen Standardantrieb (201) und leisem Antrieb (001) am Ausleger in z-Richtung.

7.3 Messungen im Freifeldraum der FH Joanneum

Zur Durchführung der TPA wurde aus terminlichen Gründen zunächst der Akustikraum der FH Joanneum verwendet. Der Messaufbau ist in Abbildung 7.5 dargestellt. Der Akustikraum besitzt dabei folgende Daten:

- Freifeldraum (Vollraum)
- Abmessungen: $9 \times 8 \times 6\text{m}$
- Volumen: 432m^3
- Gitterrost mit einer Tragfähigkeit von $200\text{kg}/\text{m}^2$
- 4 Stk. Bodenplatten mit einer Größe von $5 \times 1 \times 0,03\text{m}$ → was einer Grundfläche von $5 \times 4\text{m}$ entspricht (siehe Abbildung 7.5)



(a)

(b)

Abbildung 7.5: Messaufbau im Akustikraum der FH Joanneum.

Der erste Schritt beschäftigt sich wieder mit der Erstellung des Messmodells mit Hilfe des TPA-Projekt-Tools der Software ArtemiS SUITE.

Das Modell bleibt bis auf die zusätzliche Betrachtung des Mittenadapters in z-Richtung gleich wie in Kapitel 5 (siehe Abbildung 7.6). Zusätzlich wird die Abtastfrequenz wie bereits beschrieben auf 16kHz verringert. Wie bei der ersten Messreihe werden auch hier die Luftschallquellen erst später hinzugefügt.

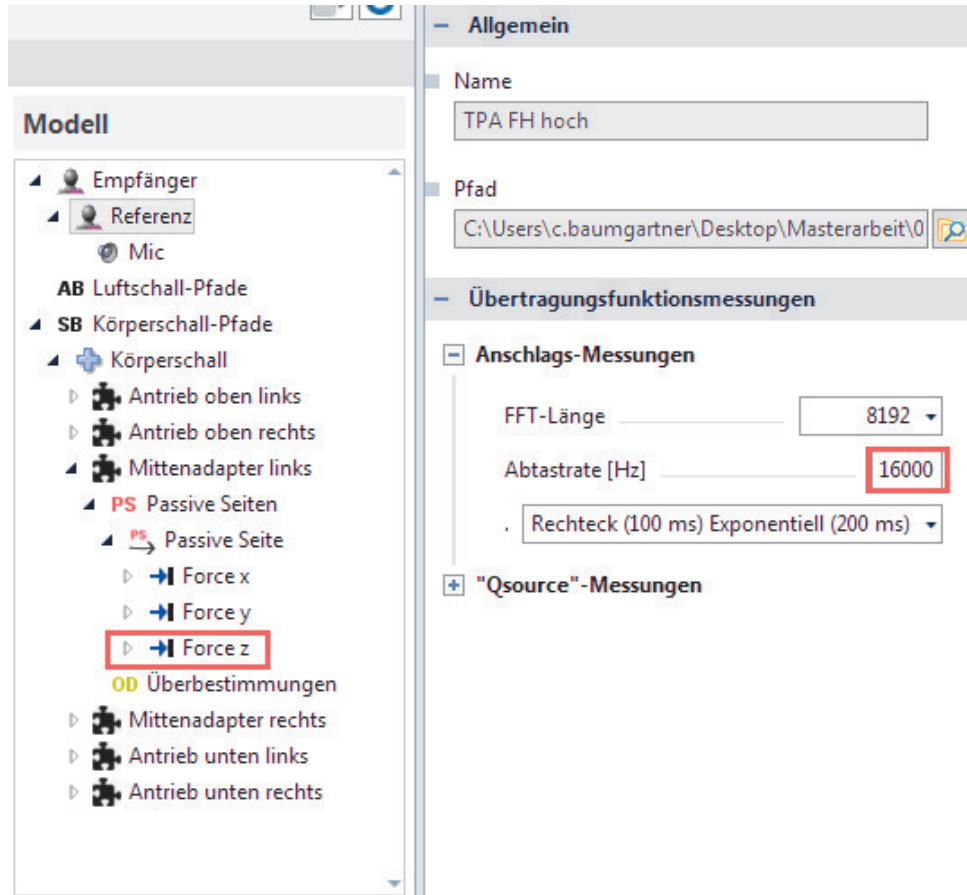


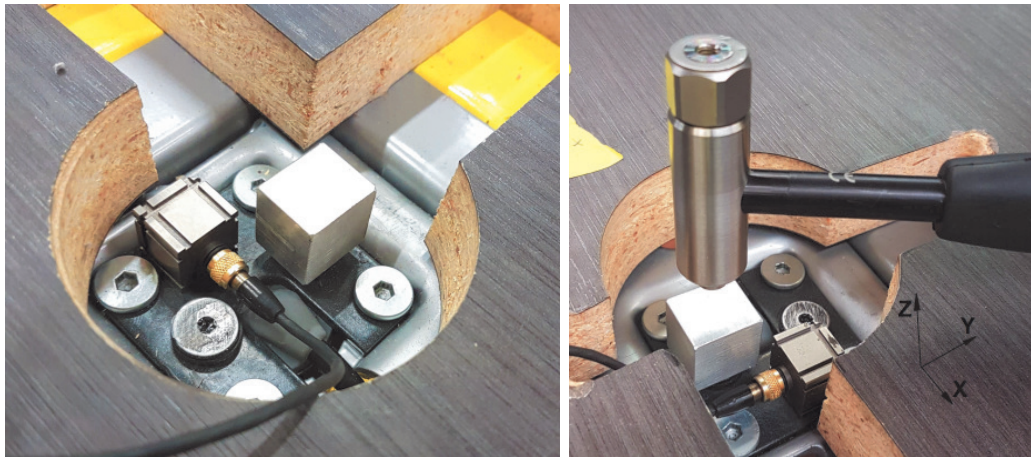
Abbildung 7.6: Modellerstellung zur Durchführung der optimierten TPA.

Danach können sofort die Anschlagversuche erfolgen. Dafür müssen die Beschleunigungsaufnehmer an den neu definierten Positionen (passive Seite) appliziert werden (siehe Abbildung 7.7). Damit man trotzdem in alle Koordinatenrichtungen mit dem Impulshammer anschlagen kann, wurden Aluwürfel mit einer Seitenlänge von 1,5cm gefertigt und genau an den Kräfteinleitungspunkten zwischen aktiver und passiver Seite angebracht.

Der Sensor am Antrieb oben befindet sich nun auf der Aufnehmerplatte (passiv), während der Aluwürfel auf die schwarze Schraube (aktiv) geklebt wurde (siehe Abbildung 7.7(a)).

Da der Mittenadapter als aktive Seite definiert wird, muss der Beschleunigungsaufnehmer auf der passiven Seite, also auf dem mittleren Säulenelement angebracht werden (siehe Abbildung 7.7(d)). Der Sensor ist dabei stirnseitig am Säulenelement angeklebt und berührt nicht den Mittenadapter. An diesem Körperschalleinleitungspunkt ist das Verwenden eines Aluwürfels nicht notwendig, da direkt am Mittenadapter angeklopft werden kann. Damit auch in z-Richtung angeschlagen werden kann, wurde ein Langloch in das untere Säulenelement geschnitten (siehe Abbildung 7.7(e)).

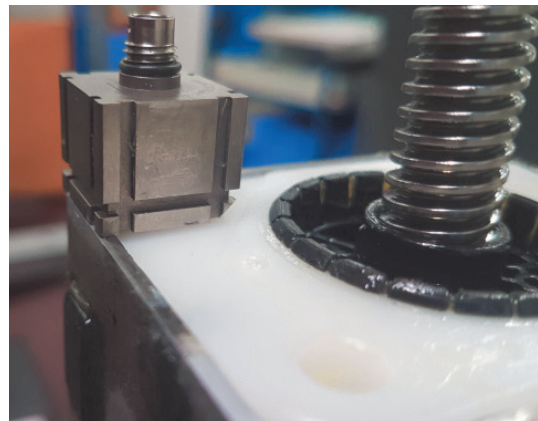
Schlussendlich wird der Aluwürfel am Antrieb unten direkt auf die Schraube (Befestigung der Spindel) und der Beschleunigungssensor auf das untere Säulenelement als passive Seite geklebt (siehe Abbildung 7.7(f)).



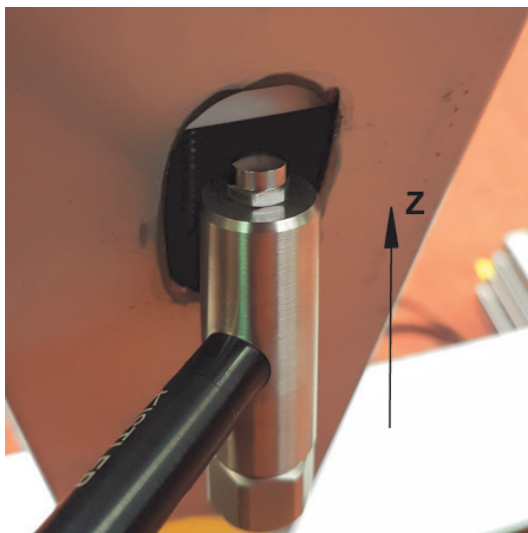
(a) Antrieb oben: Sensor auf Aufnehmerplatte (passiv) und Würfel auf schwarzer Schraube (aktiv) (b) Antrieb oben mit Impulshammeranschlag in z-Richtung



(c) Mittenadapter (aktiv)



(d) Sensor auf mittlerem Säulenelement (passiv)



(e) Impulshammeranschlag in z-Richtung



(f) Sensor auf unterem Säulenelement (passiv) und Würfel auf Spindelschraube (aktiv)

Abbildung 7.7: Positionen der Beschleunigungsaufnehmer der optimierten Messreihe.

Bestimmung der Betriebskräfte

Um die Betriebskräfte zu bestimmen müssen als erstes die Inertanzen zwischen allen Kräfteinleitungspunkten für jede Koordinatenrichtung gemessen werden. Dazu muss wieder an allen Einleitungspunkten mit dem Impulshammer angeschlagen werden (aktive Seite) und die Beschleunigungen an allen Punkten (passive Seite) aufgenommen werden. Dies erfolgte wieder bei einer Tischhöhe von 118cm . Nach den Vorbereitung können diese sofort durchgeführt werden, wobei wieder jeder Impulshammerschlag bezüglich verschiedener Parameter wie zum Beispiel der Kohärenz analysiert werden kann (siehe Abbildung 7.8). Dies funktioniert durch Auswahl der vollzogenen Messung und Klicken auf den Button *Analysieren*. Wie man sieht, befindet sich die Kohärenz breitbandig über dem Sollwert von 80% .

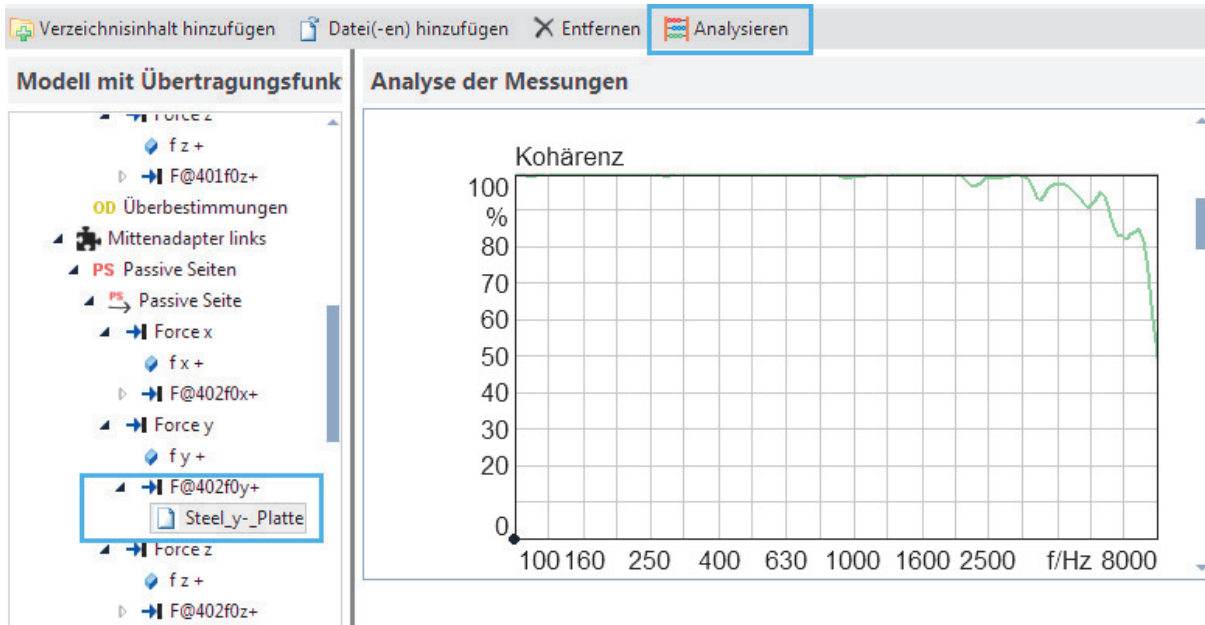


Abbildung 7.8: Analyse der Impulshammerschläge bezüglich des Einleitungspunktes am Mittenadapter in y -Richtung.

Wurden die Impulshammeranschläge zufriedenstellend ausgeführt, wird im nächsten Schritt die IFD-Matrix (Inverse Force Determination) zur Kraftbestimmung konfiguriert (siehe Abbildung 7.9). Wie bereits bei der ersten Durchführung der TPA beschrieben, können hier die Über-sprechpfade der unterschiedlichen Kraftanregungen zu den einzelnen Beschleunigungssensoren analysiert werden. Falls ein Eintrag etwa eine unzureichende Kohärenz aufweist, kann dieser sofort deaktiviert werden. Für den ersten Versuch wurden jedoch alle Matrixeinträge aktiviert gelassen.

Die direkten Übertragungsfunktionen zwischen den Kräfteinleitungspunkten (Impulshammerschlag) und resultierendem Schalldruck an der Referenzposition werden wieder automatisch von der Software berechnet. Das Referenzmikrofon befand sich dabei in einer Höhe von $1,6\text{m}$ etwa 1m von der vorderen Tischkante entfernt.

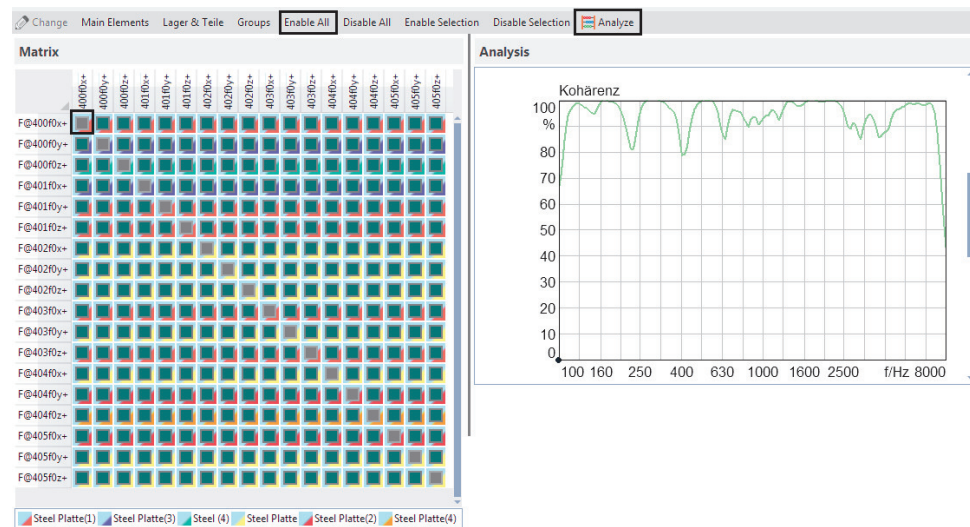


Abbildung 7.9: Konfiguration der Matrix zur Bestimmung der Betriebskräfte. Die Farben der Matrix können mit der Legende (unten im Bild) verglichen werden. Die beistehenden Nummern stellen die verwendete Messreihe dar, da die Impulshammeranschläge je Anschlagpunkt so oft wiederholt wurden, bis die Kohärenz zufriedenstellend war.

Nun fehlt nur noch die Aufnahme der Betriebsbeschleunigungen, um die Betriebskräfte an den Körperschalleinleitungspunkten berechnen zu können. Dazu wurde, wie in Kapitel 5 beschrieben, wieder eine Hochfahrt mit der Dauer von 4sec gewählt. Dies entspricht einem Weg von $\pm 9\text{cm}$ um die Tischhöhe von 118cm.

Fremdgeräusch

Abbildung 7.10 zeigt die Betriebsbeschleunigung am Antrieb oben in z-Richtung und zusätzlich den Vergleich mit dem Fremdgeräusch an der selben Position.

