

Fakultät für
Maschinenbau,
Fahrzeugtechnik,
Flugzeugtechnik



HOCHSCHULE
FÜR ANGEWANDTE
WISSENSCHAFTEN
MÜNCHEN

**HOCHSCHULE
MITTWEIDA**
UNIVERSITY OF
APPLIED SCIENCES



MASTERARBEIT

Herr
Christoph Grünert

**Ermittlung äquivalenter
Betriebskräfte an einem
Lenkgetriebe mittels
Komponentenbasierter
Transferpfadanalyse in-situ**

2019

MASTERARBEIT

Ermittlung äquivalenter Betriebskräfte an einem Lenkgetriebe mittels Komponentenbasierter Transferpfadanalyse in-situ

Autor:
Herr Christoph Grünert

Studiengang:
M.Sc. Ingenieurakustik

Seminargruppe:
IA15w1-M

Erstprüfer:
Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt

Zweitprüfer:
Prof. Dr.-Ing. Stefan Sentpali

Betreuer:
Dipl.-Ing. Dimitrios Tsokaktsidis

Einreichung:
Mittweida, Februar 2019

MASTER THESIS

**Equivalent force determination
of a steering gear applying the
component-based transfer
path analysis in-situ**

author:

Mr. Christoph Grünert

course of studies:

M.Sc. Acoustical Engineering

seminar group:

IA15w1-M

first examiner:

Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt

second examiner:

Prof. Dr.-Ing. Stefan Sentpali

supervisor:

Dipl.-Ing. Dimitrios Tsokaktsidis

submission:

Mittweida, February 2019

Bibliografische Angaben

Grünert, Christoph:

Ermittlung äquivalenter Betriebskräfte an einem Lenkgetriebe mittels
Komponentenbasierter Transferpfadanalyse in-situ

Equivalent force determination of a steering gear applying the component-
based transfer path analysis in-situ

90 Seiten, Hochschule Mittweida, University of Applied Sciences,
Fakultät Medien, Masterarbeit, 2019

Abstract:

Scope of this thesis is the application of the component based transfer path analysis (TPA) on a vehicle steering gear system to derive equivalent forces for the purpose of source characterization. To avoid the efforts of disassembling the source structure from the receiver, which come along with the classical TPA approach, the component based TPA can be measured in-situ on the complete vehicle. Further benefit of the applied method is the determination of independent forces. Thus the result is free of any feedback effects of the surrounding receiver structure. The forces can be obtained from any installation and can be used for virtual acoustic prototyping. In the first phase of this work the main contribution paths are identified by a classical TPA approach. The second part validates the equivalent forces on a principal test. Ultimately the component based TPA is applied on a steering gear mounted in a vehicle as well as on a testbed to derive independent operational forces.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Abkürzungsverzeichnis	III
Formelzeichen und Symbole.....	IV
Abbildungsverzeichnis	VI
1 Einleitung.....	1
1.1 Ziel der Arbeit	1
1.2 Umsetzung	2
2 Theorie	5
2.1 Substrukturierung	5
2.2 Transferpfadanalyse.....	8
2.2.1 Das Transferpfad-Modell	8
2.2.2 Klassische TPA	13
2.2.3 Komponentenbasierte TPA	16
2.3 Berechnung der Betriebskräfte	21
2.3.1 Überbestimmung	21
2.3.2 Singulärwertzerlegung und Pseudoinverse	22
2.3.3 Umsetzung in MATLAB	23
3 Modellversuch.....	28
3.1 Ziel und Versuchsaufbau	28
3.2 Durchführung der Messung	30
3.2.1 Betriebsmessung	32
3.2.2 Bestimmung der Übertragungsfunktionen	33
3.2.3 Validierung.....	34
3.3 Ergebnisse.....	35
3.3.1 Hammeranregung.....	35
3.3.2 Exzenteranregung	36
3.3.3 Impedanz-Betrachtung	38
3.3.4 Fazit.....	41
4 Klassische TPA im Fahrzeug.....	42
4.1 Ziel und Versuchsaufbau	42

4.2	Durchführung der Messung	46
4.3	Ergebnisse.....	47
4.3.1	Betriebskräfte	47
4.3.2	Luftschallbeiträge	48
4.3.3	Luftschallabstrahlung.....	49
4.3.4	Fazit.....	51
5	Komponentenbasierte TPA im Fahrzeug.....	52
5.1	Ziel und Versuchsaufbau	52
5.2	Durchführung der Messung	54
5.3	Ergebnisse.....	55
5.3.1	Betriebskräfte und Validierung	55
5.3.2	Fazit.....	57
6	Komponentenbasierte TPA am Prüfstand.....	58
6.1	Ziel und Versuchsaufbau	58
6.2	Durchführung der Messung	60
6.3	Ergebnisse.....	61
6.3.1	Betriebskräfte und Validierung	61
6.3.2	Vergleich zum Fahrzeug.....	63
6.3.3	Fazit.....	64
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	65
	Literaturverzeichnis	VIII
	Anlagen	X
	Eigenständigkeitserklärung	XVII

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
CMS	Component Mode Synthesis (Modale Superposition)
EPS	Electronic Power Steering (Elektromechanisches Lenkgetriebe)
FBS	Frequency Based Substructuring (Substrukturierung im Frequenzbereich)
FRF	Frequency Response Function (Übertragungsfunktion)
LGS	Lineares Gleichungssystem
NVH	Noise Vibration Harshness (Schwingungs- und Geräuschkomfort)
OBV	On Board Validation (Validierungsmethode)
SVD	Singular Value Decomposition (Singulärwertzerlegung)
TPA	Transferpfadanalyse

Formelzeichen und Symbole

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
B	[-]	Boolesche (logische) Matrix
C	[Ns/m]	Dämpfungsmatrix
f	[-]	Aufgebrachte Kräfte / Momente (Vektor)
F(f)	[N]	Kraft
g	[-]	Schnittstellen-Kräfte / Momente (Vektor)
G _{XX} (f)	[-]	Autoleistungsspektrum
G _{XY} (f)	[-]	Kreuzleistungsspektrum
I	[-]	Einheitsmatrix
j	[-]	Imaginäre Einheit ($= \sqrt{-1}$)
K	[N/m]	Steifigkeitsmatrix
M	[kg]	Massenmatrix
q	[m ³ /s ²]	Volumenbeschleunigung
u	[-]	Translatorische / rotatorische Freiheitsgrade
ü; ü	[1/s]; [1/s ²]	Erste / zweite Ableitung nach der Zeit
U; V	[-]	Orthogonale Matrizen der SVD
v(f)	[m/s]	Schnelle
V ^T	[-]	Transponierte von V
Y	[m/Ns]	Admittanzmatrix
Y ⁻	[Ns/m]	Inverse von Y
Y ⁺	[Ns/m]	Pseudoinverse von Y

Z	[Ns/m]	Impedanzmatrix
$Z(f)$	[Ns/m]	Impedanz
γ	[-]	Kohärenz
δ	[-]	Schnittstellen-Lücke
Λ	[-]	Lagrange Multiplikator
Σ	[-]	Diagonalmatrix mit Singulärwerten
ω	[Hz]	Kreisfrequenz