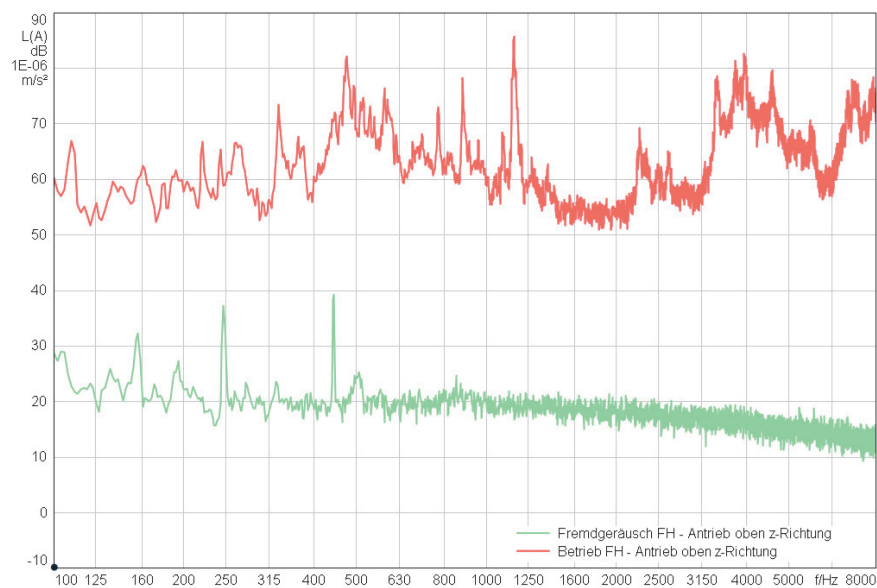


Abbildung 7.10: Vergleich zwischen Betriebsbeschleunigung und Fremdgeräusch am Antrieb oben in z-Richtung.

Abbildung 7.11 zeigt den Vergleich zwischen Fremdgeräusch und Betriebsmessung an der Referenzposition. Weiters ist der Vergleich zum Tonstudio während der ersten Messreihe dargestellt (siehe Abbildung 7.12). Man sieht, dass der Akustikraum der FH im Vergleich zum Tonstudio im höherfrequenten Bereich besser abschneidet, im tieffrequenten Bereich der Fremdschallpegel jedoch im Akustikraum überwiegt. Eine Ursache dafür könnte das Geräusch der Klimaanlage in der direkt anschließenden Halle der FH sein.

Während der Betriebsmessung wurde weiters ein hoher tieffrequenter Anteil wahrgenommen. Als Grund dafür wurden die vier mitschwingenden Bodenplatten identifiziert. Dies wurde mit einer zusätzlich Nahfeldmessung bewerkstelligt. Abbildung 7.13 zeigt den Vergleich der Schalldruckpegel an der Referenzposition und im Nahfeld der Bodenplatten. Zusätzlich ist auch die Referenzmessung im Tonstudio zu sehen. Man kann erkennen, dass die schwingenden Bodenplatten einen großen Einfluss auf die Referenzmessung unterhalb von etwa 180Hz aufweist.

Aus diesem Grund wurde entschieden, die bereits durchgeführten Messungen für eine genauere Synthese im Tonstudio der TU Graz zu wiederholen. Weitere Betriebsmessungen der Luftschallquellen, sowie die Messungen der reziproken Übertragungsfunktionen wurden deshalb nicht mehr durchgeführt.

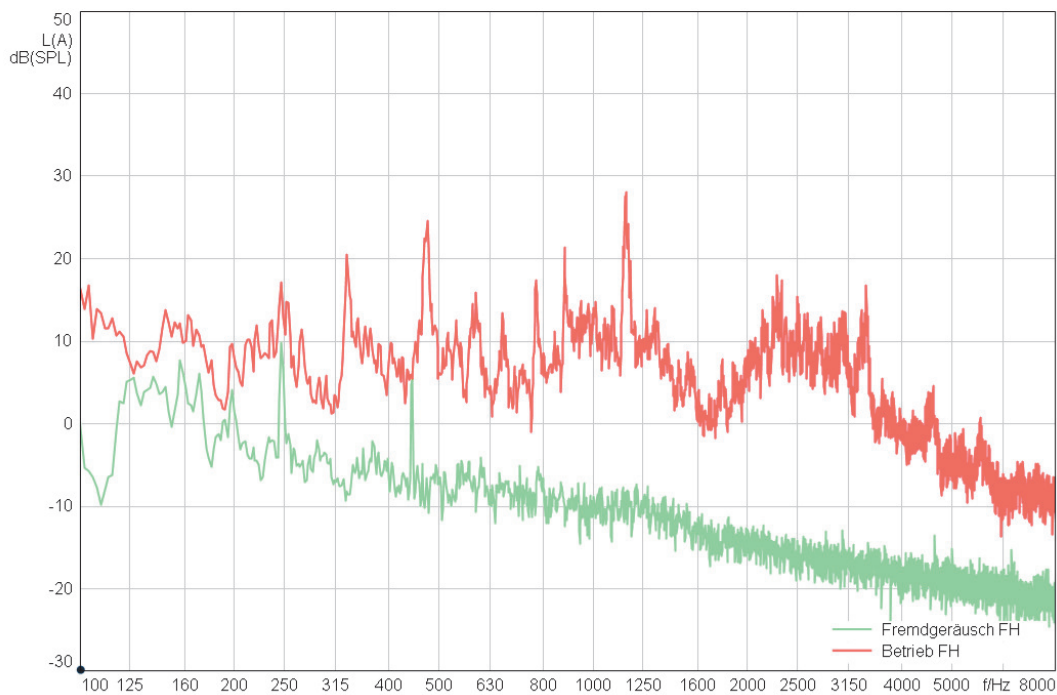


Abbildung 7.11: Vergleich zwischen Fremdgeräuschpegel und Betriebsmessung an der Referenzposition.

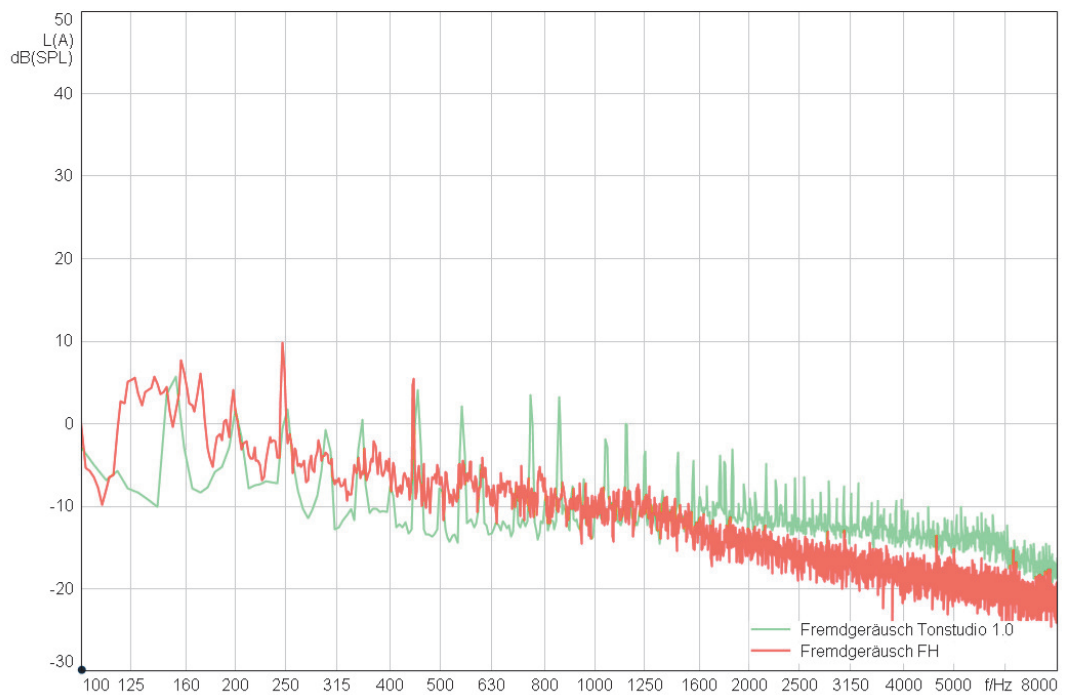


Abbildung 7.12: Vergleich des Fremdgeräuschpegels des Akustikraums der FH Joanneum sowie des Tonstudios an der TU Graz (erste Messreihe).

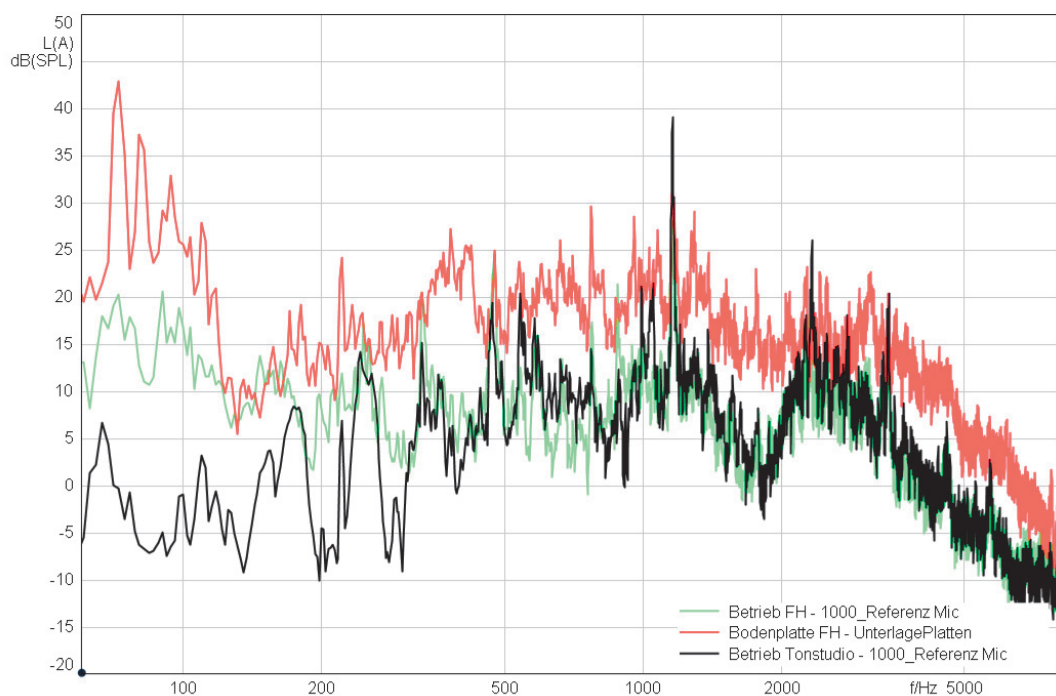


Abbildung 7.13: Vergleich der Betriebsmessung an der Referenzposition und im Nahfeld der Bodenplatten. Zusätzlich ist die Betriebsmessung an der Referenzposition im Tonstudio dargestellt.

7.4 Messungen im Tonstudio der TU Graz

Wegen dem Einfluss der schwingenden Bodenplatten wurden die Messungen im Tonstudio der TU Graz wiederholt.

Da die Sensorpositionen gleich bleiben (siehe Abbildung 7.7), konnte das TPA-Modell aus Kapitel 7.3 einfach übernommen werden (siehe Abbildung 7.6). Auch hier wurde wieder eine Abtastfrequenz von 16kHz für die Impulshammeranschläge gewählt (mit DFT-Länge von 8192 samples ergibt dies wieder eine Auflösung von 2Hz). Weiters bleibt auch der Frequenzbereich von 100Hz bis 8kHz gleich. Abbildung 7.14 zeigt das Tonstudio der TU Graz mit folgenden Daten:

- Abmessungen: $7,5 \times 6 \times 3m$
- Volumen: $130m^3$



Abbildung 7.14: Darstellung des Tonstudios als Messraum.

7.4.1 Bestimmung der Betriebskräfte

Der nächste Schritt beschäftigte sich also wieder mit der Durchführung der Betriebskraftbestimmung.

Abbildung 7.15 zeigt den Messaufbau im Tonstudio zur Durchführung der Impulshammeranschläge (wieder bei einer Tischhöhe von 118cm). Das Referenzmikrofon wurde wieder in einer Höhe von 1,6m und einer Entfernung von 1m von der vorderen Tischkante aufgestellt. Es wurde auch bei dieser Messreihe wieder das selbe Messfrontend wie in Kapitel 5 verwendet.

Nach jedem Anschlagversuch ist es wieder möglich, diesen sofort zu analysieren. Die Software ArtemiS SUITE erlaubt Analysen wie etwa der Kohärenz, der Impulsantwort oder des Anregungsspektrums. Falls die Ergebnisse nicht zufriedenstellend sind, kann der Impulshammerschlag sofort wiederholt werden. Abbildung 7.16 zeigt die Analyse der Kohärenz zwischen Impulshammerschlag am Antrieb oben in x-Richtung und der resultierenden Beschleunigung am selben Punkt. Zusätzlich ist auch die zugehörige Impulsantwort angegeben. Die Analyse wird durch Klicken auf den Button *Analysieren* bewerkstelligt (siehe blauer Rahmen in Abbildung 7.16).



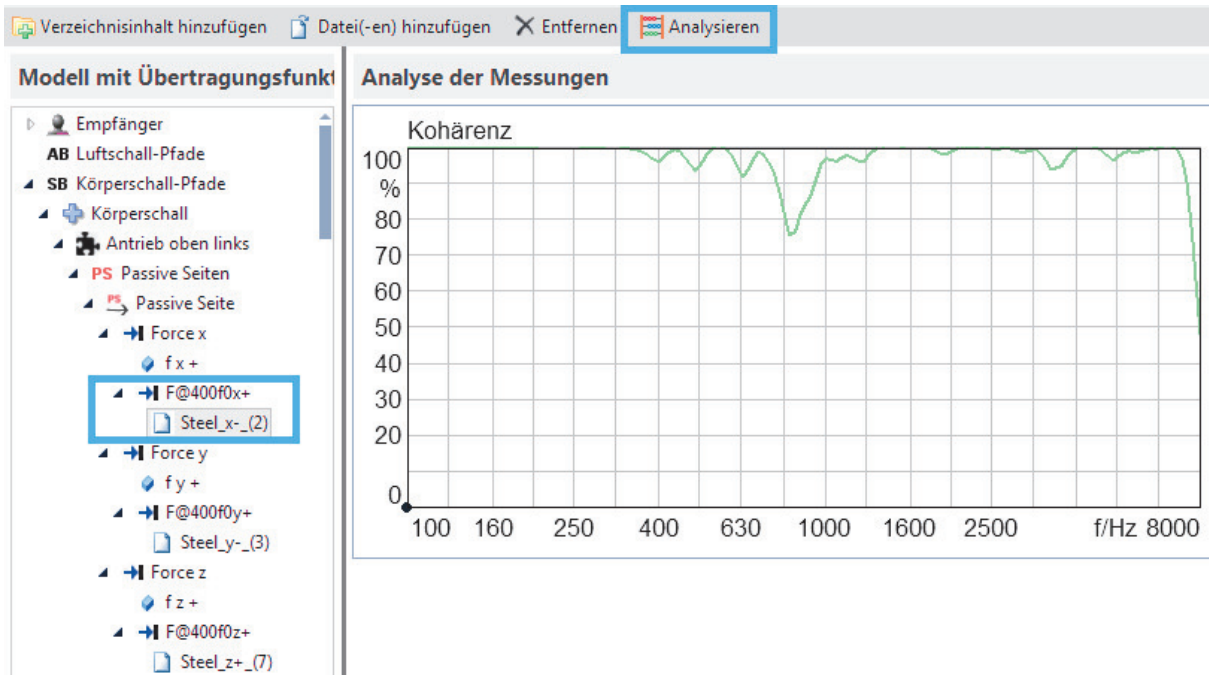
Abbildung 7.15: Messaufbau mit Referenzmikrofon im Tonstudio der TU Graz.

Man sieht, dass sich die Kohärenz breitbandig oberhalb von den geforderten 80% befindet. Generell war es deutlich einfacher die gewünschte Kohärenz zu erhalten als bei den Messungen im Akustikraum der FH Joanneum. Dies bestätigt auch den negativen Einfluss der Bodenplattenschwingungen.

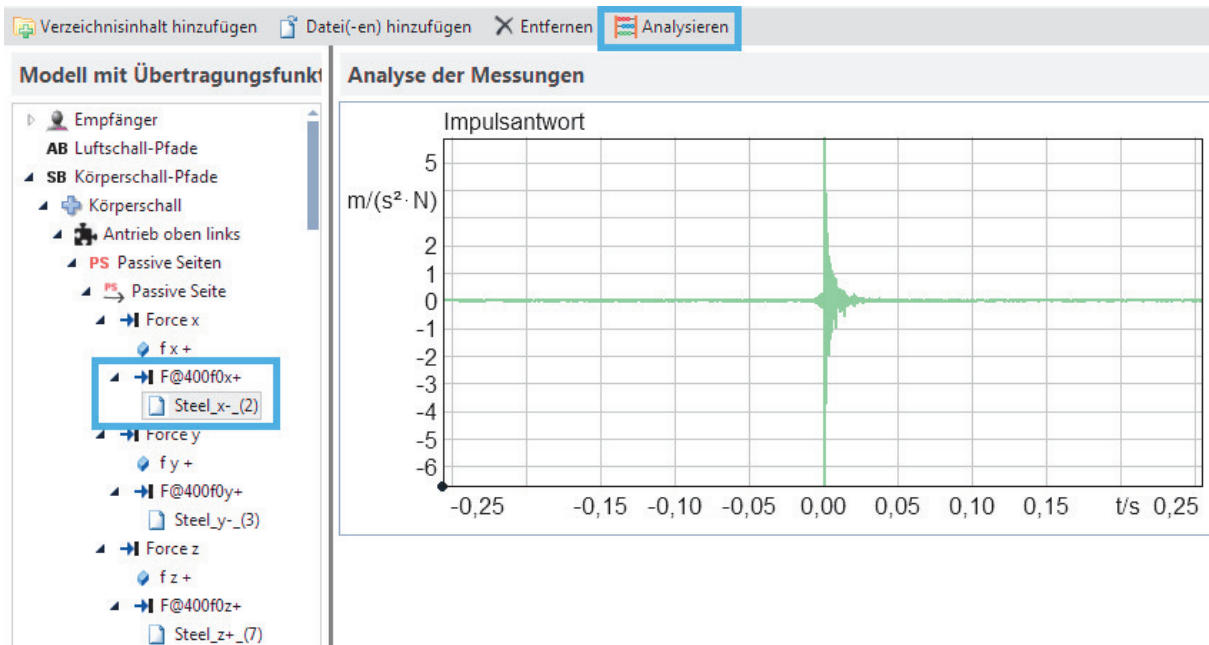
Nach der Durchführung der Impulshammerschläge muss die IFD-Matrix zur Betriebskraftbestimmung konfiguriert werden. Jeder Eintrag der Matrix steht für einen Übersprechpfad zwischen Impulshammerschlag an einem Kräfteinleitungspunkt (aktive Seite) und der resultierenden Beschleunigung an einer beliebigen Sensorposition (passive Seite).

In diesem Schritt ist es möglich, die Kohärenz jedes beliebigen Pfades zu analysieren. Dadurch können Pfade mit zu geringer Kohärenz aus der Kraftberechnung ausgeschlossen werden. Abbildung 7.17 zeigt die schlussendlich verwendete Matrix, sowie ein Beispiel für einen Pfad mit zu geringer Kohärenz (schwarzer Rahmen). Die weißen Felder stellen jene Übersprechpfade dar, welche nicht zur Berechnung verwendet werden.

Nach der anschließenden Aufnahme der Betriebsbeschleunigungen werden die Betriebskräfte von der Software berechnet und automatisch ein passendes Prognose-Projekt zur weiteren Synthese erstellt (siehe Kapitel 8.1).



(a) Kohärenz



(b) Impulsantwort

Abbildung 7.16: Analyse der Kohärenz des Impulshammerschlags am Antrieb oben in x-Richtung und der gemessenen Beschleunigung am selben Punkt, sowie der zugehörigen Impulsantwort.

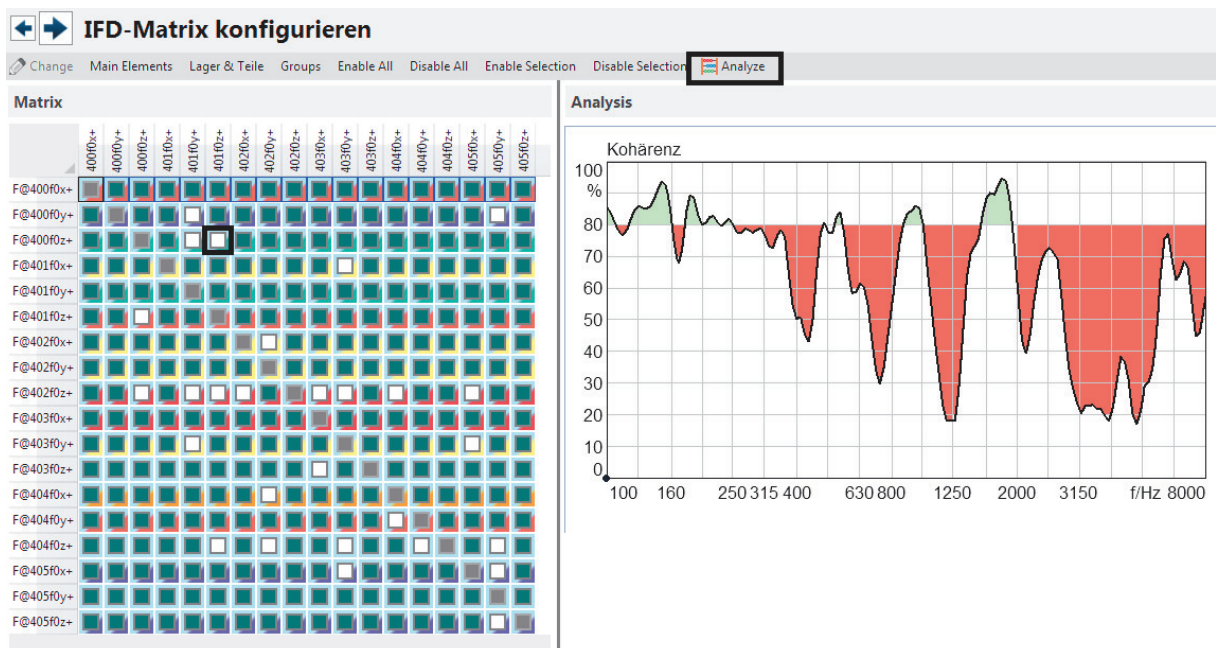


Abbildung 7.17: Konfiguration der IFD-Matrix zur Bestimmung der Betriebskräfte. Zusätzlich sieht man die Analyse eines Pfades, der wegen zu niedriger Kohärenz aussortiert wurde (schwarzer Rahmen).

7.4.2 Bestimmung der (vibro-)akustischen Übertragungsfunktionen

Abbildung 7.18 zeigt den Messaufbau zur Bestimmung der reziproken Körperschallübertragungsfunktionen mit zwei unterschiedlichen Lautsprechern. Neben der Microflown Punktschallquelle wurde ein zusätzlicher Testlautsprecher verwendet, um tieffrequente Bereiche besser anregen zu können. Während die Punktschallquelle einen Membrandurchmesser von $6,5\text{cm}$ besitzt, weist jene des Testlautsprechers einen Durchmesser von etwa 20cm auf. Zusätzlich kann der Testlautsprecher eine höhere Pegelfestigkeit aufweisen, wodurch eine stärkere Körperschallanregung ermöglicht wird.



(a) Microflown Punktschallquelle

(b) Testlautsprecher

Abbildung 7.18: Vergleich der verwendeten Schallquellen zur reziproken Anregung.

Aufgrund seiner Form kann der Testlautsprecher jedoch nur bei tiefen Frequenzen als Kugel angenommen werden. Darum ist es notwendig die Übertragungsfunktionen der beiden Lautsprecher zu vergleichen und eine Annäherung der Fläche zur Schallflussberechnung zu finden.

Zusätzlich wurde im Gegensatz zur ersten Messreihe neben weißem Rauschen auch ein logarithmischer Sinus-Sweep als Anregungssignal verwendet. Dieser hatte eine Dauer von einer Sekunde und durchlief ein Frequenzband von 80Hz bis 10kHz . Der Frequenzbereich wurde nach oben und unten erweitert, um eventuell störende Transienten zu Beginn und am Ende der Messung wegschneiden zu können. Der Vorteil der Sweepanregung liegt im geringeren Einfluss von Hintergrund- und Störgeräuschen.

Die Abbildungen 7.19, 7.20 und 7.21 zeigen den Vergleich der unterschiedlichen reziproken Körperschall-Übertragungsfunktionen zwischen Schallfluss an der Referenzposition und Strukturschnelle am Antrieb oben in z-Richtung. Dabei sind Kombinationen aus drei verschiedenen Messverfahren und zwei unterschiedlichen Berechnungsverfahren dargestellt. Die Messverfahren unterteilen sich in die Sweepmessung mit dem Test-LS und die Messung mittels weißem Rauschen mit Test- und Punktlautsprecher. Die Sweepanregung wurde bei der Punktschallquelle wegen zu geringer Pegelfestigkeit ausgelassen. Die Berechnungsverfahren unterscheiden sich wie bei der ersten Durchführung der TPA wieder durch die Übertragungsfunktionen $H1(f)$ und $H2(f)$.

Abbildung 7.19 zeigt eine Abweichung zwischen H1 und H2 vor allem bei tiefen Frequenzen, was sich durch die kleine Membranfläche des Microflown Punktlautsprechers erklären lässt.

Bei Rauschanregung mittels Testlautsprecher sieht man bei tiefen Frequenzen hingegen eine gute Übereinstimmung der beiden Funktionen (siehe Abbildung 7.20). Im hochfrequenten unterscheiden sich die beiden Funktionen (H1 und H2) jedoch wesentlich.

Die Anregung durch einen Sinus-Sweep mit Hilfe des Test-Lautsprechers führt hingegen zu einer guten Übereinstimmung der beiden Funktionen über den betrachteten Frequenzbereich, weswegen auch die Sweepanregung zur Ermittlung der reziproken Körperschallübertragungsfunktionen weiter verwendet wurde. Aufgrund der starken schmalbandigen Amplitudensenken der Funktion $H1(f)$, wurde die zweite Variante $H2(f)$ zur weiteren Berechnung ausgewählt.

Bei der Berechnung der Übertragungsfunktion wurde wieder ein Hanning-Fenster mit einer Überlappung von 50% gewählt. Da der Schallfluss ein Produkt aus Schallschnelle und Fläche ist, wurde zur Berechnung beim Testlautsprecher die Membranfläche ($0,032m^2$) verwendet, während bei der Punktschallquelle wieder die Kugeloberfläche ($0,038m^2$) gewählt wurde.

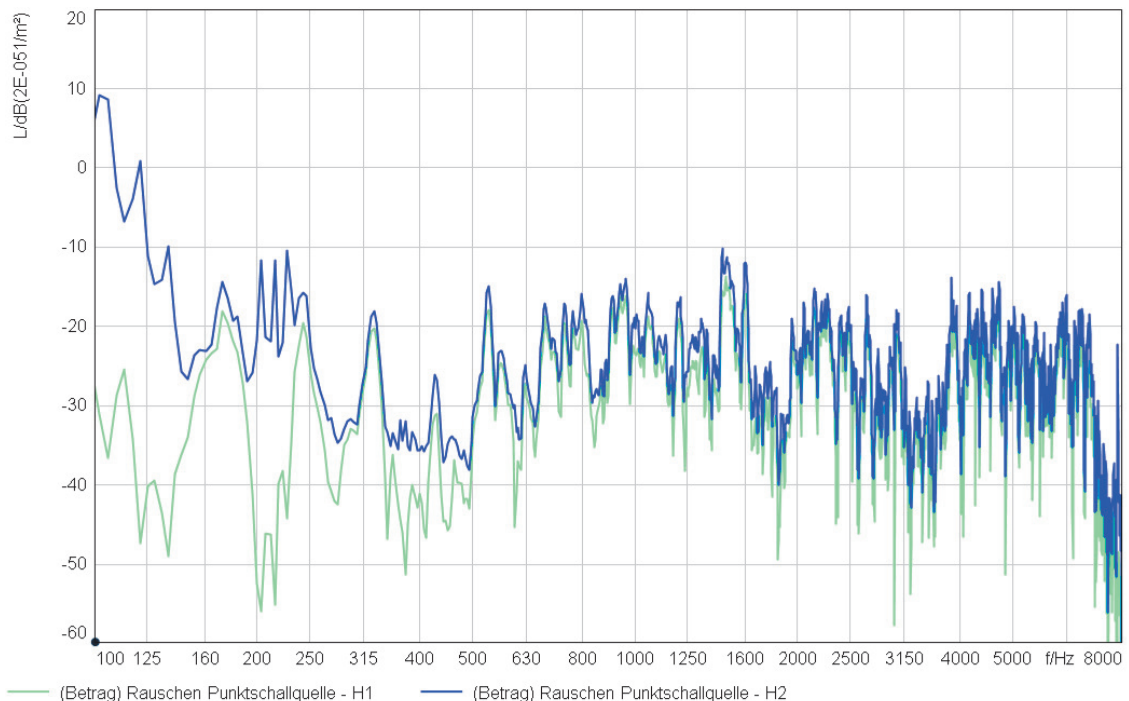


Abbildung 7.19: Reziproke Körperschall-Übertragungsfunktionen $H1$ und $H2$ mittels Rauschanregung durch die Punktschallquelle (Antrieb oben in z-Richtung).

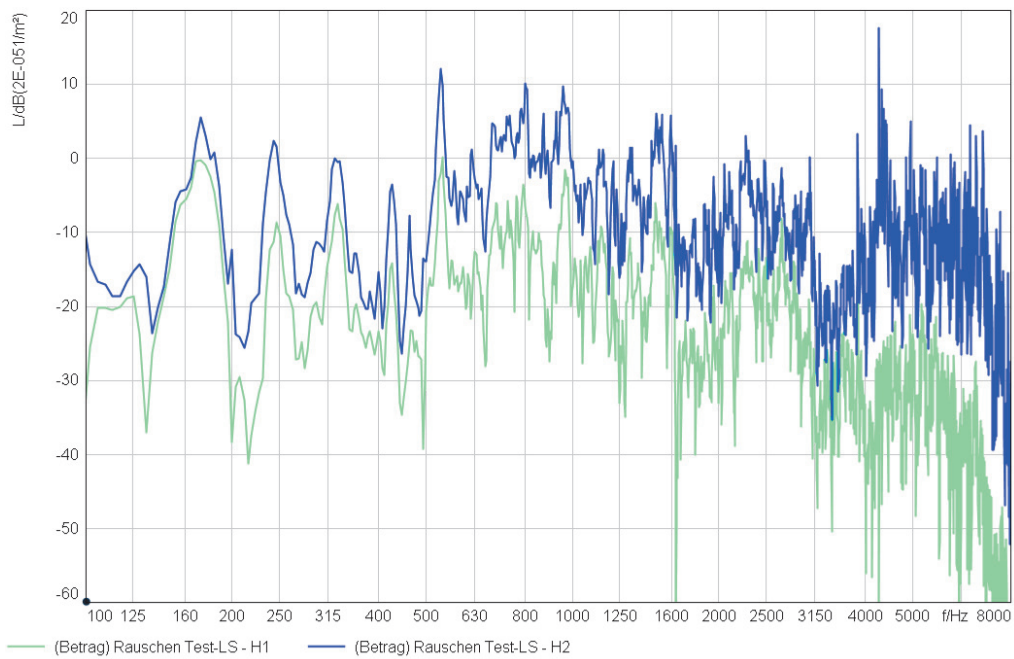


Abbildung 7.20: Reziproke Körperschall-Übertragungsfunktionen $H1$ und $H2$ mittels Rauschanregung durch den Testlautsprecher (Antrieb oben in z -Richtung).

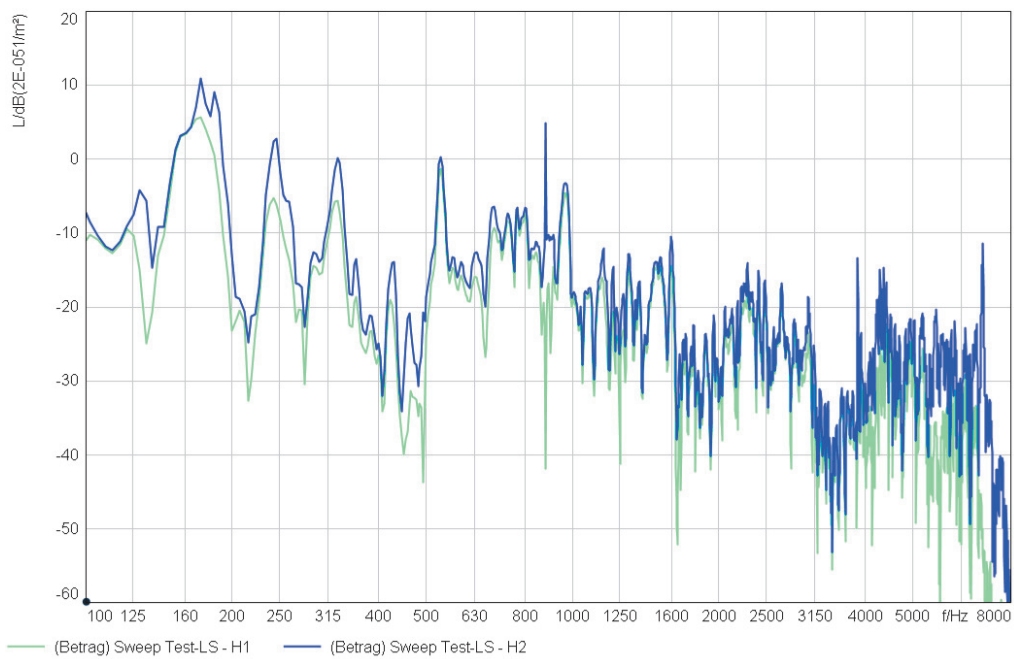


Abbildung 7.21: Reziproke Körperschall-Übertragungsfunktionen $H1$ und $H2$ mittels Sweepanregung durch den Testlautsprecher (Antrieb oben in z -Richtung).