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Lenkgetriebe und dessen Komponenten [8].....	2
Abbildung 1-2: Aufbau des Modellversuchs	4
Abbildung 2-1: Darstellung der Bereiche der Substrukturierungstechnik [4]	5
Abbildung 2-2: Transferpfad-Modell: Gesamtsystem AB [11]	9
Abbildung 2-3: Quell- und Empfängerstruktur (A und B) [11].....	11
Abbildung 2-4: Klassische Betriebskräfte am Empfänger B [11].....	14
Abbildung 2-5: TPA-Modell mit Matrix-Inversion [11]	15
Abbildung 2-6: Äquivalente Kräfte am Gesamtsystem AB [11]	16
Abbildung 2-7: TPA-Modell Hybrid-Interface [11]	18
Abbildung 2-8: Komponentenbasierte TPA insitu [11].....	19
Abbildung 2-9: Reziprozität der Übertragungsfunktion.....	20
Abbildung 2-10: Arraydarstellung in MATLAB [15].....	24
Abbildung 2-11: Darstellung der Sigulärwerte in MATLAB.....	26
Abbildung 3-1: Quellstruktur und Anregungspositionen am Prinzipversuch	28
Abbildung 3-2: Anbindungspunkte des Prinzipversuchs	29
Abbildung 3-3: Empfängerstruktur des Prinzipversuchs.....	29
Abbildung 3-4: Beispiel Abstand zum Grundrauschen am Prinzipversuch	30
Abbildung 3-5: Beispiel Übertragungsfunktion u. Kohärenz am Prinzipversuch.....	31
Abbildung 3-6: Kraftspektrum Impulshammer am Prinzipversuch.....	32
Abbildung 3-7: Anregungsspektrum des Exzentermotors am Prinzipversuch	33
Abbildung 3-8: Messpunkt der Impedanzen am Prinzipversuch	34
Abbildung 3-9: Äquivalente Kräfte bei Impulshammeranregung	35
Abbildung 3-10: On-board Validation bei Impulshammeranregung.....	36
Abbildung 3-11: Äquivalente Kräfte bei Anregung mit Exzentermotor	37
Abbildung 3-12: On-board Validation bei Anregung mit Exzentermotor.....	38
Abbildung 3-13: Impedanz der Empfängerstrukturen bei Exzenteranregung ...	39
Abbildung 3-14: Vergleich Empfängerimpedanz bei Impulshammeranregung ..	40
Abbildung 4-1: Referenzpunkte am Lenkgetriebe bei der Klassischen TPA.....	42
Abbildung 4-2: Messpositionen der Klassischen TPA	44
Abbildung 4-3: Kapselung des Lenkgetriebes (Integralträger abgelassen).....	45
Abbildung 4-4: Nahfeldmikrofon an der Kapselung (Lenkung im Hintergrund) ..	45
Abbildung 4-5: Betriebskräfte der Lenkung bei der Klassischen TPA.....	47
Abbildung 4-6: Validierung der Klassischen TPA	48
Abbildung 4-7: Luftschallbeiträge der Lenkung bei der Klassischen TPA.....	49
Abbildung 4-8: Vergleich der Kapselung der Lenkung	50
Abbildung 4-9: Wirksamkeit der Kapselung an der EPS	50
Abbildung 5-1: Referenzpunkte der Komp. TPA am Fahrzeug	52
Abbildung 5-2: Übersicht der Remote-Punkte	53
Abbildung 5-3: Beispiel der reziproken Messung der Übertragungsfunktionen ..	54
Abbildung 5-4: Anregungsspektrum der EPS im Fahrzeug.....	55
Abbildung 5-5: Äquivalente Kräfte der EPS im Fahrzeug.....	56

Abbildung 5-6: Validierung der Komponentenbasierten TPA im Fahrzeug	56
Abbildung 6-1: Versuchsaufbau Lenkgetriebe-Prüfstand	59
Abbildung 6-2: Einseitige Belastungseinheit am Lenkungsprüfstand.....	60
Abbildung 6-3: Anregungsspektrum der EPS am Prüfstand	61
Abbildung 6-4: Äquivalente Kräfte der EPS am Prüfstand	62
Abbildung 6-5: Validierung der Komponentenbasierten TPA am Prüfstand	62
Abbildung 6-6: Vergleich der Betriebskräfte Fahrzeug zu Prüfstand.....	63

Vielen Dank für die Unterstützung der Daimler AG und der Müller-BBM GmbH

1 Einleitung

1.1 Ziel der Arbeit

Zu Beginn eines neuen Projektes in der Automobilindustrie werden Zielwerte für verschiedenste Komponenteneigenschaften definiert. Diese dienen im Entwicklungsprozess dazu, die Eigenschaften der Einzelkomponenten zu kontrollieren, um schließlich im Serienfahrzeug den geforderten Ansprüchen an das Produkt zu genügen. Eine besondere Bedeutung wird, gerade im Premiumsegment, den akustischen und schwingungstechnischen Eigenschaften eines Fahrzeugs zugemessen. Diese sind von zukünftigen Käufern direkt als Qualitätsmerkmal erlebbar. Ausgehend von dieser Wahrnehmung im Innenraum des Fahrzeugs können die benötigten Zielwerte auf die Komponentenebene abgeleitet werden. Hierzu werden Methoden der Transferpfadanalyse (TPA) angewendet. Notwendig hierfür ist die Kenntnis des Übertragungsverhaltens von Komponente zum jeweiligen Empfänger (z.B. dem Fahrerohr). Daraus ermittelt man die zulässigen Kräfte, die an der Komponente auftreten dürfen. Als zweiter Schritt müssen diese den tatsächlich auftretenden Kräften gegenübergestellt werden, die gemessen oder indirekt bestimmt werden.

In dieser Arbeit sollen für ein elektromechanisches Lenkgetriebe (EPS) die Betriebskräfte bestimmt werden. Als zusätzliche Anforderung gilt, diese rückwirkungsfrei, also ohne Rückkopplungseinfluss der umgebenden Struktur (z.B. der Fahrzeugstruktur), zu ermitteln. Beim Betrieb einer EPS können, besonders bei schnellen Lenkmanövern, störende Betriebsgeräusche des für die Lenkunterstützung verwendeten Elektromotors auftreten. Dieser Wirkmechanismus wird folgend als primäre Geräuschquelle betrachtet. Andere mögliche störende Effekte, die im Betrieb eines Lenkgetriebes auftreten können (z.B. Klappern, Klopfen), werden nicht betrachtet.

Abbildung 1-1 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer elektromechanischen Lenkung und deren Hauptkomponenten. Im Folgenden wird die Funktion kurz beschrieben.

Die über das Lenkrad aufgebrachte Drehbewegung wird über die Eingangswelle auf das Lenkritzeln übertragen. Dieses greift in die Verzahnung der Zahnstange ein und übersetzt die Drehung in eine Translation. Die auf der Zahnstange verschraubten Spurstangen bewegen schließlich die über die Radträger angebotenen Räder in die gewünschte Richtung. Winkelabweichungen aus der Achskinematik werden durch zwei Gelenke je Spurstange ausgeglichen. Der Torsionsstab wird während des Lenkvorgangs verdreht. Das Steuergerät erfasst die Torsion über den Drehmomentsensor und regelt mit dieser Information den Elektromotor, der über ein Getriebe ebenfalls mit der Zahnstange verbunden ist. In Abhängigkeit von der Kraft und der Geschwindigkeit, die am Lenkrad

aufgebracht wird, unterstützt der Motor entsprechend das manuelle Lenken. Darüber hinaus besteht auch die Möglichkeit, das Fahrzeug ohne Fahrereingriff zu lenken. Diese Funktionalität wird beispielsweise beim assistierten Einparken verwendet. Über die Anbindungspunkte wird die EPS im vorliegenden Fall an einer Zwischenstruktur (Integralträger) verschraubt. Diese wird an der Fahrzeugkarosserie befestigt.

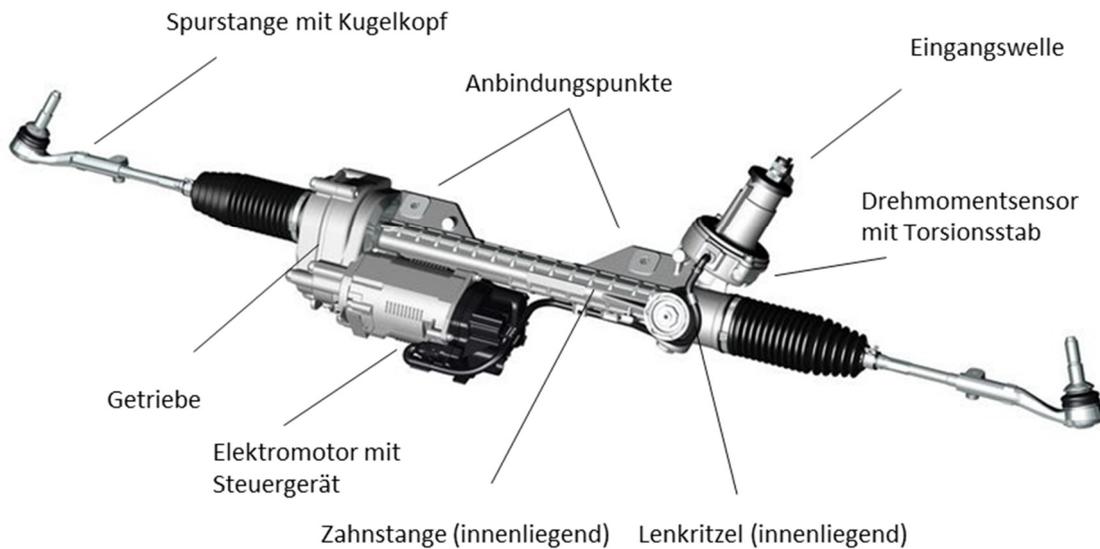


Abbildung 1-1: Lenkgetriebe und dessen Komponenten [8]

1.2 Umsetzung

Die vorliegenden Ergebnisse wurden auf folgende Weise gewonnen. Im ersten Schritt wurde an dem zu untersuchenden Lenkgetriebe eine klassische TPA auf Körperschallebene mit Matrix-Inversion durchgeführt. Daraus wurden die Betriebskräfte sowie das Übertragungsverhalten in den Fahrzeuginnenraum (die Luftschallempfindlichkeiten) ermittelt. Die möglichen Luftschallpfade wurden mittels einer

qualitativen Abschätzung untersucht. Erwartungsgemäß sollten diese nur eine untergeordnete Rolle spielen. Somit konnte der Ansatz die Lenkung auf Körperschallebene nur an den Anbindungspunkten zu beschreiben, gerechtfertigt werden.