Abbildung 7.22 zeigt zusätzlich den Vergleich der Übertragungsfunktionen zwischen Anregung mittels Rauschen und Sinus-Sweep. Man sieht, dass die Sweepanregung im tieffrequenten Bereich mit der Rauschanregung des Testlautsprechers und im hochfrequenten Bereich gut mit der Rauschanregung des Punktlautsprechers übereinstimmt.

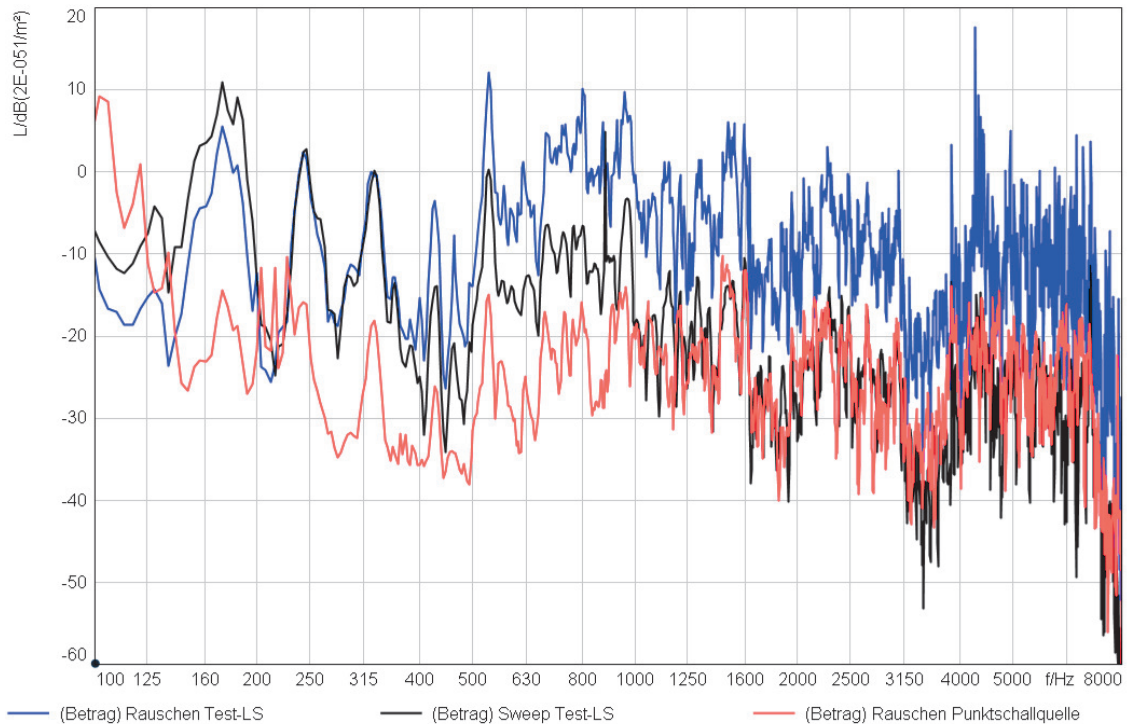


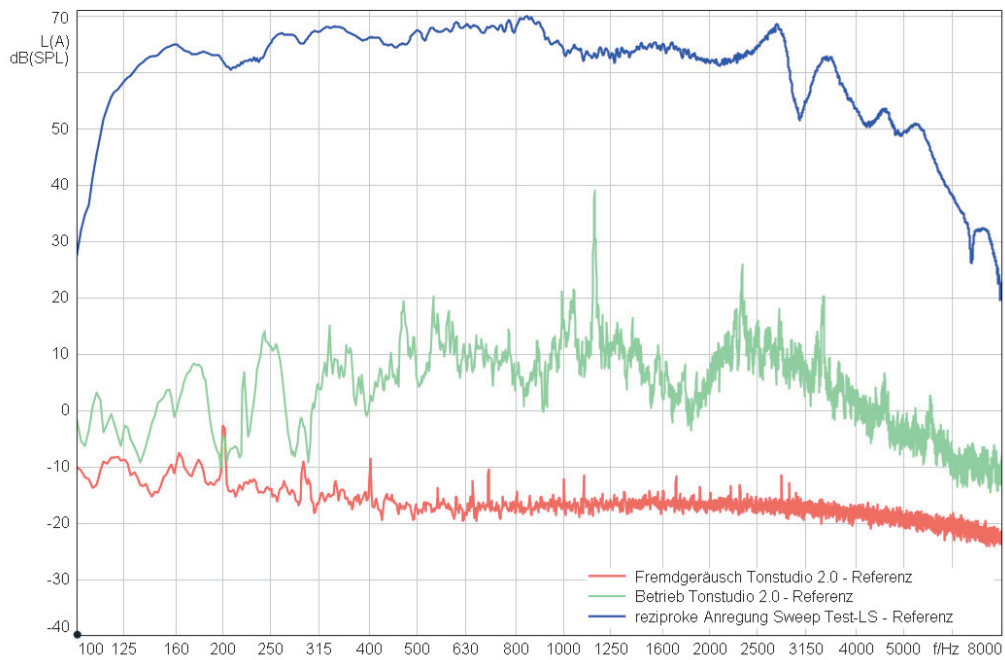
Abbildung 7.22: Vergleich der reziproken Übertragungsfunktionen bezüglich verschiedener Anregungsarten.

Fremdgeräusch

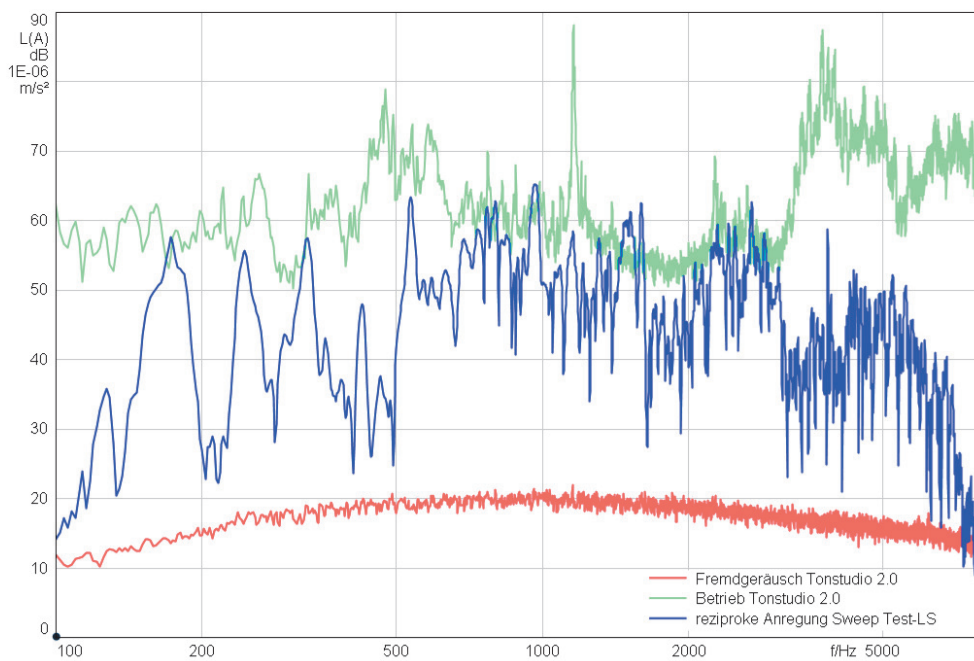
Um den Einfluss des Fremdgeräusches auf die Bestimmung der Betriebskräfte sowie der Übertragungsfunktionen bei reziproker Anregung verifizieren zu können, sind in Abbildung 7.23 Vergleiche zwischen Fremdgeräuschpegel, Betriebsmessungen, sowie reziproker Anregung dargestellt.

Der Abstand zwischen den Schalldruckpegeln des Fremdgeräusches und der Betriebsmessung an der Referenzposition ist bis auf wenige Einbrüche breitbandig höher als 10dB, was etwa dem gleichen Ergebnis wie bei der ersten Messreihe im Tonstudio entspricht.

Beim Vergleich der Beschleunigungspegel kann jedoch eine deutliche Verbesserung zur ersten Messreihe identifiziert werden. Während die Kurven des Fremdgeräusches sowie der reziproken Anregung bei der ersten Messreihe unterhalb von 250Hz bereits zusammenfielen (siehe Abbildung 6.9(b)), ist hier durch die Sweepanregung des Testlautsprechers auch bei tiefen Frequenzen ein genügend großer Abstand zwischen Fremdschall und reziproker Anregung ersichtlich.



(a) Referenzposition



(b) Antrieb oben links in z-Richtung

Abbildung 7.23: Vergleich zwischen Betriebsmessung, reziproker Anregung und Fremdgeräusch.

8

Optimierte Synthese

Nach der Bestimmung der Betriebskräfte und der zugehörigen Übertragungsfunktionen, wird im nächsten Schritt die Synthese zur Überprüfung der optimierten Messreihe durchgeführt.

Die Körperschall-Übertragungsfunktionen wurden dabei einerseits direkt mittels Impulshammerschläge ermittelt und andererseits reziprok mit Hilfe eines zusätzlichen Lautsprechers an der Referenzposition. Neben der Körperschallsynthese beschäftigt sich dieses Kapitel auch mit einer alternativen Messung, die als reine Luftschall-TPA bezeichnet werden kann. Dadurch erhält man eine weitere Analysemöglichkeit und kann die beiden Syntheseresultate einem Vergleich unterziehen.

Zum Abschluss wird noch ein weiteres Anwendungsbeispiel mit leiseren Antrieben dargestellt.

8.1 Körperschallpfade

Um die Unterschiede zwischen verschiedenen Matrix-Konfigurationen veranschaulichen zu können, ist in Abbildung 8.1 das Körperschall-Synthesemodell mit **direkten** Übertragungsfunktionen dargestellt. Dieses wird nach der Fertigstellung des TPA-Tools automatisch erstellt.

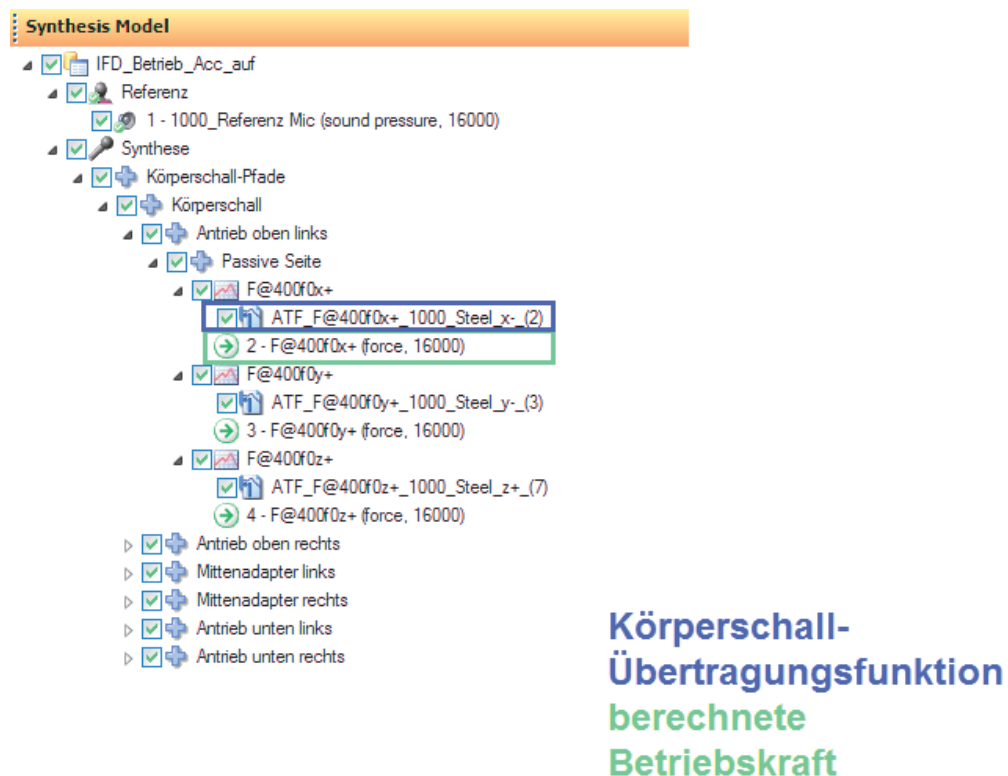


Abbildung 8.1: Automatisch erstelltes Synthesemodell mit direkten Übertragungsfunktionen und Referenzmessung.

Matrixkonfigurationen

Abbildung 8.2 zeigt drei verschiedene Beispiele zur Matrixkonfiguration, während Abbildung 8.3 und 8.4 die Frequenzanalyse darstellen. Die Farben der Frequenzspektren stimmen mit jenen der Matrixkonfigurationen überein.

Bei genauerer Untersuchung ist kaum ein Unterschied zwischen der Synthese bei Verwendung der gesamten Matrix und jener mit aussortierten Matrixeinträgen zu erkennen. Bei der Verwendung der Matrixeinträge für Lager und Teile (siehe Abbildung 8.2 bis 8.3) ergibt sich jedoch eine deutliche Überschätzung der Synthese. Aus diesem Grund wurde die eigene Konfiguration mit aussortierten Übersprechpfaden zur weiteren Synthese gewählt.

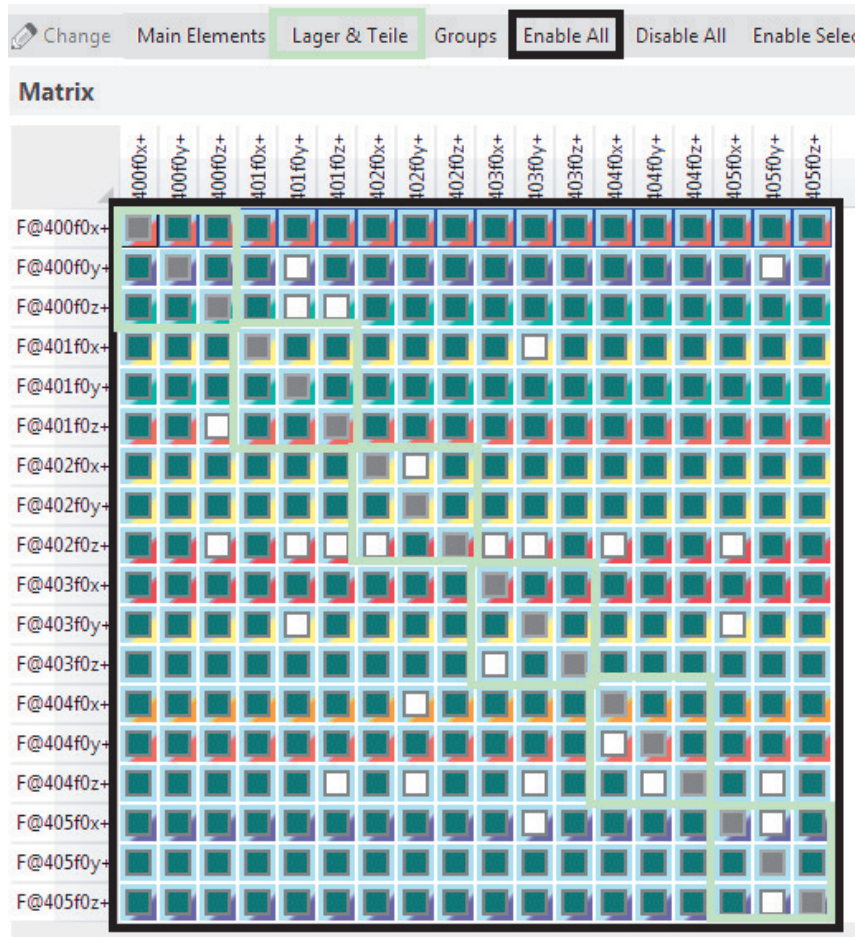


Abbildung 8.2: Vergleich unterschiedlicher Matrixkonfigurationen. 1) gesamte Matrix (schwarz), 2) nur Lager und Teile (grün), 3) (eigene) Matrix mit aussortierten Einträgen (schwarz ohne weiße Felder).

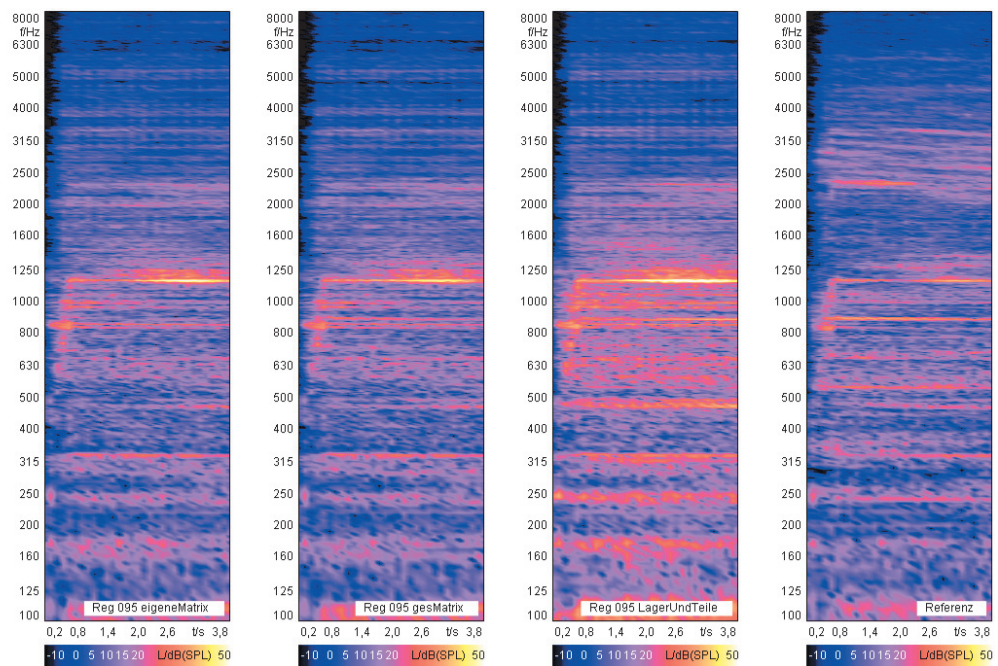


Abbildung 8.3: Synthesevergleich mit Darstellung der FFT über die Zeit.

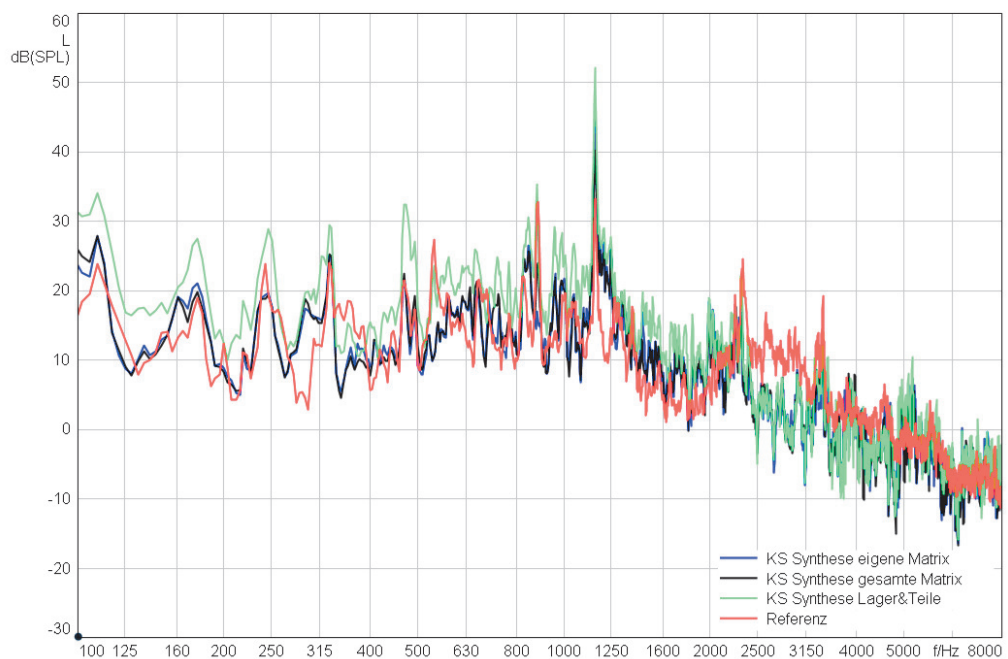


Abbildung 8.4: Vergleich der Synthese unterschiedlicher Matrixkonfigurationen inkl. Referenzmessung. Die Farben der Kurven stimmen mit jenen der Matrixkonfiguration überein (siehe Abbildung 8.2).

Qualität der ausgewählten Synthese

Abbildung 8.5 zeigt den Vergleich zwischen Referenzmessung und Synthese, welche für weitere Analysen als Ausgangspunkt dient. Es fällt auf, dass im Gegensatz zu der ersten Messreihe, die Körperschallsynthese mit direkten Übertragungsfunktionen bereits sehr gut mit der Referenzmessung übereinstimmt. Lediglich wenige Frequenzen sind bei der Synthese im Vergleich zur Referenz nicht so stark ausgeprägt:

- 540Hz
- 879Hz ... Kommutatorfrequenz
- 2320Hz ... Zahneingriffsfrequenz 2. Harmonische
- 3406Hz ... Zahneingriffsfrequenz 3. Harmonische

und die Getriebefrequenz um 1160Hz wird etwas überschätzt.

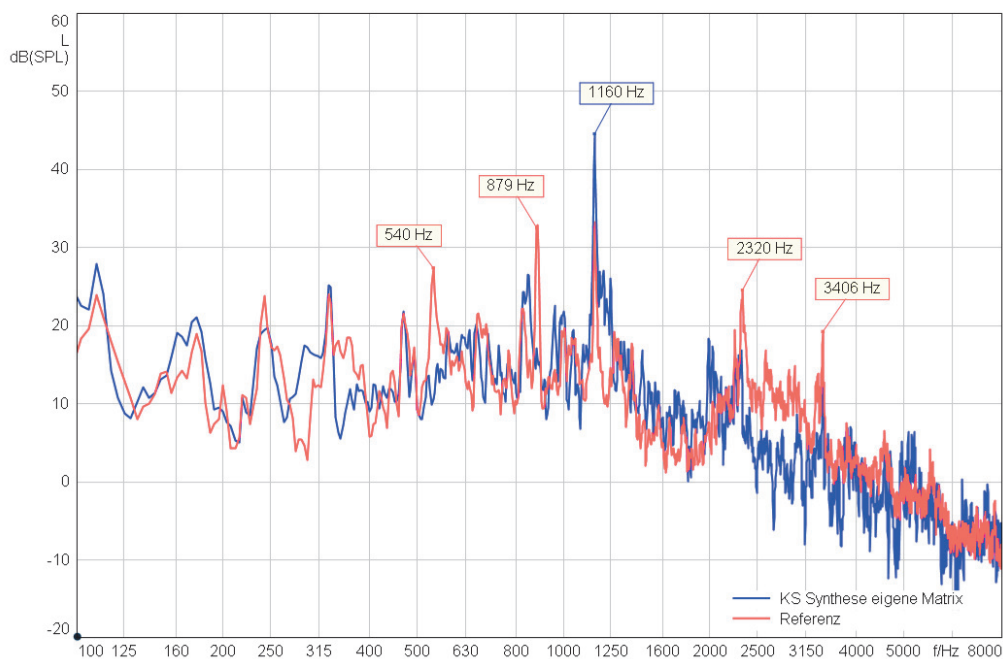


Abbildung 8.5: Vergleich zwischen Körperschallsynthese aus direkt ermittelten Übertragungsfunktionen und der Referenzmessung.

Wie bereits in Kapitel 6 werden zum Abschluss noch die direkt ermittelten Übertragungsfunktionen durch die reziprok berechneten ausgetauscht (siehe Abbildung 6.1) und schließlich die Syntheseresultate verglichen (siehe Abbildung 8.6).

Man erkennt eine deutliche Unterschätzung der reziproken Methode, wobei bis auf den breitbandigen Pegelunterschied und den stärkeren tieffrequenten Anteil eine Ähnlichkeit zwischen den beiden Kurven ersichtlich ist. Die einzige Möglichkeit den Pegelunterschied von etwa 60dB anzupassen, ist die Variation der Fläche zur Schallflussberechnung. Ein Pegel von 60dB entspricht jedoch einem Faktor von 300. Dies würde bedeuten, dass die Fläche um den Faktor 300 kleiner sein müsste, also nur mehr etwa 1cm^2 . Aus diesem Grund wurde die direkte Methode für die Analyse verwendet.

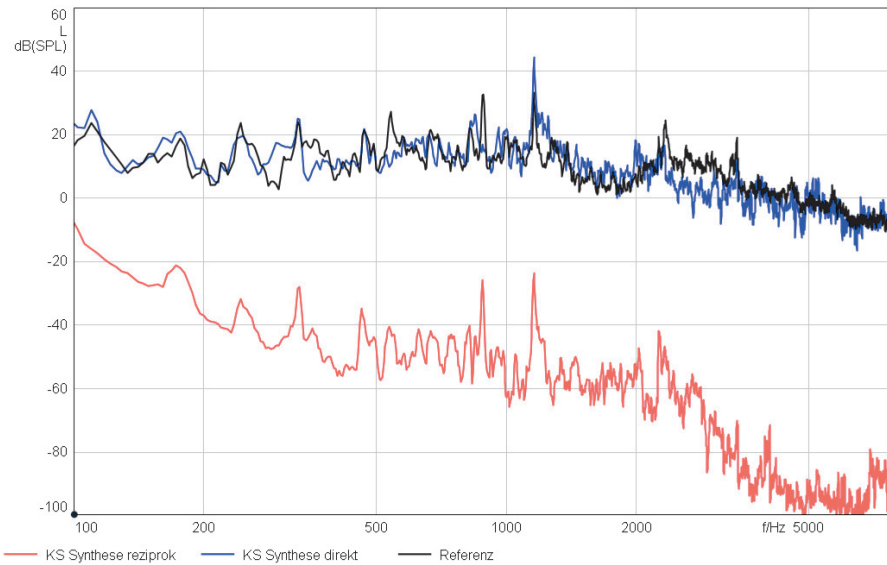


Abbildung 8.6: Vergleich der Körperschall-Synthese für direkt sowie reziprok ermittelte Körperschall-Übertragungsfunktionen.

Transferpfadanalyse

Als nächstes wurden die einzelnen Körperschalleinleitungspunkte analysiert (siehe Abbildung 8.7 bis 8.10). Dabei sind in Abbildung 8.7 die unterschiedlichen Koordinatenrichtungen je Einleitungspunkt zusammengefasst. Durch die Auswahl zueinander passender Antriebe, wie in Kapitel 7.2 beschrieben, können symmetrisch angeordnete Punkte nun miteinander verglichen werden. In Abbildung 8.7 ist zu erkennen, dass die Symmetrie bezüglich der Frequenzspektren deutlich besser ausgeprägt ist als noch bei der ersten Messreihe (vgl. Abbildung 6.5).

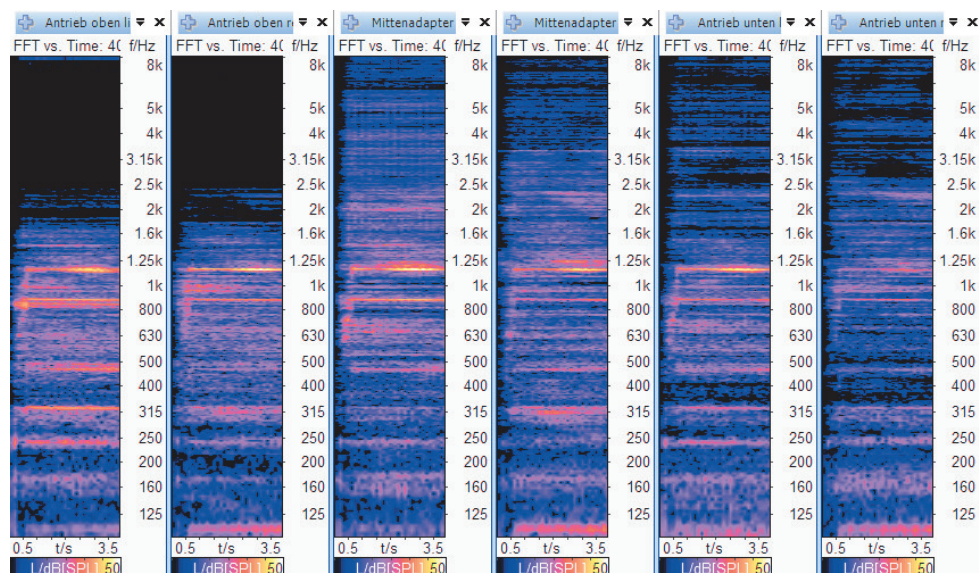


Abbildung 8.7: Analyse der einzelnen Krafteinleitungspunkte: Antrieb oben links, Antrieb oben rechts, Mittenadapter links, Mittenadapter rechts, Antrieb unten links, Antrieb unten rechts.

Abbildung 8.8 zeigt die Analyse der Krafteinleitungspunkte, wobei symmetrisch angeordnete Punkte zusammengefasst wurden. Zusätzlich ist in Abbildung 8.9 auch der Vergleich der über die Zeit gemittelten Teilschallbeiträge ersichtlich.

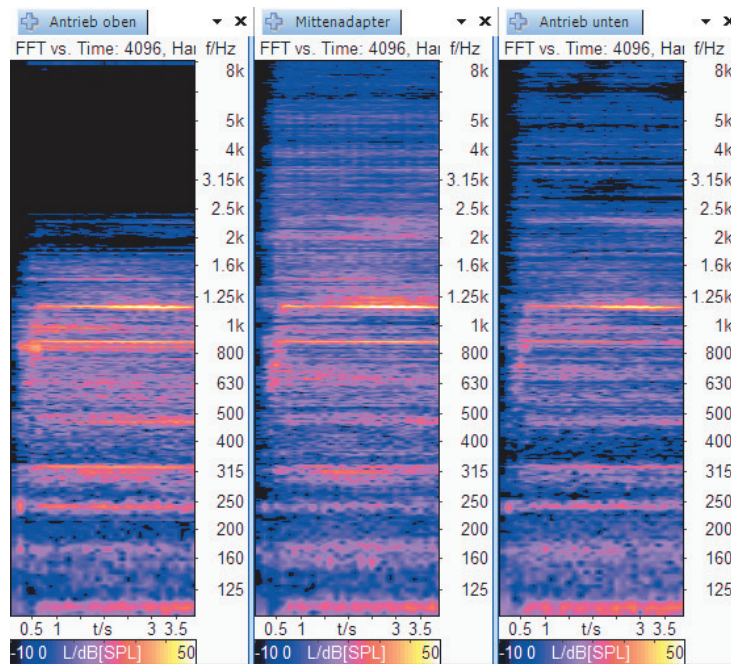


Abbildung 8.8: Analyse der einzelnen Krafteinleitungspunkte zusammengefasst auf symmetrisch angeordnete Anregungspunkte.

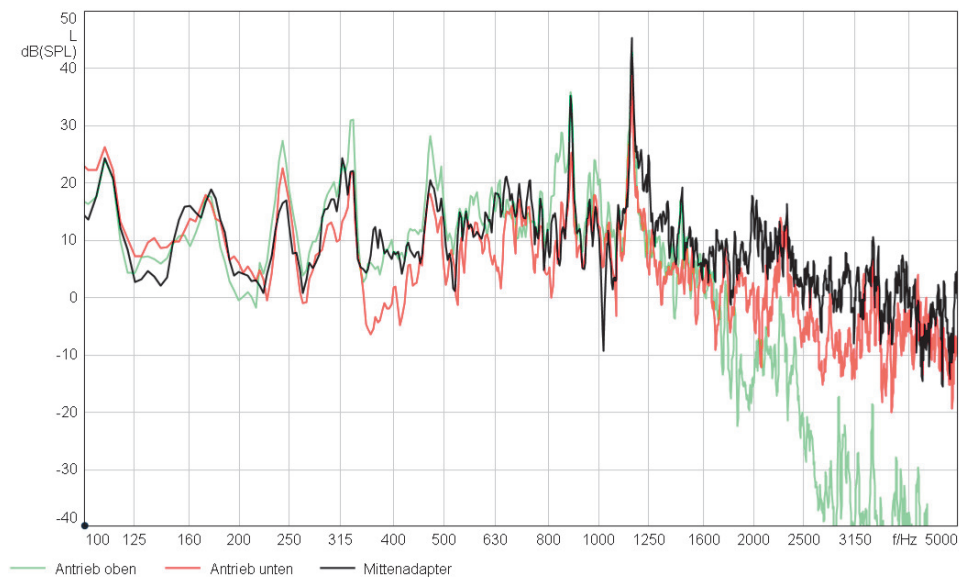


Abbildung 8.9: Vergleich der Teilschallbeiträge von symmetrisch zusammengefassten Anregungspunkten.

Auffällig ist, dass manche Frequenzen bei allen Einleitungspunkten deutlich hervortreten, wie etwa die Getriebefrequenz um 1160Hz, die Kommutatorfrequenz um 880Hz sowie die Drehfrequenz des Motors um 110Hz.

Der Einleitungspunkt *Antrieb unten* kann im Bereich von 300Hz bis 1600Hz als schwächste Körperschall-Teilquelle betrachtet werden. Im Gegensatz dazu treten beim Einleitungspunkt *Antrieb oben* besonders die Amplituden bei 240Hz, 330Hz und 470Hz hervor. Oberhalb von 1600Hz liefert dieser Krafteinleitungspunkt kaum einen Beitrag zum Referenzschalldruck. Dies war auch zu erwarten, da sich der Antrieb oben am nächsten zur Tischplatte befindet, und diese Schall vor allem im tieffrequenten Bereich abstrahlt (siehe Abbildung 8.15 und 8.16).