Da die Betriebskräfte dieser Methode von dem jeweiligen Fahrzeug abhängen, in dem die EPS verbaut wird, wurde in der zweiten Phase der Arbeit die Komponentenbasierte TPA angewendet. Hierbei können unabhängige Betriebskräfte erwartet werden. Um Umbauten am zu untersuchenden Gesamtsystem zu vermeiden, wurden die Messungen „in-situ“ also am Zusammenbau durchgeführt. Es werden Ergebnisse zu einer Messung am Gesamtfahrzeug sowie am Prüfstand generiert. Die Betriebskräfte dieser beiden Messungen sollten nach der Theorie der Komponentenbasierten TPA vergleichbar sein. Ist dies der Fall, kann die Methode in Zukunft am Fahrzeug oder auf den Prüfstand angewendet werden. Dadurch können zeit- und kostenintensive Versuche an Prototypen-Fahrzeugen reduziert werden. Zusätzlich sind die Ergebnisse für weitere Entwicklungsarbeiten in der Simulation (Virtual Accoustic Prototyping) geeignet, da unabhängige Kräfte vorliegen. Alternativ zu der angewandten Methode wird häufig der Ansatz der „blocked forces“ verfolgt¹. Hierbei werden die Komponenten an sehr steif und schwer ausgeführten Prüfständen verbaut und die Kräfte direkt gemessen. Die Entwicklung und die Investitionen für einen solchen Prüfstand erübrigen sich mit der beschriebenen Arbeitsweise.

Die zweite Anwendung fand die Komponentenbasierte TPA an einem Modellversuch der aus zwei einfachen Strukturen aufgebaut war. Einer Quellstruktur, die angeregt wurde und eine Empfängerstruktur, die in zwei Varianten (kurz, lang) verwendet wurde. Somit konnte die Methode an gut interpretierbaren Ergebnissen validiert und das für die Berechnungen entwickelte MATLAB-Skript getestet werden.

¹ Unabhängige Kräfte werden in der Literatur häufig als „blocked forces“ bezeichnet. Die vorliegende Arbeit verwendet nur den Begriff „Äquivalente Kräfte“, um den Bezug zu einem besonders schwer ausgeführten „blocked force“-Prüfstand zu vermeiden.

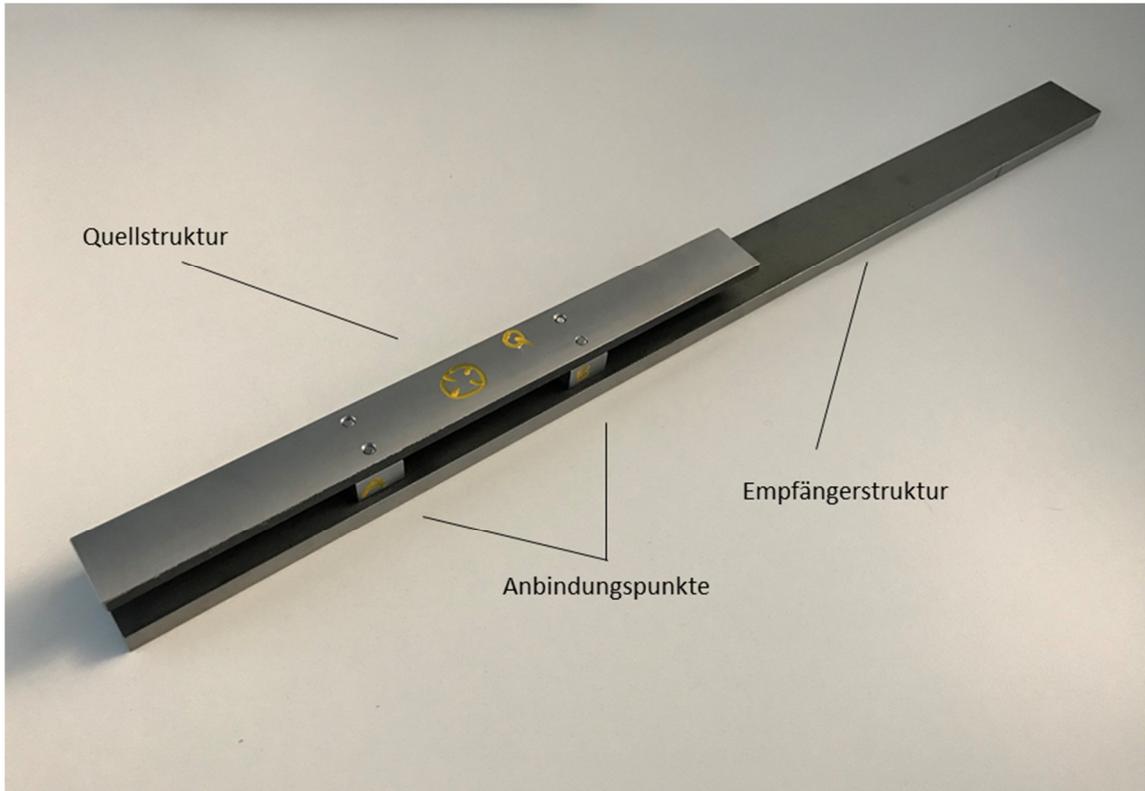


Abbildung 1-2: Aufbau des Modellversuchs

2 Theorie

2.1 Substrukturierung

Das Prinzip der Transferpfadanalyse basiert auf den Substrukturierungstechniken (Dynamic Substructuring) die in den 1960er Jahren entwickelt wurden. Grundgedanke hierbei ist, das Systemverhalten der zu untersuchenden Struktur auf fundamentalen Bewegungsgleichungen zurückzuführen. [14] Hierbei wird die Gesamtstruktur in einzelne Unterstrukturen modellhaft zerlegt. Deren dynamisches Verhalten kann dann im physikalischen (Zeitbereich), im modalen oder im Frequenz-Bereich beschrieben werden. [4] Abbildung 2-1 zeigt schematisch die drei Bereiche und deren Abhängigkeiten zueinander.

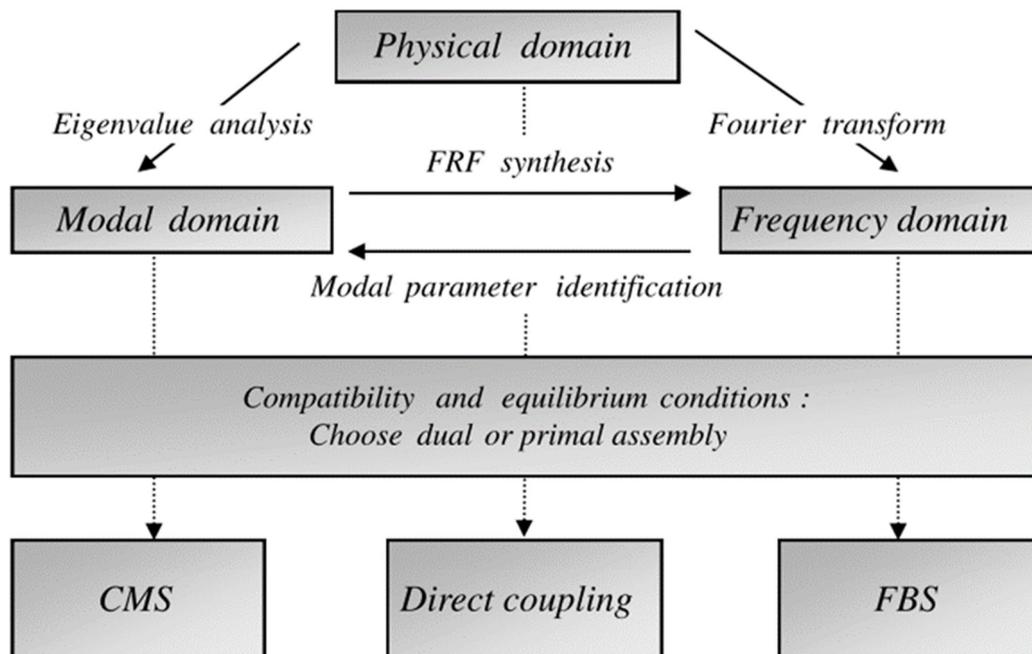


Abbildung 2-1: Darstellung der Bereiche der Substrukturierungstechnik [4]

Stellt man ein Modell im Zeitbereich auf, wird die Struktur durch ihre Masse, Steifigkeit und Dämpfung dargestellt. Diese Technik wird als „direct coupling“ bezeichnet. [4] Im Modalbereich wird das dynamische Verhalten mit der Kombination aus modalen Systemantworten, den Eigenmoden, beschrieben. Auch als CMS-Methode (Component Mode Synthesis) benannt. [14] Im Frequenzbereich, dieser wird bei der

experimentellen TPA angewendet, wird die Struktur durch ihre Übertragungsfunktionen definiert. Das Aufstellen des Gleichungssystems wird hier als FBS (frequency based substructuring) betitelt. Theoretisch beinhalten alle Bereiche die gleichen Informationen und können ineinander übergeführt werden.