Schlussendlich kann der *Mittenadapter* als breitbandig starker Einleitungspunkt identifiziert werden. Vor allem die Getriebefrequenz um 1160Hz und die Kommutatorfrequenz um 880Hz treten hier am stärksten hervor. Oberhalb von 1160Hz kann der Mittenadapter als Haupteinleitungspunkt betrachtet werden.

Geht man noch eine Ebene tiefer, kann auch der Schallbeitrag eines Anregungspunktes bezüglich der Koordinatenrichtungen unterschieden werden. Abbildung 8.10 zeigt die Teilschallbeiträge der einzelnen Koordinatenrichtungen des Anregungspunktes *Antrieb oben* (links und rechts zusammengefasst). Die z-Koordinate kann dabei als Hauptbeitrag des tieffrequenten Bereichs (unterhalb von etwa 600Hz) betrachtet werden. Besonders die Amplituden um 240Hz, 339Hz und 470Hz treten wieder deutlich hervor.

Die Kommutatorfrequenz um 880Hz und die Getriebefrequenz um 1160Hz können hingegen deutlich der x-Koordinate zugeordnet werden.

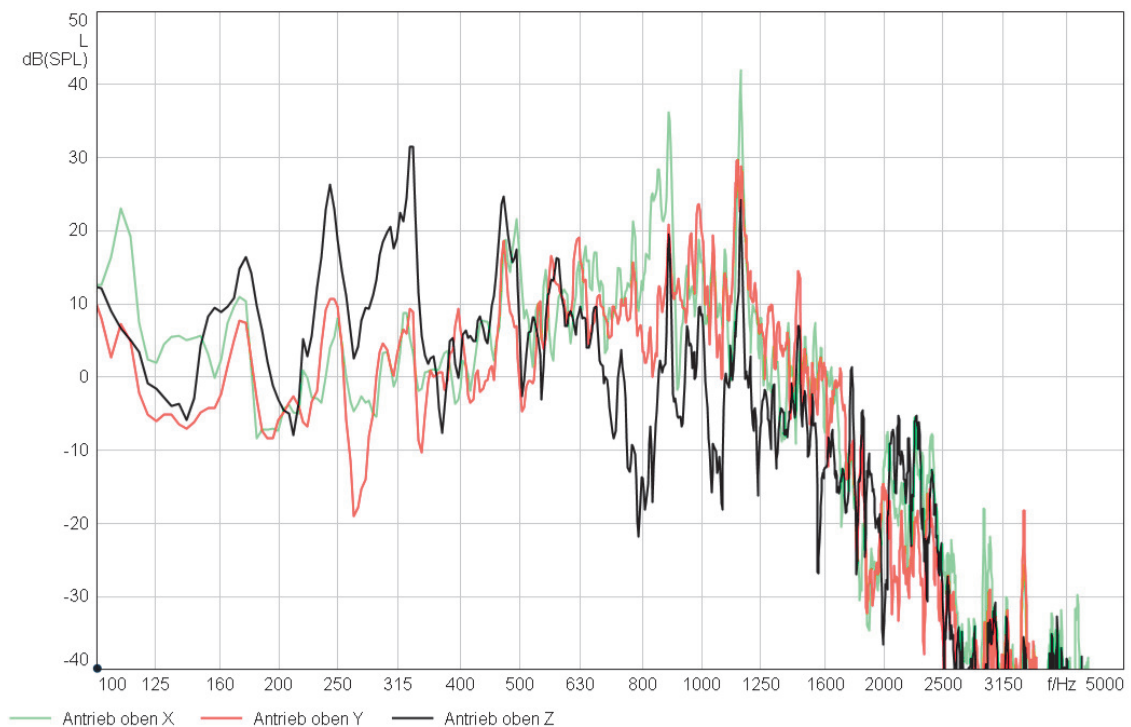
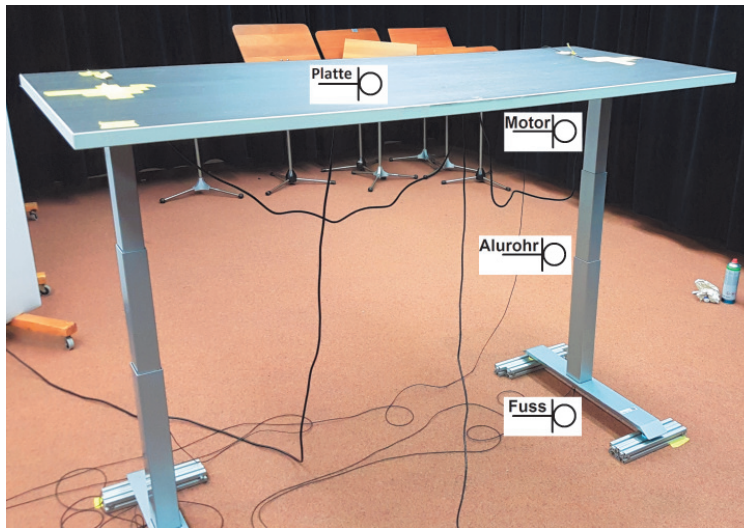


Abbildung 8.10: Vergleich der Teilschallbeiträge vom Antrieb oben bezüglich der Koordinatenrichtungen.

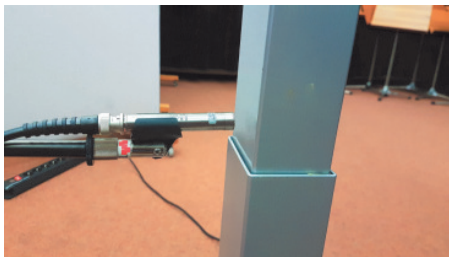
8.2 Luftschallpfade

Da die Körperschall-TPA mit einem hohen Zeitaufwand durch Vorbereiten des Tischsystems und den Anschlagversuchen bei der Bestimmung der Betriebskräfte einhergeht, wurde als Alternative eine reine Luftschall-TPA durchgeführt (siehe auch alternative Messung aus Kapitel 6.2). Zusätzlich bietet dies auch die Möglichkeit die Resultate der beiden Transferpfadanalysen miteinander zu vergleichen.

Abbildung 8.11 zeigt den zugehörigen Messaufbau, wobei die Mikrofone im Nahfeld der schwingenden Struktur positioniert wurden. Die Luftschallübertragungsfunktionen wurden, wie in Kapitel 7.4.2, mit Hilfe der reziproken Methode ermittelt. Dazu wurde wieder ein Sinus-Sweep als Anregungssignal verwendet, welches mit dem Testlautsprecher wiedergegeben wurde.



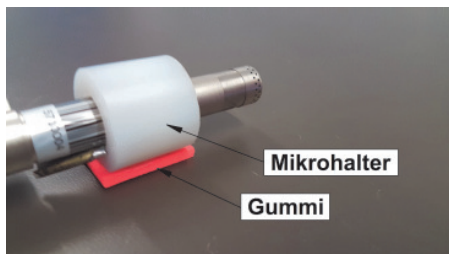
(a) Messaufbau alternative Messung



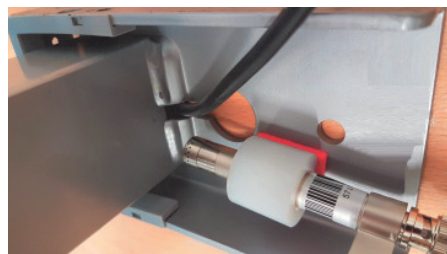
(b) Mikrofonposition in der Nähe des Alurohres



(c) Mikrofonposition unter dem Tischfuß



(d) Mikrofonposition auf der Tischplatte



(e) Mikrofonposition in der Nähe des Motors

Abbildung 8.11: Messaufbau zur alternativen Messung und zugehörige Mikrofonpositionen. In der Nähe des Motors und auf der Tischplatte wurde das Mikrofon mit Hilfe eines Mikrofonhalters positioniert. Zwischen Halter und Platte bzw. Ausleger der Säule befindet sich ein Gummi zur Entkopplung gegen Schwingungen.

Anschließend wurde ein Synthesemodell mit Prognosi erstellt (siehe Abbildung 8.12) und die berechnete Synthese mit der Referenzmessung verglichen (siehe Abbildung 8.14). Zusätzlich ist zu erwähnen, dass die Synthese vorerst breitbandig überschätzt war. Aus diesem Grund wurde ein Korrekturfaktor von $K = 0,25$ auf die Gesamtsynthese, ähnlich der ersten Messreihe in Abbildung 6.18, angewendet.

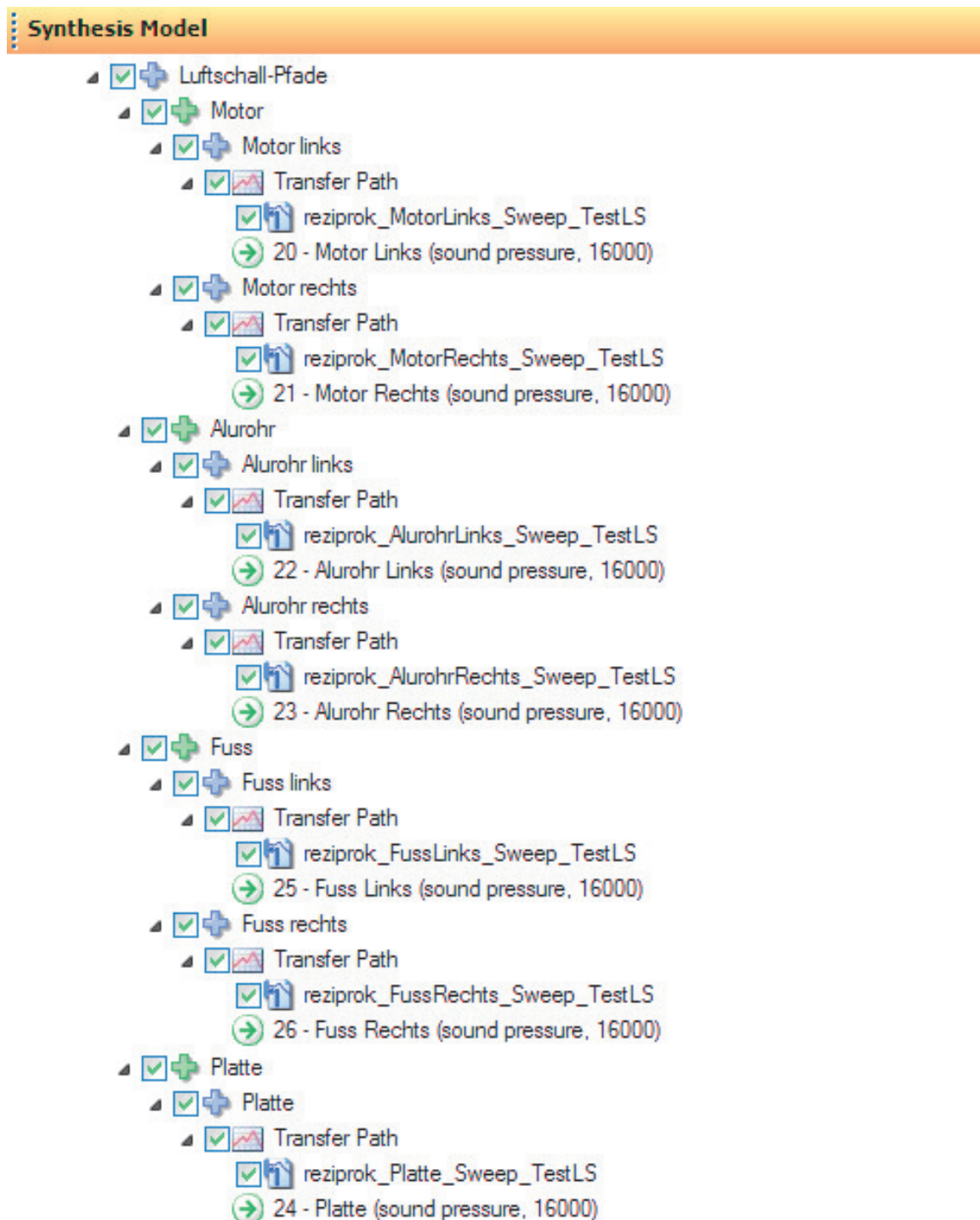


Abbildung 8.12: Synthesemodell der alternativen Messung in Prognosi.

Qualität der Synthese

Die Abbildungen 8.13 und 8.14 zeigen, dass die Synthese bis etwa 3150Hz gut mit der Referenz übereinstimmt. Oberhalb dieser Frequenz zeigt sich eine Unterschätzung der Synthese.

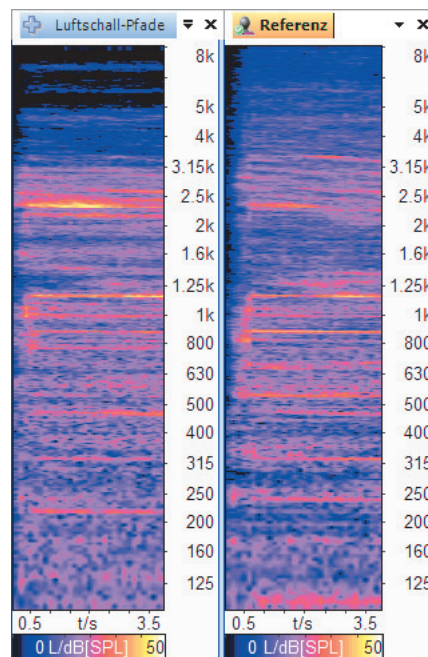


Abbildung 8.13: Vergleich der Luftschall-Synthese und der Referenzmessung.

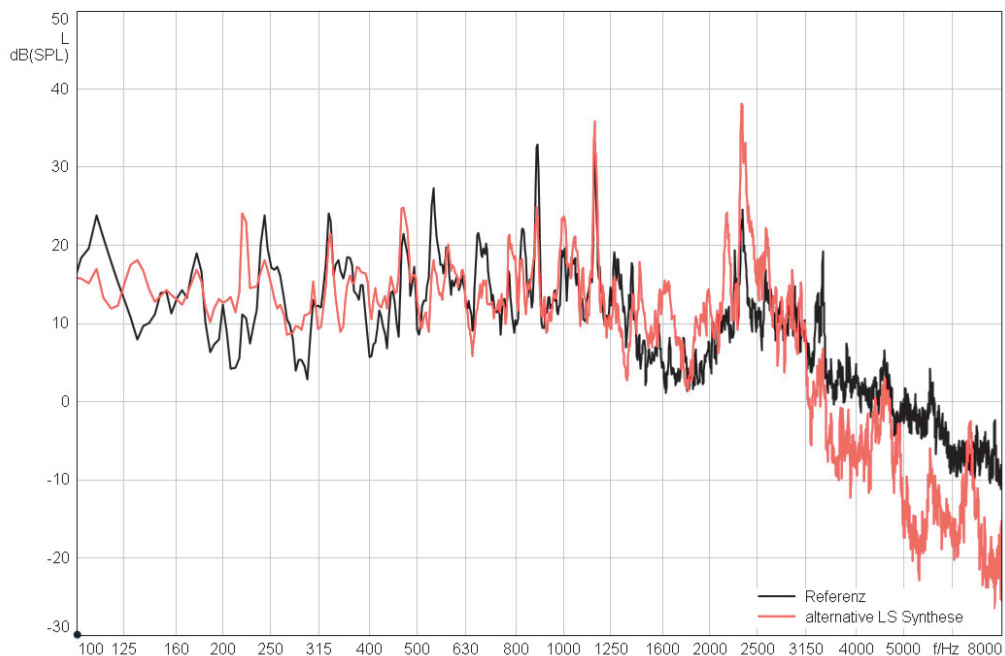


Abbildung 8.14: Vergleich der Luftschall-Synthese und der Referenzmessung.

Transferpfadanalyse

Um dieses Ergebnis genauer analysieren zu können, zeigt Abbildung 8.15 den Unterschied der einzelnen Teilquellen. Zusätzlich ist in Abbildung 8.16 zur besseren Veranschaulichung die Mittelung über die Zeit dargestellt. Man sieht, dass die Getriebefrequenz um 1160Hz, wie bei der Körperschallsynthese, bei allen Teilquellen deutlich zu erkennen ist.

Wie erwartet, strahlt die Platte den Hauptteil der tiefen Frequenzen unterhalb der Getriebefrequenz um 1160Hz ab. Besonders bei den Frequenzen um 220Hz, 330Hz, 770Hz und 880Hz treten die Amplituden deutlich hervor.

Die Analyse der Messung an der Motorposition zeigt den hohen Anteil der Getriebefrequenzen, besonders der 2. Harmonischen um 2320Hz (etwas überschätzt), sowie des starken hochfrequenten Anteils. Jedoch auch andere Frequenzen, wie etwa 470Hz und höhere Harmonische der Getriebefrequenz (4600Hz und 6900Hz), heben sich von den restlichen Kurven ab.

Tischfuß und Alurohr hingegen zeigen lediglich Einflüsse bei den markanten Frequenzen, wie der Getriebefrequenz.

In Abbildung 8.15 ist weiters auch die sich verändernde Resonanzfrequenz (siehe Abbildung 6.12) durch die Änderung der Luftsäule innerhalb der Säule erkennbar.

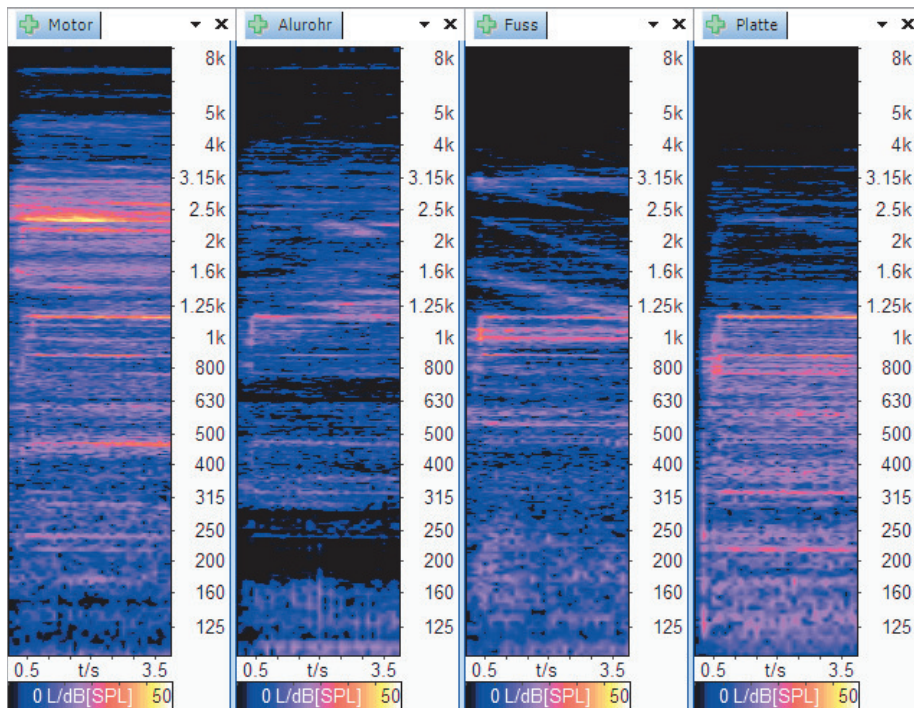


Abbildung 8.15: Analyse der einzelnen Luftschallbeiträge.

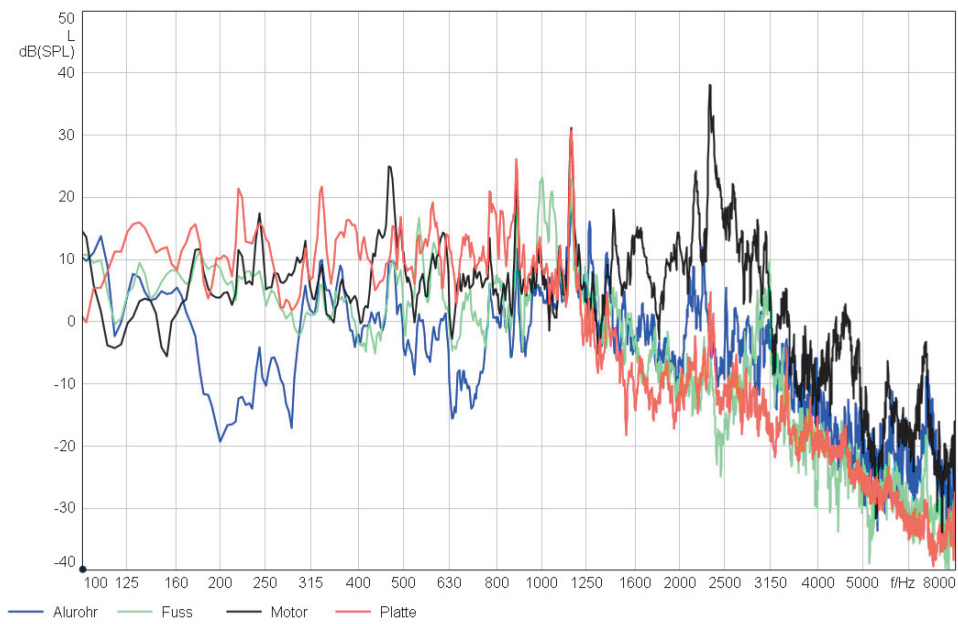


Abbildung 8.16: Vergleich der Teilschallbeiträge (Luftschall).

Körperschall-Synthese vs. Luftschall-Synthese

Abbildung 8.17 zeigt schließlich den Vergleich zwischen Körperschall- und Luftschallsynthese. Dabei bemerkt man die gute Übereinstimmung beider Synthesen mit der Referenz unterhalb von etwa 2000Hz. Zwischen 2000Hz und 3000Hz kann eine Überschätzung der Luftschallsynthese und eine Unterschätzung der Körperschallsynthese bemerkt werden. Oberhalb von 3000Hz stimmt die Synthese aus Körperschall gut mit der Referenz überein, während bei der Synthese der Luftschallpfade eine Unterschätzung vorliegt.

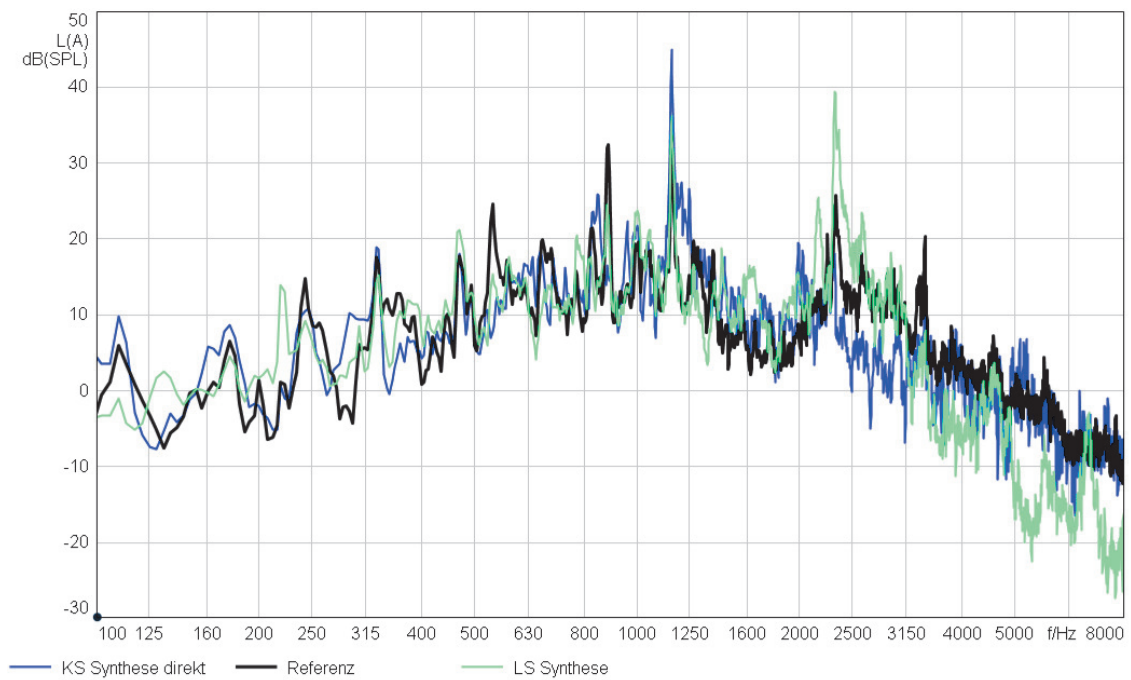


Abbildung 8.17: Vergleich zwischen Körperschall- und Luftschallsynthese.

Abbildung 8.18 zeigt zusätzlich den Vergleich in Terzbanddarstellung und die Summenpegel. Insgesamt kommt die Synthese der Körperschallpfade der Referenz näher. Jedoch ist zu erwähnen, dass die Wahl der Anzahl und der Positionierung der Mikrofone bei der Luftschall-TPA noch verbessert werden können.

Ein großer Vorteil bei der Verwendung der Luftschall-Methode liegt im geringeren Zeitaufwand, sowie der einfacheren Durchführung und auch die Struktur des Tisches muss nicht verändert werden (vgl. Impulshammeranschläge).

Bei der Körperschall-TPA kann hingegen eine genauere Aussage bezüglich des Ortes der Schallentstehung getroffen werden, da in diesem Fall die Körperschallpfade miteinbezogen werden.

Schlussendlich ist der Aufwand der Genauigkeit der Ergebnisse gegenüberzustellen, um eine geeignete Wahl zwischen den beiden Verfahren treffen zu können.

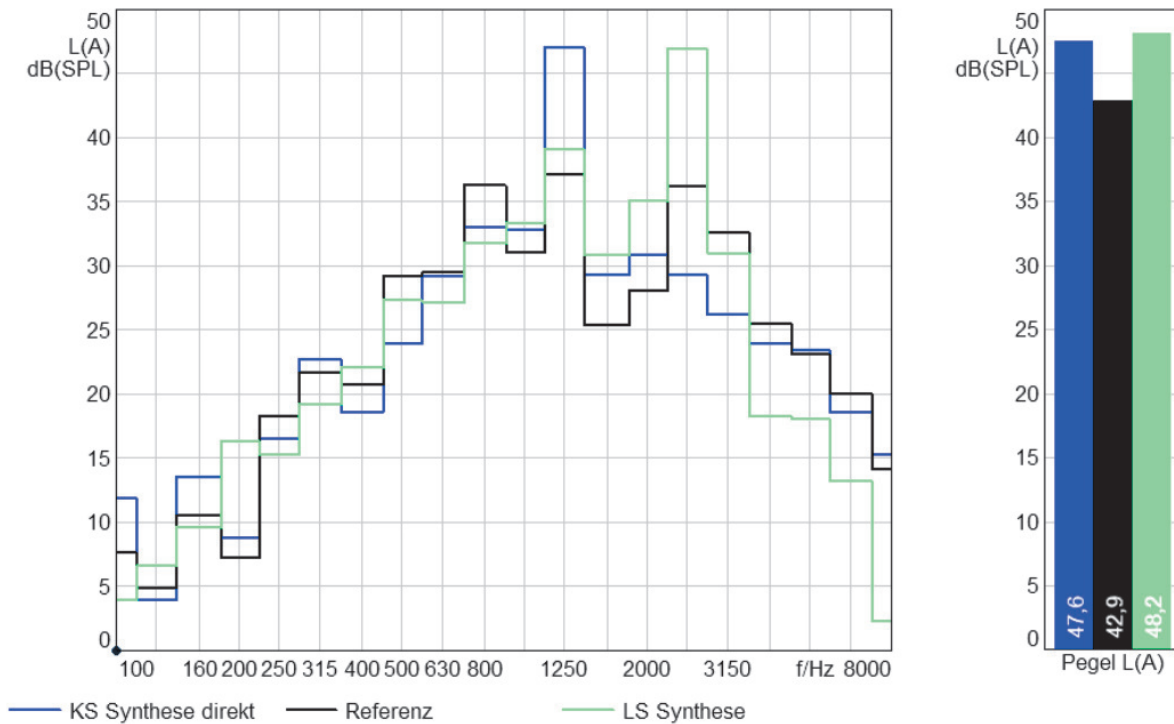


Abbildung 8.18: Vergleich zwischen Körperschall- und Luftschallsynthese in Terzbanddarstellung und Summenpegel.

8.3 Weiteres Beispiel

Nach den Anschlagversuchen mittels Impulshammer und der Betriebsmessung mit Hilfe von Standardantrieben, wurden zwei Antriebe mit gedämpfter Getriebefrequenz (Materialänderung) in die bestehende Säule eingebaut, um die Ergebnisse der Körperschallsynthese mit direkten Übertragungsfunktionen noch besser validieren zu können. Es wurde also die Betriebsmessung zur Bestimmung der Betriebskräfte erneut durchgeführt.

Abbildung 8.19 zeigt den Vergleich der Referenzmessung der unterschiedlichen Antriebe. Die Verminderung des Schallpegels durch die Dämpfung der Getriebes ist bei folgenden Frequenz gut sichtbar:

- 882Hz ... Kommutatorfrequenz
- 1156Hz ... Getriebefrequenz
- 2328Hz ... 2. Harmonische der Getriebefrequenz
- 3405Hz ... 3. Harmonische der Getriebefrequenz
- 4555Hz ... 4. Harmonische der Getriebefrequenz
- 5664Hz ... 5. Harmonische der Getriebefrequenz

Anschließend zeigt Abbildung 8.20, dass Maßnahmen zu Reduzierung des Schallpegels deutlich erkennbar sind und auch bei der Betrachtung der Summenpegel sieht man eine Verbesserung.

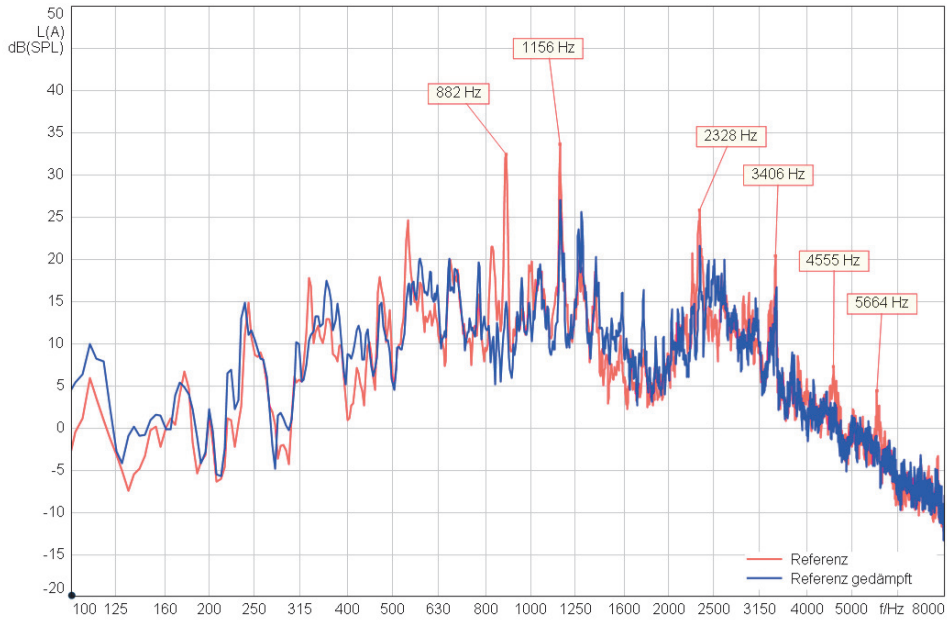


Abbildung 8.19: Vergleich der Referenzmessung eines Tischsystems mit Standardantrieben und leisen Antrieben.

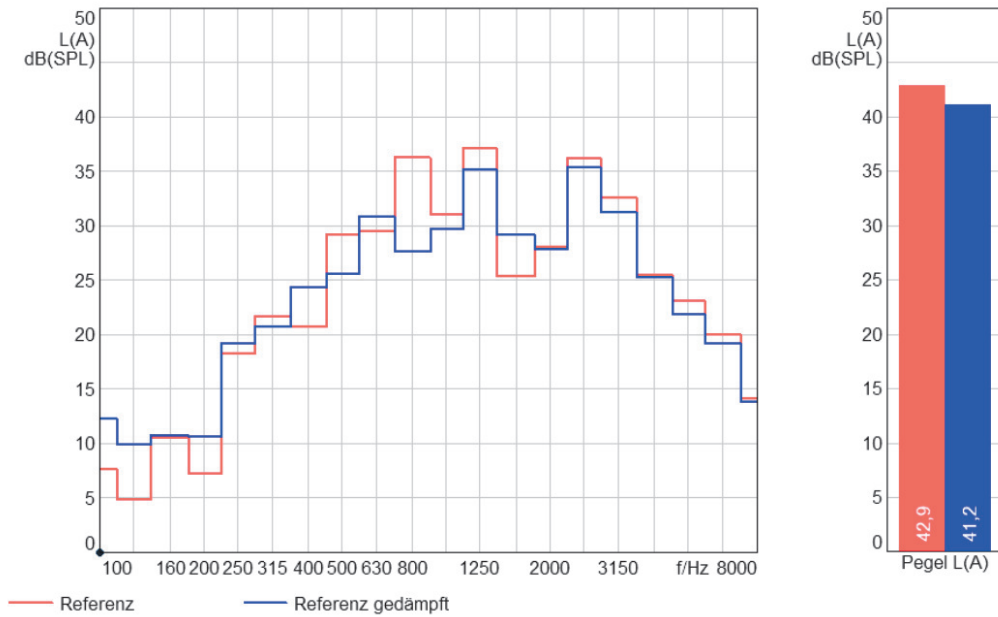


Abbildung 8.20: Vergleich der Terzband- und Summenpegel an der Referenzposition mit Standardantrieben und leisen Antrieben.

Auch die Körperschallsynthese (siehe Abbildung 8.21), bei der nur die Betriebsbeschleunigungen zur Bestimmung der Betriebskräfte ausgetauscht wurden, weist eine Reduzierung der Getriebefrequenz um 1156 Hz durch die Dämpfung des Getriebes auf.