Nutzt man diese Methoden, um zwei oder mehrere Komponenten miteinander zu koppeln, müssen folgende drei Bedingungen erfüllt sein:

- Verträglichkeitsbedingung:

An den Knotenpunkten zwischen zwei gekoppelten Komponenten müssen die Freiheitsgrade miteinander kompatibel sein. Die translatorischen und rotatorischen Bewegungen laufen somit in die gleiche Richtung ab. Die Verträglichkeitsbedingung wird mit folgender Formel beschrieben. Die Matrix B ist eine boolesche Matrix (Logische Matrix mit den Komponenten 0 und 1), solange die Freiheitsgrade an den Schnittstellen übereinstimmen.

$$Bu = 0 \quad (1)$$

- Gleichgewichtsbedingung:

Die Kräfte die an einem Knotenpunkt angreifen, müssen sich aufheben. Die Summe beider Kräfte ergibt somit Null. Die unten stehende Formel gibt die Gleichgewichtsbedingung wieder. Die Matrix L transformiert die lokalen Freiheitsgrade an der Schnittstelle in die globalen Freiheitsgrade. Wie diese zwei Matrizen aufgebaut werden können ist in [4] mit einem Beispiel beschrieben.

$$L^T g = 0 \quad (2)$$

- Linearität:

Das Systemverhalten muss linear sein. Die Eigenschaften (Masse, Steifigkeit, Dämpfung) sind unabhängig vom Zustand in dem sich das System befindet und das Verhalten ist zeitinvariant (unabhängig von der Zeit zeigt sich das gleiche Verhalten).

Verbindet man mit Hilfe der ersten zwei Bedingungen Einzelkomponenten zu einem Gesamtsystem, können die Antworten des gekoppelten Systems berechnet werden.[4] Hierbei wendet man eine *Primäre Formulierung* eines Gleichungssystems des Zusammenbaus an, falls die Verträglichkeitsbedingung von vornherein als erfüllt angesehen wird. Bei der *Dualen Formulierung* wird die Gleichgewichtsbedingung a priori als erfüllt angesehen.

Um ein System im Physikalischen Bereich zu beschreiben, kann die dazugehörige Bewegungsgleichung einer Komponente wie folgt in Matrixschreibweise dargestellt werden.

$$M^k \ddot{u}^k(t) + C^k \dot{u}^k(t) + K^k u^k(t) = f^k(t) + g^k(t) \quad (3)$$

M^k , C^k und K^k sind Masse-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen. Der Vektor u^k repräsentiert die Freiheitsgrade, f^k die von außen auf die Komponente wirkenden Kräfte und g^k die Schnittkräfte zu anderen Substrukturen.

Mehrere Bewegungsgleichungen verschiedener Substrukturen können in Blockdiagonalform zusammengefasst werden.

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = f + g \quad (4)$$

M ist die Blockdiagonalmatrix die auf ihrer Hauptachse mit den Massematrizen der Einzelkomponenten befüllt ist. Analog gilt dies für C und K.

Da zur Umsetzung dieser Arbeit die zu untersuchende Struktur mittels Übertragungsfunktionen charakterisiert wird, müssen die obenstehenden Gleichungen (1,2,4) in den Frequenzbereich überführt werden. Hierzu wird die Fourier-Transformation angewendet, um die folgenden Gleichungen in Frequenzbereich zu erhalten.

$$Z(\omega)u(j\omega) = f(\omega) + g(\omega) \quad (5)$$

$$Bu(\omega) = 0 \quad (6)$$

$$L^T g(\omega) = 0 \quad (7)$$

Z beinhaltet in Blockdiagonalform die Matrizen der Impedanzen (Dynamische Steifigkeiten) der einzelnen Komponenten. In Formel 8 wird ersichtlich, dass die Impedanz die dynamischen Eigenschaften der Struktur analog zu den beschreibenden Matrizen im Zeitbereich charakterisiert.

$$Z(j\omega) \triangleq -\omega^2 M + j\omega C + K \quad (8)$$

wobei

$$Y \triangleq Z^{-1} \quad (9)$$

In der experimentellen Anwendung kann die Impedanz Z nicht direkt erfasst werden. Ihre Inverse (Formel 9), die Admittanz Y ist jedoch recht einfach zu bestimmen. Daher ist die Variante der Substrukturierung, bei der die Systeme mit gekoppelten Admittanzen beschrieben werden, gut in der Praxis umsetzbar. Diese findet auch bei den verwendeten TPAs Anwendung welche im nächsten Kapitel näher beschrieben werden. [4, 14]

2.2 Transferpfadanalyse

2.2.1 Das Transferpfad-Modell

Die zu untersuchende dynamische Struktur kann, als Modell abstrahiert, mit den folgenden Elementen beschrieben werden.

- *Quelle*: Die aktive Komponente mit internen Freiheitsgraden, wie zum Beispiel eine interne Kraftanregung. Diese Kräfte sind in der Praxis sehr schwer, oder gar nicht zu bestimmen.
- *Schnittstelle*: Freiheitsgrade (Kräfte und Verschiebungen) die die aktive mit der passiven Komponente verbinden.

- *Empfänger*: Passive Komponente mit den Antwort-Freiheitsgraden die im Mittelpunkt des Interesses stehen. In der Automobilindustrie häufig der Schalldruck am Fahrerohr oder andere Komfortpunkte mit denen die menschliche Wahrnehmung beschrieben werden kann.
- *Pfade*: Beschreiben das Übertragungsverhalten zwischen zwei Gruppen von Freiheitsgraden. Beispielsweise von innerer Kraftanregung in der Quelle zum Fahrerohr oder von der Schnittstelle zu einer Antwortposition.

Im Beispiel in Abbildung 2-2 bezeichnet der Index 1 die Freiheitsgrade der aktiven Komponente (intern, nicht direkt zu bestimmen). Der Punkt mit Index 2 stellt die Schnittstelle zwischen aktiver und passiver Komponente dar. Antwortpunkt u_3 ist dem Empfänger zugeordnet. Die Übertragung von Quelle zu Empfänger (31) wird mit der Admittanz des gekoppelten Systems beschrieben.

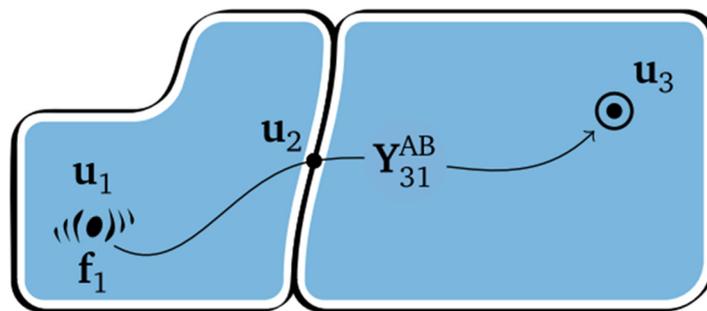


Abbildung 2-2: Transferpfad-Modell: Gesamtsystem AB [11]

Um die Antwortspektren u_3 , die aus den Kraftspektren f_1 hervorgehen, zu berechnen, werden diese mit den Übertragungsfunktionen multipliziert (Formel 10). Diese stehen in den Spalten der Admittanzmatrix Y_{31} . Die Größen der folgenden Formeln sind immer frequenzabhängig. Auf die explizite Darstellung dessen wird verzichtet. [11, 14]

$$u_3 = Y_{31}^{AB} f_1 \quad (10)$$

Legt man als Beispiel für die anregende Kraft drei Freiheitsgrade zugrunde (die Raumrichtungen x, y und z) und zwei Antwortpositionen (Position l und r), ergibt sich folgendes Gleichungssystem.

$$\begin{bmatrix} u_l^3 \\ u_r^3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{lx}^{31} & Y_{ly}^{31} & Y_{lz}^{31} \\ Y_{rx}^{31} & Y_{ry}^{31} & Y_{rz}^{31} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_x^1 \\ f_y^1 \\ f_z^1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

Die einzelnen Beiträge eines Pfades (die Übertragungsfunktion multipliziert mit dem entsprechenden Freiheitsgrad der Quelle) zu einem Antwortpunkt können gemäß der folgenden Formel 12 linear addiert werden. Dabei wird zwischen Körperschall- und Luftschallpfaden unterschieden. Deren Summenanteile werden zu einem Gesamtergebnis addiert. [9]

$$u_{Ges} = \sum_{p=1}^{N_F} Y_p^{KS} f_p + \sum_{p=1}^{N_Q} Y_p^{LS} q_p \quad (12)$$

wobei

u_{Ges} = Gesamtantwort

N = Anzahl Übertragungsfunktionen

Y = Einzelne Übertragungsfunktion

f = Einzelne Kraftanregung

q = Einzelne Volumenbeschleunigungsanregung (Luftschall)

In den weiteren Kapiteln werden im Sinne der Lesbarkeit und Allgemeingültigkeit die Gleichungssysteme in Matrixschreibweise dargestellt.

Auf das System wird nun die beschriebene Substrukturierungstechnik angewendet, wie in Abbildung 2-3 dargestellt. Im ersten Schritt wird die Gesamtstruktur an der Schnittstelle aufgetrennt und die sich ergebenden Komponenten (A und B) mit ihren Admittanzen beschrieben. Zusammen mit den Kräften und Verschiebungen, die an der Schnittstelle 2 auftreten, wird das neue Gleichungssystem definiert.

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2^A \\ u_2^B \\ u_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11}^A & Y_{12}^A & 0 & 0 \\ Y_{21}^A & Y_{22}^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Y_{22}^B & Y_{23}^B \\ 0 & 0 & Y_{32}^B & Y_{33}^B \end{bmatrix} \left(\begin{bmatrix} f_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ g_2^A \\ g_2^B \\ 0 \end{bmatrix} \right) \quad (13)$$

oder

$$u = Y(f + g) \quad (14)$$

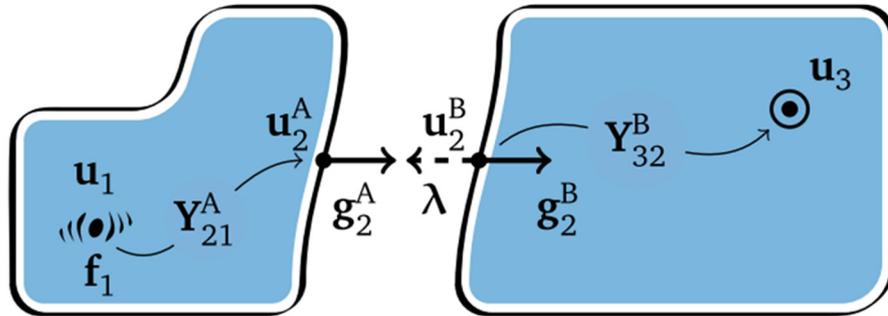


Abbildung 2-3: Quell- und Empfängerstruktur (A und B) [11]

Betrachtet man das Gleichungssystem erkennt man, die Übertragungsfunktionen sind in Blockdiagonalform angeordnet, dass die Teilsysteme in keinem Verhältnis zueinander stehen. Diese „Lücke“ an der Schnittstelle, sie sei mit δ benannt, wird über die Verschiebungen gemäß Formel 15 definiert.

$$\delta = u_2^B - u_2^A \triangleq Bu \quad \text{mit } B = [0 \quad -1 \quad 1 \quad 0] \quad (15)$$

Mit den in Kapitel 2.1 eingeführten Bedingungen wird diese Unverträglichkeit gelöst. Dabei werden gemäß der *Dualen Formulierung* die Einzelkomponenten zusammengeführt. Folglich gilt die Gleichgewichtsbedingung als erfüllt. Die Schnittstellenkräfte g sind gleich groß, entgegengesetzt, und werden mittels Lagrange Multiplikator Λ , einem Hilfsparameter zur Berechnung, dargestellt. Dieser beschreibt die Amplituden, während die transponierte boolesche Matrix B die Wirkrichtung der Kräfte beinhaltet. [11]

$$g_2^A = -g_2^B = \Lambda \quad \text{oder } g \triangleq -B^T \Lambda \quad \text{mit } B = [0 \quad -1 \quad 1 \quad 0] \quad (16)$$

Zum Lösen des Gleichungssystems wird $\delta = 0$ gesetzt und somit die *Verträglichkeitsbedingung* erzwungen. Damit kann Zeile 2 und 3 im Gleichungssystem (12) gleichgesetzt werden. Mit Hilfe von Gleichung (16) kann nach Λ aufgelöst werden. Den Lagrange Multiplikator wiederum durch die eigentlich gesuchte Variable ersetzt, führt zur Schnittstellenkraft g als Antwort auf die innere Kraft.

$$g_2^B = (Y_{22}^A + Y_{22}^B)^{-1} Y_{21}^A f_1 = -g_2^A \quad (17)$$

Einsetzen von Formel (17) in die vierte Zeile des Gleichungssystems (13) liefert die Antworten u der Empfängerstruktur B:

$$u_3 = Y_{32}^B g_2^B = Y_{32}^B (Y_{22}^A + Y_{22}^B)^{-1} Y_{21}^A f_1$$

$$\text{oder} \quad (18)$$

$$u_3 = Y_{31}^{AB} f_1$$

Vergleicht man mit Formel (10) wird offensichtlich, dass sich das eigentlich gesuchte Übertragungsverhalten des Gesamtsystems auch über die Admittanzen der Komponenten darstellen lässt. Die bisherige Betrachtung ging davon aus, dass die Freiheitsgrade an Position 1 bekannt sind. Wie schon erwähnt, ist dies in der Praxis häufig nicht der Fall. Daher wird in der TPA die Quelle an den Schnittstellen zu ihrer Empfängerstruktur beschrieben bzw. vermessen und als „Black Box“ behandelt.

Im Laufe der Zeit wurden auf Basis dieser Technik die verschiedensten TPA Methoden entwickelt, die jede für sich Vor- und Nachteile aufweisen. Da die vollständige Beschreibung aller Methoden den Rahmen dieser Arbeit überschreiten würde, werden nur die zwei angewendeten Methoden, die Klassische TPA mit Matrix-Inversion in Kapitel 2.2.2 und die Komponentenbasierte TPA insitu in Kapitel 2.2.3 näher beschrieben. Tabelle 1 zeigt eine Übersicht der gängigsten Methoden, aufgeteilt in drei Gruppen. [11]

Gruppe	Methode
Klassisch	Direkte Kraftmessung (direct force)
	Lagersteifigkeit (mount stiffness)
	Matrix-Inversion
Komponenten-basiert	Blockierte Kraft (blocked force)
	Freie Schnelle (free velocity)
	Hybride Schnittstelle (Hybrid-Interface)
	Insitu
	Pseudo-Kräfte (pseudo forces)
Übertragungsverhalten-basiert	Übertragungsfunktion (FRF-based)
	Betriebs-TPA (OTPA)
	Betriebs-Lagersteifigkeit (OPAX)

Tabelle 1: Übersicht TPA Methoden

2.2.2 Klassische TPA

Der klassische Ansatz der TPA ist in der Automobilindustrie weit verbreitet und findet Anwendung in der NVH-Optimierung (Noise Vibration Harshness) der Produkte. Hierbei geht es in erster Linie um die Identifikation der Übertragungspfade und deren Beiträge an einem existierenden Gesamtsystem. Die Untersuchung erfolgt in zwei Phasen.

1. Die Bestimmung der wirkenden Schnittkräfte zwischen der aktiven Komponente (z.B. einem Lenkgetriebe oder der gesamte Antriebseinheit) und der passiven Struktur (z.B. ein Hilfsträger oder das restliche Gesamtfahrzeug). Dies kann mit einer direkten Messung über Kraftsensoren erfolgen. Die praktische Umsetzung ist häufig schwierig. Da die *Verträglichkeitsbedingung* erfüllt bleiben muss, müssen die Sensoren relativ zu der untersuchenden Struktur steif genug ausgeführt sein. Zusätzlich stellt die Applikation der Sensoren aufgrund Platzmangels oder Beeinflussung der Anbindungspunkte der umgebenden Struktur eine Herausforderung dar. Eine Alternative bietet die hier beschriebene Methode der Matrix-Inversion bei der die Betriebskräfte indirekt bestimmt werden.

2. Die Messung der Übertragungsfunktionen an der passiven Struktur. Hierzu muss die aktive Komponente ausgebaut werden und die Struktur wird zum Beispiel mit Impulshammermessungen untersucht. Die Anregung erfolgt an den Schnittstellen der Empfängerstruktur.