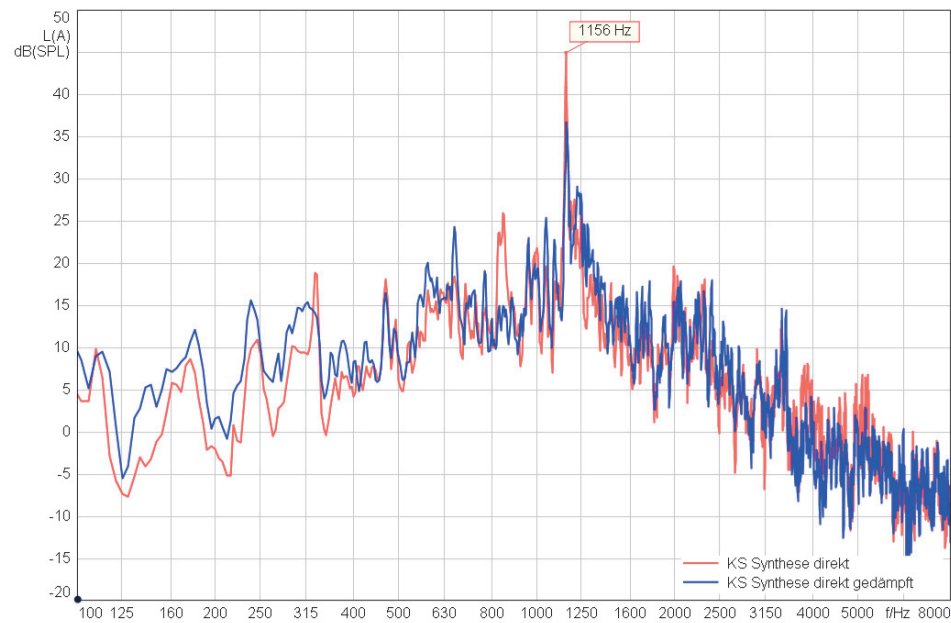


Abbildung 8.21: Vergleich der Körperschallsynthese mit Standardantrieben und leisen Antrieben.

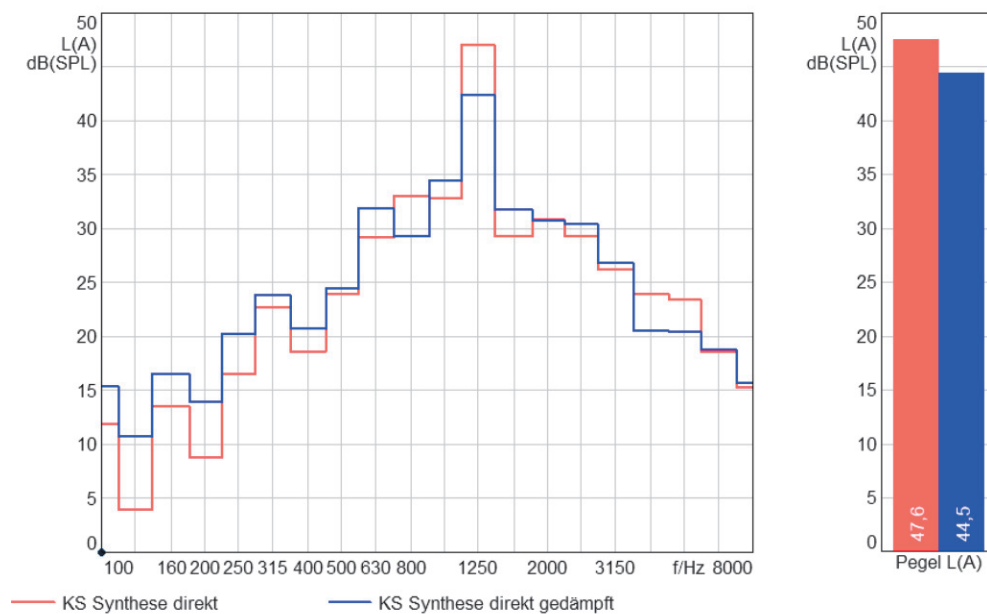


Abbildung 8.22: Vergleich der Körperschallsynthese mit Standardantrieben und leisen Antrieben.

Abbildung 8.23 zeigt zusätzlich die Luftschallsynthese, bei welcher die Getriebefrequenz um 1156Hz und deren Harmonische (2324Hz und 3406Hz) ebenfalls eine Pegelverminderung aufweisen.

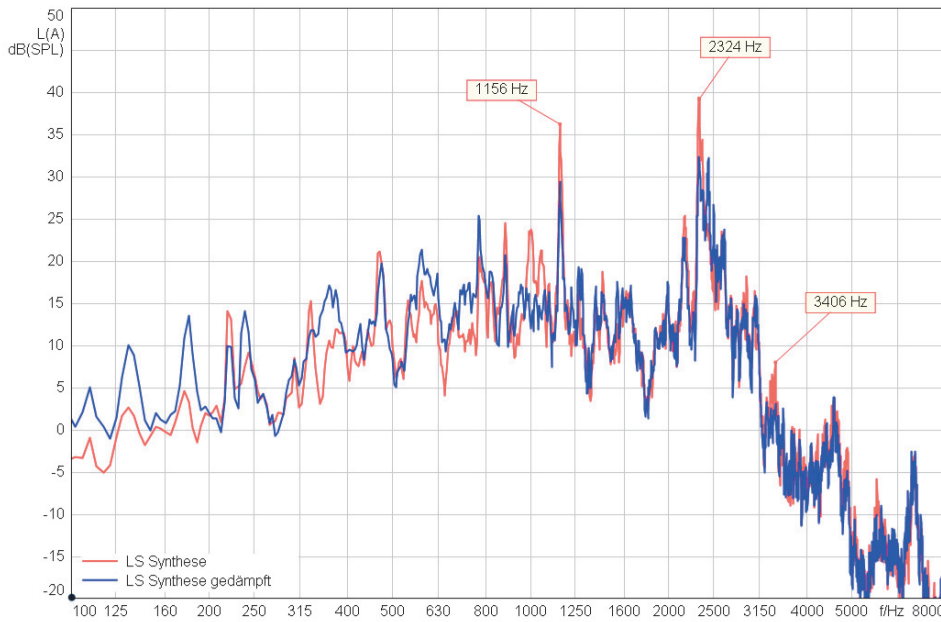


Abbildung 8.23: Vergleich der Luftschallsynthese mit Standardantrieben und leisen Antrieben.

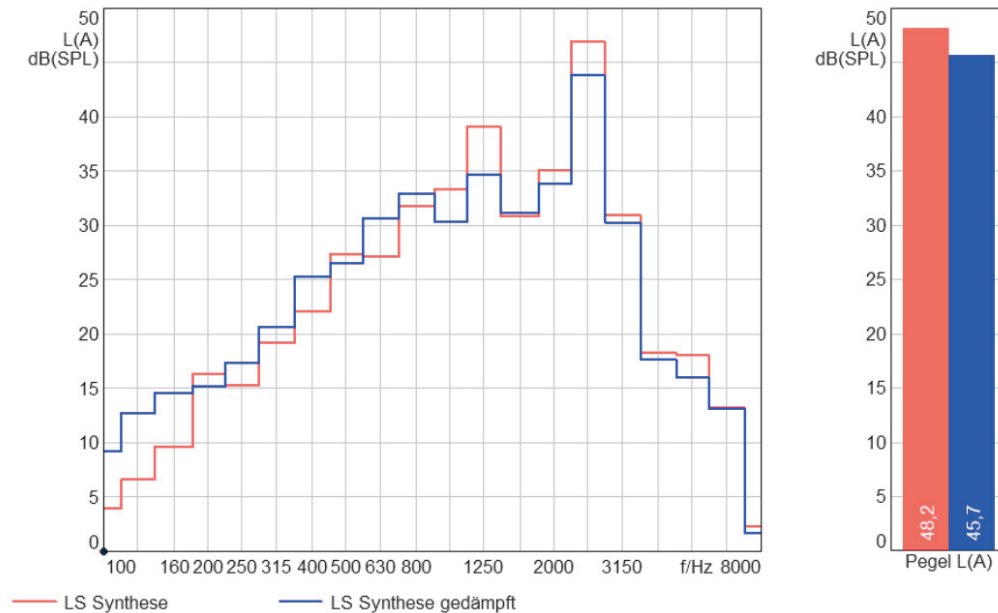


Abbildung 8.24: Vergleich der Luftschallsynthese mit Standardantrieben und leisen Antrieben.

9

Schlussfolgerung

Das Ziel dieser Arbeit war die akustische Untersuchung eines elektromechanischen Tischsystems. Dabei wurde die Transferpfadanalyse als Methode ausgewählt und am vorliegenden Tischsystem durchgeführt. Nach einer ersten Messreihe wurde das Verfahren bezüglich des zu betrachtenden Systems verbessert und eine optimierte Messreihe und Synthese durchgeführt.

Bei der Durchführung der TPA ist es besonders wichtig, das betrachtete System zu verstehen, weshalb es zuerst mechanisch wie auch auditiv untersucht wurde. Dies ist der erste Schritt zur Vermeidung von Anwendungsfehlern, wie zum Beispiel das Vergessen eines Körperschall- oder Luftschallpfades, was eine erhebliche Auswirkung auf die Synthese des Gesamtschallbeitrages an einer Referenzposition bedeuten kann.

Weiters ist es wichtig alle Koordinatenrichtungen bei der Untersuchung der Körperschallpfade zu betrachten. Fehlt eine Richtung, wird dadurch ein Übertragungspfad nicht berücksichtigt. Bei der ersten Messreihe wurde aus praktischen Gründen eine Koordinatenrichtung an einem Körperschalleinleitungspunkt vernachlässigt, was bei der optimierten Messreihe jedoch berücksichtigt wurde.

Ein anderer wichtiger Punkt ist die Platzierung der Sensoren und das Anschlagen mittels Impulshammer. Die Sensoren müssen direkt neben Körperschalleinleitungspunkten auf der passiven Seite platziert werden. Bei den Anschlagversuchen ist etwas "Übung" Voraussetzung für eine gute Kohärenz und zufriedenstellende Syntheseresultate. Dies funktionierte bei der optimierten Messreihe sehr gut. Bei der ersten Durchführung wurden die Sensoren jedoch direkt an den Körperschalleinleitungspunkten platziert und mit dem Impulshammer an den Sensoren angeschlagen, was schließlich zu einer Überschätzung in der Synthese führte.

Weiters wurde auch die Abtastfrequenz bei der optimierten Messreihe verringert, was in einer höheren Frequenzauflösung resultiert. Um auch symmetrisch angeordnete Krafteinleitungspunkte miteinander vergleichen zu können, wurden mehrere Antriebe auf Betriebsschwingungen untersucht und ein Abgleich durchgeführt.

Ein generell zu beachtender Punkt bei der Durchführung von akustischen Messungen ist das Berücksichtigen der Umgebung. Diese sollte möglichst frei von Fremdgeräuschen und anderen passiv mitschwingenden Komponenten sein, um die Messungen und damit auch die Ergebnisse der Synthese nicht zu beeinflussen.

Schlussendlich kann über die TPA, für das betrachtete Tischsystem, folgende Aussage getroffen werden:

Die Körperschall-TPA aus Impulshammerschlägen und daraus resultierendem Schalldruck an einer Referenzposition (direkte Methode) liefert sehr gute Ergebnisse. Zusätzlich wurde zum Vergleich auch eine reine Luftschall-TPA durchgeführt, die ebenfalls gute Ergebnisse bei erheblich geringerem Messaufwand bietet. Der wichtigste Vorteil einer erfolgreichen Körperschallsynthese, ist hingegen die Kenntnis des Schallentstehungsortes und die Berücksichtigung der Körperschallpfade.

Welche dieser beiden Methoden in Zukunft angewendet wird, hängt von der notwendigen Genauigkeit und dem zu berücksichtigenden Messaufwand ab. Zusätzlich ist zu erwähnen, dass die Luftschall-TPA bezüglich Wahl der Messposition noch zu verbessern wäre. Daher beschäftigen sich die nächsten Schritte mit der Optimierung der Luftschall-TPA und der Wahl einer geeigneten Methode zur Weiterverwendung in der Produktentwicklung.

Literaturverzeichnis

- [1] PHILIPPEN, Bernd ; SOTTEK, Roland: *OTPA vs. TPA – Vergleich von Methoden der Transferpfadanalyse*. Deutschland : HEAD acoustics GmbH, Herzogenrath, 2011
- [2] GENUIT, Klaus: *Sound-Engineering im Automobilbereich - Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen*. Deutschland : Springer, 2010
- [3] ZELLER, Peter: *Handbuch Fahrzeugakustik*. Deutschland : Vieweg+Teubner, 2012
- [4] MARTNER, Otto ; ZERBS, Carsten: *Übertragungspfadanalyse und -synthese (TPA/TPS) mit Nebenwegkompensation bei Fahrzeugen*. Deutschland : Müller-BBM GmbH, Planegg, 2005
- [5] WESELAK, Werner: *Skript zur Vorlesung Technische Akustik*. Österreich : Institut für Signalverarbeitung und Sprachkommunikation, Technische Universität Graz, 2015
- [6] HAAS, Rainer: *Tutorial Hammermessung*. Deutschland : Institut für Fahrzeugtechnik, Fachhochschule Köln, 2014
- [7] KERN, Marcus: *Ein Beitrag zur Erweiterung von Beamforming-Methoden*. Deutschland, Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme der Technischen Universität Berlin, Diss., 2008
- [8] *Kapitel 10*. In: *The Microflown E-Book*. Netherlands : Microflown Technologies
- [9] SELLERBECK, Philipp ; KLEMENZ, Martin ; SOTTEK, Roland: *Ein binauraler Schallsender zur reziproken Transferpfadanalyse*. Deutschland : Institut für Technische Akustik - RWTH Aachen und HEAD acoustics GmbH - Herzogenrath, 2003
- [10] RISSLER, Kai: *Applying the reciprocal Transfer Path Analysis (TPA) for the airborne sound of power train components*. Göteborg, Sweden, Chalmers University of Technology, Diplomarbeit, 2011
- [11] KLEMENZ, Martin ; SELLERBECK, Philipp ; KELLERT, Tobias ; SOTTEK, Roland: *Anwendung des binauralen Schallsenders zur reziproken Transferpfad im Fahrzeug*. Deutschland : Institut für Technische Akustik - RWTH Aachen und HEAD acoustics GmbH - Herzogenrath, 2003
- [12] KRAUS, Max: *Ein Beitrag zur Bestimmung der von dreidimensionalen Körperschallquellen abgestrahlten Luftschalleistung mit der Direkten Finiten Elemente Methode*. Deutschland, Fakultät Maschinenbau der Universität Stuttgart, Diss., 2007
- [13] Norm ISO/TS 7849-1 . *Akustik - Bestimmung der Schalleistungspegel von Maschinen aus Schwingungsmessungen - Teil 1: Verfahren der Genauigkeitsklasse 3 unter Verwendung eines fest vorgegebenen Abstrahlgrades*
- [14] Norm ISO/TS 7849-2 . *Akustik - Bestimmung der Schalleistungspegel von Maschinen aus Schwingungsmessungen - Teil 2: Verfahren der Genauigkeitsklasse 2, welches die Bestimmung des zutreffenden Abstrahlgrades einschließt*
- [15] DOMMISSE, James ; KURZ, Eric: *Bestimmung des Luftschalleistungspegels mittels Vibrationsmessung*. Österreich, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2009
- [16] Norm ÖNORM EN ISO 9614-1 . *Akustik - Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessung - Teil 1: Messungen an diskreten Punkten*

- [17] Norm ÖNORM EN ISO 9614-2 . *Akustik - Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessung - Teil 2: Messung mit kontinuierlicher Abtastung*
- [18] KOLLMANN, Franz G. ; SCHÖSSER, Thomas F. ; ANGERT, Roland: *Praktische Maschinenakustik*. Deutschland : Springer, 2006
- [19] KOLLMANN, Franz G.: *Maschinenakustik - Grundlagen, Messtechnik, Berechnung, Beeinflussung*. Deutschland : Springer, 2000
- [20] MÖSER, Michael ; KOPP, Wolfgang: *Körperschall - Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*. Deutschland : Springer, 2009
- [21] MÖSER, Michael: *Technische Akustik*. Deutschland : Springer, 2015
- [22] WESELAKE, Werner: *Skript zur Vorlesung Akustische Messtechnik*. Österreich, 2015
- [23] GRABER, Gerhard ; WESELAKE, Werner: *Skript zur Vorlesung Elektroakustik*. Österreich : Institut für Signalverarbeitung und Sprachkommunikation, Technische Universität Graz, 2014
- [24] GRABER, Gerhard ; WESELAKE, Werner: *Skript zur Vorlesung Raumakustik*. Österreich : Institut für Signalverarbeitung und Sprachkommunikation, Technische Universität Graz, 2014
- [25] *DEGA-Empfehlung 101 - Akustische Wellen und Felder*. Deutschland : Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2006
- [26] HIEBEL, Holger: *Analytische Berechnung der Schallabstrahlung des ebenen BiegeWellenwandlers*. Österreich, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2005