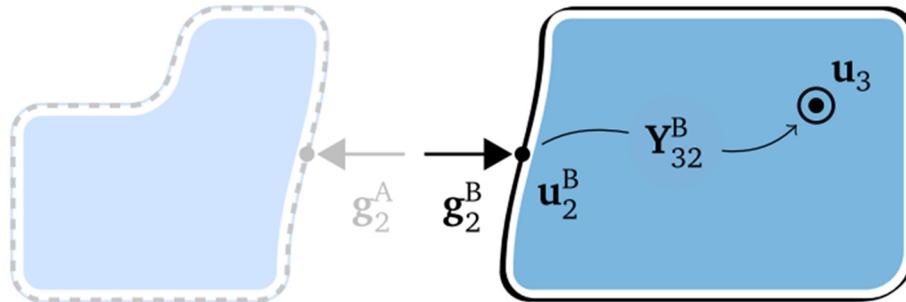


Abbildung 2-4: Klassische Betriebskräfte am Empfänger B [11]

Matrix-Inversion

Nach Gleichung 17 können die gesuchten Antworten aus dem Übertragungsverhalten der passiven Struktur und der dort angreifenden Schnittstellenkräfte bestimmt werden. Dargestellt in Abbildung 2-4. Das dazugehörige Gleichungssystem, abgeleitet aus Gleichung (13), ergibt sich zu:

$$\begin{bmatrix} u_2^B \\ u_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{22}^B \\ Y_{32}^B \end{bmatrix} g_2^B \quad (19)$$

Um die Betriebskräfte g zu erhalten, muss die Admittanzmatrix invertiert werden. Da in aller Regel deutlich mehr Freiheitsgrade an der Schnittstelle vorhanden sind, als Antwortpositionen des Empfängers, würde die Inversion zu deutlichen Fehlern führen. Erschwerend kommt hinzu, dass die Antwortpositionen häufig im strukturdynamischen Sinne zu weit von der Schnittstelle entfernt sind (z.B. zeigen die Antworten zu wenig Abstand zum Grundrauschen auf oder sind von außen gestört) um für eine Inversion geeignet zu sein. Daher werden in der Praxis sogenannte *Indikatoren* nahe der Schnittstelle verwendet, um zusätzliche Antwortpositionen zu erhalten. In Abbildung 2-5 mit dem Index „4“ gekennzeichnet. [11]

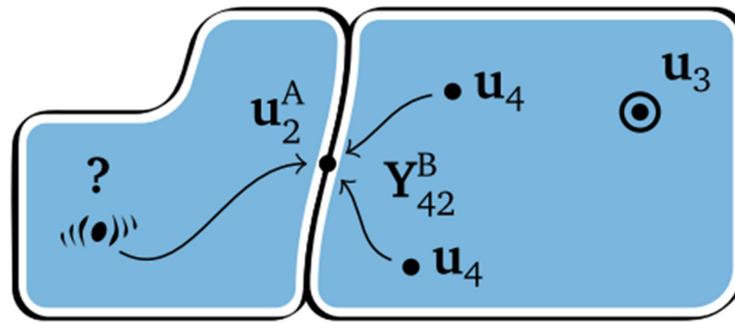


Abbildung 2-5: TPA-Modell mit Matrix-Inversion [11]

Als Erstes werden mittels Betriebsmessung am Gesamtsystem die Antworten an den *Indikatoren* erfasst. Aus diesen Messungen und den Admittanzen der Komponente B werden die Betriebskräfte nach folgender Formel bestimmt (20). Die Komponenten werden analog zur Gleichung (18) durch die Admittanzen beschrieben. Die eigentlichen Antwortpositionen können in der Betriebsmessung mit erfasst werden, finden aber in der Berechnung der Kräfte keine Anwendung.

$$u_4 = Y_{41}^{AB} f_1 = Y_{42}^B (Y_{22}^A + Y_{22}^B)^{-1} Y_{21}^A f_1 = Y_{42}^B g_2^B \quad (20)$$

Im zweiten Schritt erfasst man die Übertragungsfunktionen zwischen Schnittstelle und den *Indikatoren*. Die Admittanz-Matrix Y_{42} die für die Berechnung der Kräfte benötigt wird, kann zusammen mit den Übertragungsfunktionen zu den Antwortpositionen Y_{32} an Komponente B bestimmt werden. Hierzu muss die aktive Komponente demontiert werden. Aus den Betriebsmessungen u_4 und der Pseudoinversen von Y_{42} werden die Betriebskräfte g_2 berechnet.

$$g_2^B = (Y_{42}^B)^+ u_4 \quad (21)$$

Da diese Technik, wie anfangs erwähnt, weit verbreitet ist, kann auf die üblichen NVH-Tools zurückgegriffen werden. Der Anwender wird häufig durch eine intuitive Bedienung durch die Messung und die Auswertung geführt. Somit können in der Praxis mit ausgereifter Software robuste Ergebnisse generiert werden.

Betrachtet man Gleichung (20), erkennt man einen großen Nachteil der Methode. Die Ergebnisse sind nicht nur von der Quellkomponente abhängig, sondern auch von der Rückwirkung der umgebenden Struktur. Die Betriebskräfte hängen von den Admittanzen der Quelle (Y^A) und des Empfängers (Y^B) ab. Somit beschreiben diese nicht die Quelle

alleine, sondern gelten immer nur im Zusammenbau aus Subsystem A und B. Ein Übertrag auf eine andere Empfängerstruktur, und sei es nur eine Modifikation ist nicht zulässig. Folglich muss bei im Entwicklungsprozess durchgeführten NVH-Optimierungen eine komplette Messkampagne wiederholt werden. Um diesen Nachteil zu umgehen, kann die sogenannte Komponentenbasierte TPA angewandt werden, die im nächsten Kapitel beschrieben wird. [11]

2.2.3 Komponentenbasierte TPA

Im Gegensatz zum klassischen Ansatz der TPA, werden mit dieser Technik rein die Eigenschaften der Quelle beschrieben. Dies geschieht häufig entweder über die an der Schnittstelle auftretende Schnelle (free velocity method) oder die dort wirkenden Kräfte (blocked force method). In dieser Arbeit wird die in [11] sogenannte *Hybrid-Interface* Methode angewendet, wobei die Untersuchung *insitu* durchgeführt wird. Gesucht sind äquivalente Kräfte an der Schnittstelle zur unabhängigen Beschreibung der Quellstruktur. Prägt man diese Kräfte der Gesamtstruktur auf, können die Antworten mit Hilfe der Übertragungsfunktionen berechnet werden. Die Kräfte werden vergleichbar mit der klassischen Methode über eine Betriebsmessung ermittelt. Die Admittanzen werden an der Gesamtstruktur mit inaktiver Quelle bestimmt. Abbildung 2-6 zeigt diesen Zusammenhang.

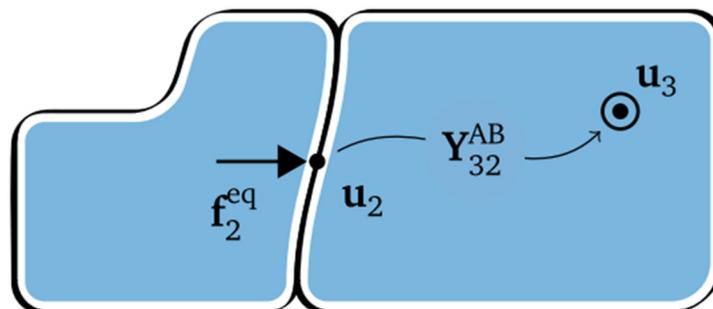


Abbildung 2-6: Äquivalente Kräfte am Gesamtsystem AB [11]

Führt man diese Beschreibung in eine Formel über, ergeben sich die Antworten der Struktur entweder direkt über die Admittanzmatrix von AB, oder über die Admittanzen der Substrukturen und die äquivalenten Kräfte. [11]

$$u_3 = Y_{32}^{AB} f_2^{eq} = [Y_{32}^B (Y_{22}^A + Y_{22}^B)^{-1} Y_{22}^A] f_2^{eq} \quad (22)$$

Die Antworten u_3 , die durch die eingeführten äquivalenten Kräfte an der Struktur hervorgerufen werden, müssen den Antworten entsprechen, die durch die inneren Kräfte f_1 der Quelle im Betrieb entstehen. Folglich kann obenstehende Gleichung mit Formel (18) gleichgesetzt werden:

$$[Y_{32}^B (Y_{22}^A + Y_{22}^B)^{-1} Y_{22}^A] f_2^{eq} = Y_{32}^B (Y_{22}^A + Y_{22}^B)^{-1} Y_{21}^A f_1 \quad (23)$$

Auflösen nach den äquivalenten Kräften f_2^{eq} liefert Gleichung (24). Prüft man die rechte Seite der Gleichung, wird ersichtlich, dass die bestimmten Kräfte nur von den Admittanzen der Quellstruktur Y_{21} und Y_{22} und der inneren Kraft f_1 abhängen. Also zur unabhängigen Charakterisierung dieser geeignet sind.

$$f_2^{eq} = (Y_{22}^A)^{-1} Y_{21}^A f_1 \quad (24)$$

Die Methode der *Blockierten Kraft* bzw. der *Freien Schnelle*, verwendet diese Technik unter extremen Randbedingungen. Die Gewährleistung dieser Bedingungen (z.B. ein extrem steifer Prüfstand) kann in der Praxis nicht immer sichergestellt werden. Die *Hybrid-Interface-TPA* wird diesem gerecht und berücksichtigt die Strukturodynamik der passiven Komponenten. Zur Beschreibung der Vorgehensweise wird eine aktive Struktur auf einem Prüfstand mit Rückwirkung verwendet (Abbildung 2-7).

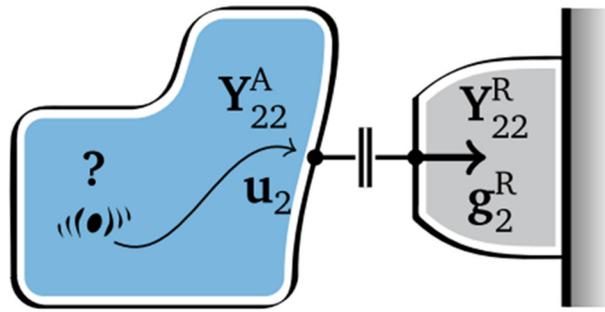


Abbildung 2-7: TPA-Modell Hybrid-Interface [11]

Stellt man analog zum Vorgehen in 2.2.1 die Bewegungsgleichungen auf und wendet die *Verträglichkeits-* und *Gleichgewichtsbedingung* an, kann nach den Schnittstellen-Größen u und g aufgelöst werden.

$$g_2^R = (Y_{22}^A + Y_{22}^R)^{-1} Y_{21}^A f_1 \quad (25)$$

$$u_2 = [I - Y_{22}^A (Y_{22}^A + Y_{22}^R)^{-1}] Y_{21}^A f_1 \quad (26)$$

Diese Gleichungen können so miteinander kombiniert werden, dass man die gewünschten äquivalenten Kräfte (vergl. Formel (24)) erhält [11]. Die Dynamik des Prüfstands Y^R wird dabei eliminiert.

$$f_2^{eq} = g_2^R + (Y_{22}^A)^{-1} u_2 \quad (27)$$

Um die Kräfte g_2 nicht messen zu müssen, können diese über die Admittanz (der Empfängerstruktur) und die Verschiebungen an dieser Stelle ersetzt werden. Da wie in Gleichung (25) ersichtlich, g_2 nur von den Eigenschaften der Quelle abhängig ist, bleibt f_2^{eq} rückwirkungsfrei.

$$f_2^{eq} = (Y_{22}^R)^{-1} u_2 + (Y_{22}^A)^{-1} u_2 \quad (28)$$

Insitu-Methode

Wendet man die beschriebene Technik an, muss die aktive Komponente demontiert werden, um die Übertragungsfunktionen Y^R und Y^A separat bestimmen zu können. Je nach Komplexität des Systems kann der Ausbau zeitaufwändig werden. Darüber hinaus lassen sich Umbaueinflüsse nicht ausschließen. Nutzt man aus, dass man die Admittanzmatrizen Y^R und Y^A mittels Impedanzaddition ($Z^A + Z^R = Z^{AR}$) verbinden kann, lässt sich Gleichung (28) wie folgt schreiben.

$$f_2^{eq} = (Y_{22}^{AR})^{-1} u_2 \quad (29)$$

Um die Qualität der Matrixinversion zu verbessern, wird, vergleichbar mit dem Vorgehen bei der Klassischen TPA, das Gleichungssystem überbestimmt. Hierzu werden sogenannte *Remotepunkte* auf der passiven Struktur angebracht und die Übertragungsfunktionen von Schnittstelle zu *Remotepunkt* bestimmt (Abbildung 2-8). Die Berechnung der Kräfte erfolgt mit der Pseudoinversen. [11]

$$f_2^{eq} = (Y_{42}^{AB})^+ u_4 \quad (30)$$

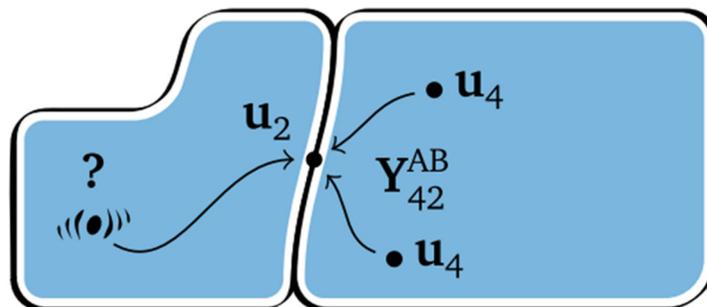


Abbildung 2-8: Komponentenbasierte TPA insitu [11]

Dieses Vorgehen wurde von Moorhouse und Elliott [2, 6, 11] entwickelt und findet in dieser Arbeit Anwendung. Folgende Vorteile der Methode lassen sich ableiten:

- Die Struktur kann im Zusammenbau vermessen werden und muss nicht demontiert werden.
- Die Remotepunkte auf der passiven Struktur sind frei wählbar.

- Bei der Berechnung der Kräfte können die gängigen Methoden der Klassischen TPA (Überbestimmung, Singulärwertzerlegung) weiter angewendet werden.
- Die bestimmten Kräfte sind unabhängig und können auf andere Strukturen angewendet werden.

In der Umsetzung muss jedoch darauf geachtet werden, dass an der Empfängerstruktur keine weiteren Kräfte angreifen. Diese würden die Berechnung der Kräfte verfälschen. Die Anregung in der Betriebsmessung darf nur aus der Quellstruktur hervorgehen. [11]

Reziproke Messung

Gemäß dem Reziprozitätssatz von Maxwell und Betti können bei den gemessenen Übertragungsfunktionen die Antwort- und Anregungspositionen vertauscht werden [5]. Setzt man lineares Systemverhalten voraus, liefert die Anregung einer Struktur an Position A die Antwort B, beschrieben in der Übertragungsfunktion H_{BA} . Regt man an Position B an und misst die Antwort, erhält man die Übertragungsfunktion H_{AB} . Beide Funktionen können gleichgesetzt werden und sind somit richtungsunabhängig.

$$Y_{BA}(\omega) = Y_{AB}(\omega) \quad (31)$$

Abbildung 2-9 veranschaulicht den Zusammenhang. Diese Eigenschaft kann bei der Messung der Übertragungsfunktionen Y^{AB} genutzt werden, falls die Zugänglichkeit an den Schnittstellen eingeschränkt ist. Die Anregung erfolgt an den Remotepunkten, die Antwort wird an den Schnittstellen bestimmt. Die daraus erhaltene Übertragungsfunktion wird reziprok verwendet.

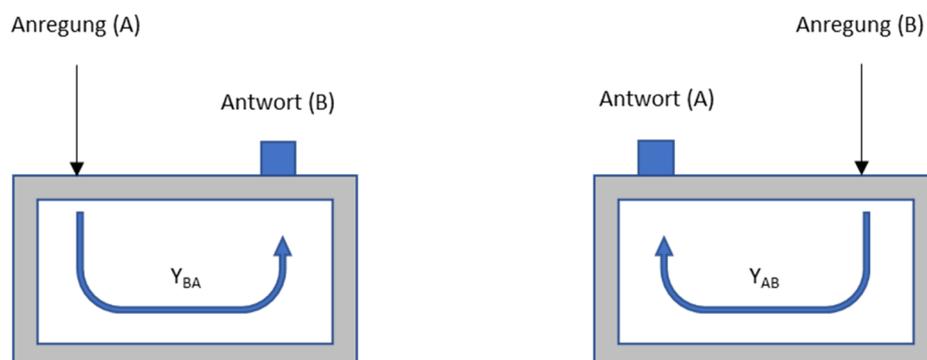


Abbildung 2-9: Reziprozität der Übertragungsfunktion

2.3 Berechnung der Betriebskräfte

2.3.1 Überbestimmung

Wie in Kapitel 2.1 beschrieben, stellt man die zu untersuchende Struktur mit einem Modell aus Bewegungsgleichungen nach. Das Ergebnis ist ein lineares Gleichungssystem (LGS), als Beispiel in Formel (11) in Matrixschreibweise dargestellt. Möchte man nun die gesuchten Kräfte bestimmen, muss die Admittanz-Matrix Y invertiert werden:

$$u_3 = Y_{31}f_1 \xrightarrow{\text{inv.}} f_1 = (Y_{31})^{-1}u_3 \quad (32)$$

Die Lösbarkeit des LGS ist von der Anzahl der Unbekannten, vom Rang der Matrix sowie dem Rang der erweiterten Matrix abhängig. Der Rang ist gleichbedeutend mit der Anzahl linear unabhängiger Gleichungen. Es können drei Fälle unterschieden werden:

- Rang der Matrix = Rang der erweiterten Matrix = Anzahl Unbekannte: Das System ist eindeutig lösbar.
- Rang der Matrix < Rang der erweiterten Matrix = Anzahl Unbekannte: Das System ist widersprüchlich und daher nicht lösbar.
- Rang der Matrix = Rang der erweiterten Matrix < Anzahl Unbekannte: Das System hat eine Lösung, diese ist aber nicht eindeutig.

Geht man von linear unabhängigen Gleichungen aus, genügt also eine symmetrische Matrix. Für jede gesuchte Lösung benötigt man eine Gleichung. Übertragen auf die praktische Vermessung bedeutet das, dass man für n Freiheitsgrade, n Übertragungsfunktionen und n Antwortpositionen benötigt.

In der Praxis kann der Anwender, z.B. durch auftretende Messfehler, nicht von rein linear unabhängigen Gleichungen ausgehen. Daher wird die Übertragungsmatrix überbestimmt, indem man mehr Antwortpositionen vermisst als Freiheitsgrade an denen die Kräfte ermittelt werden. Als „Faustregel“ hat sich etabliert, doppelt so viele Antwortpositionen zu verwenden, um mehr unabhängige Informationen zur Berechnung zu erhalten. Dieses Vorgehen führt mathematisch betrachtet zu einem linearen Ausgleichsproblem, welches mit verschiedenen Algorithmen gelöst werden kann. Im

Bereich der TPA wird häufig, wie auch in dieser Arbeit, die Pseudoinverse auf Basis der Singulärwertzerlegung genutzt. [10, 12]

2.3.2 Singulärwertzerlegung und Pseudoinverse

Die Singulärwertzerlegung oder Singular Value Decomposition (SVD) kann, wie bei der oben beschriebenen Überbestimmung nötig, auf rechteckige Matrizen angewendet werden. Dabei gilt, dass eine gegebene Matrix Y nach Gleichung (33) faktorisiert werden kann.

$$Y = U\Sigma V^T \quad (33)$$

Die Matrizen U und V sind orthogonale Matrizen, die Matrix Σ besitzt Diagonalform. Die Einträge von Σ heißen Singulärwerte und beschreiben die Eigenschaften der Matrix ähnlich wie ihre Eigenwerte. Anschaulich gesprochen sucht die SVD nach korrelierenden Komponenten in den Daten der Matrix. Die Komponente mit der größten Korrelation bildet den ersten Singulärwert. Danach wird aus den restlichen Daten der nächstgrößte Singulärwert gesucht, bis alle Werte in absteigender Reihenfolge sortiert sind [13]. Diese Darstellung der Matrix Y lässt sich nun auf einfache Weise nach folgender Formel in die Pseudoinverse Y^+ umrechnen.

$$Y^+ = V\Sigma^{-1}U^T \quad (34)$$

Da Matrix Σ eine Diagonalmatrix ist, können von den Einträgen der Matrix bei der Invertierung einfach die Kehrwerte gebildet werden. Von Vorteil ist nun, dass die Komponenten, die wenig korrelieren, verworfen werden können, bevor die Inversion durchgeführt wird. Diese kleinen Singulärwerte beschreiben kaum noch das Systemverhalten, sondern werden als Messrauschen oder Übersprechen (bei inkohärentem Verhalten der Pfade oder Quellen) interpretiert. Dabei werden die entsprechenden Einträge auf der Hauptdiagonalen von Σ mit „Null“ ersetzt, die unter

einer festzulegenden Toleranz liegen. Angewendet auf Gleichung (32) ergibt: [10, 12, 13]

$$u_3 = Y_{31}f_1 \xrightarrow{\text{pseudoinv.}} f_1 = (Y_{31})^+u_3 \quad (35)$$

2.3.3 Umsetzung in MATLAB

Die Bestimmung der Übertragungsfunktionen für die Komponentenbasierte TPA wurde mangels Zugänglichkeit der Schnittstellen-Freiheitsgrade reziprok gemessen. Da die Verwendung der reziproken Messung auf Körperschallbasis in der genutzten NVH-Software nicht vorgesehen ist, wurde die Berechnung der äquivalenten Kräfte in MATLAB umgesetzt. Ein weiterer Vorteil ist die Möglichkeit, die Singulärwerte einzusehen, um daraus bessere Rückschlüsse auf die Toleranz der SVD ziehen zu können.

Das entwickelte Skript wird im Folgenden beschrieben, wobei der Fokus auf der Umsetzung der Berechnung lag. Optimierungen des Codes und Erweiterung zu einem in der Praxis einsetzbaren Tool, gehörten nicht in den Rahmen dieser Arbeit.

Daten-Import

Im ersten Schritt wurden die mit einem NVH-Tool gemessenen Übertragungsfunktionen und Betriebsmessungen importiert. Letztere wurden vorab im Zeitbereich zugeschnitten und dann in den Frequenzbereich transformiert.

```
z=msgbox('Übertragungsfunktionen werden eingelesen');  
  
%Daten FRF einlesen  
InputRk=importdata('C:\Users\.....xlsx');  
Rek=InputRk.data;  
  
InputIk=importdata('C:\Users\.....xlsx');  
Imk=InputIk.data;  
  
delete(z);  
  
z=msgbox('Betriebsmessungen werden eingelesen');
```

```

%Daten B-Messung einlesen
InputBRk=importdata('C:\Users\...\xlsx');
BRek=InputBRk.data;

InputBIk=importdata('C:\Users\...\xlsx');
BIk=InputBIk.data;

delete(z);

```

Daten-Aufbereitung

Anschließend werden die Daten abhängig von der Anzahl der Freiheitsgrade zugeschnitten und in verarbeitbare Matrizen geschrieben. Die Übertragungsfunktionen liegen dann in einem 3D-Array vor, das über Frequenz (*rows*), Antwortpositionen (*columns*) und Referenzpositionen (*pages*) aufgespannt ist. Abbildung 2-10 zeigt ein Beispiel aus der MATLAB-Dokumentation. Über eine Benutzerabfrage werden die zu verwendenden Freiheitsgrade sowie die maximale Frequenz über die berechnet werden soll, eingegeben. Alle Daten liegen in komplexer Form vor (die Admittanz ist eine komplexe Größe) und werden so weiterverarbeitet, um die Phaseninformationen der Messungen nicht zu verlieren.

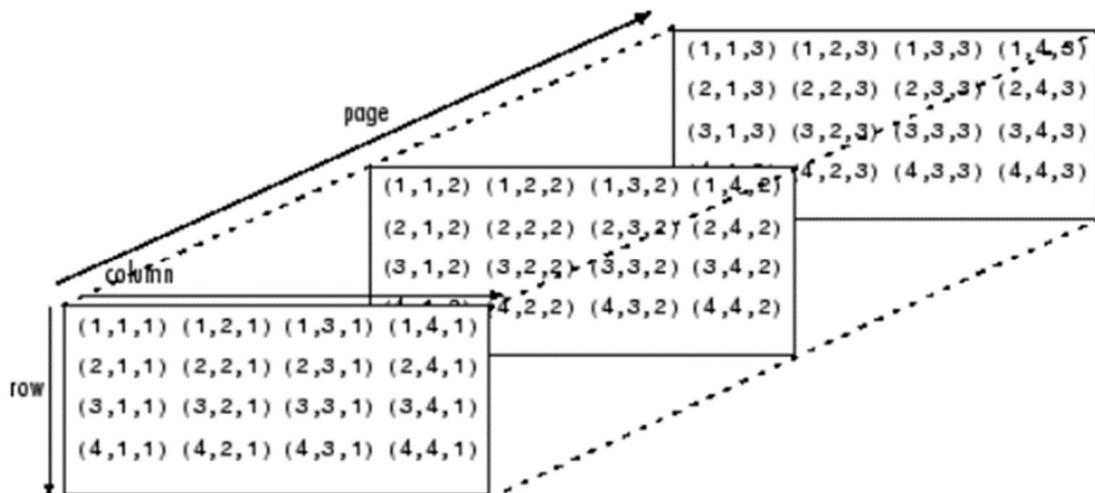


Abbildung 2-10: Arraydarstellung in MATLAB [15]

```
%Komplex / 3D Matrix aufstellen
Ik=complex(Rek, Imk);

%Matrix Dimensionen abfragen:

prompt = {'Anzahl Anbindungs-DOF:', 'Anzahl Remotepunkte:'};
header = 'Dimension Matrix: ';
dims = [1 45];
answer1 = inputdlg(prompt, header, dims);
references = str2double(answer1{1,1});
responses = str2double(answer1{2,1});

%Blöcke(je Referenz), Vektoren definieren

length=size(Ik,1);
fres=real(Ik(2,1)-Ik(1,1));

n=1;
Start(n)=2;
Ende(n)=Start(n)+(responses-1);

for i=1:(references-1)

Start(i+1)=Start(i)+(responses);
Ende(i+1)=(Ende(i)+(responses));
end

%Frequenz-Blöcke extrahieren

MArrayk=zeros(length, responses, references);

for i=1:references

MArrayk(:, :, i)=Ik(:, Start(i): Ende(i));

end

prompt = {'Maximal berechnete Frequenz: '};
header = 'Maximale Frequenz: ';
dims = [1 45];
answer2 = inputdlg(prompt, header, dims);
maxfreq = int64((str2double(answer2))/fres);

%Daten B-Messung aufbereiten

Bk=complex(BRek, BImk);
Blk=zeros(maxfreq, responses, 1);
Blk=Bk([1:maxfreq], Start(1): Ende(1), :);
```

Singulärwertzerlegung

Um vor der Invertierung die Toleranz der SVD besser abschätzen zu können, wird vorab die Matrix der Übertragungsfunktionen in Ihre Singulärwerte faktorisiert und in einem 3D-Plot (Abbildung 2-10) dargestellt. Anschließend kann die Toleranz über ein Eingabefeld frei definiert werden. Die Berechnung geschieht mit der MATLAB-Funktion $s = \text{svd}(A)$.

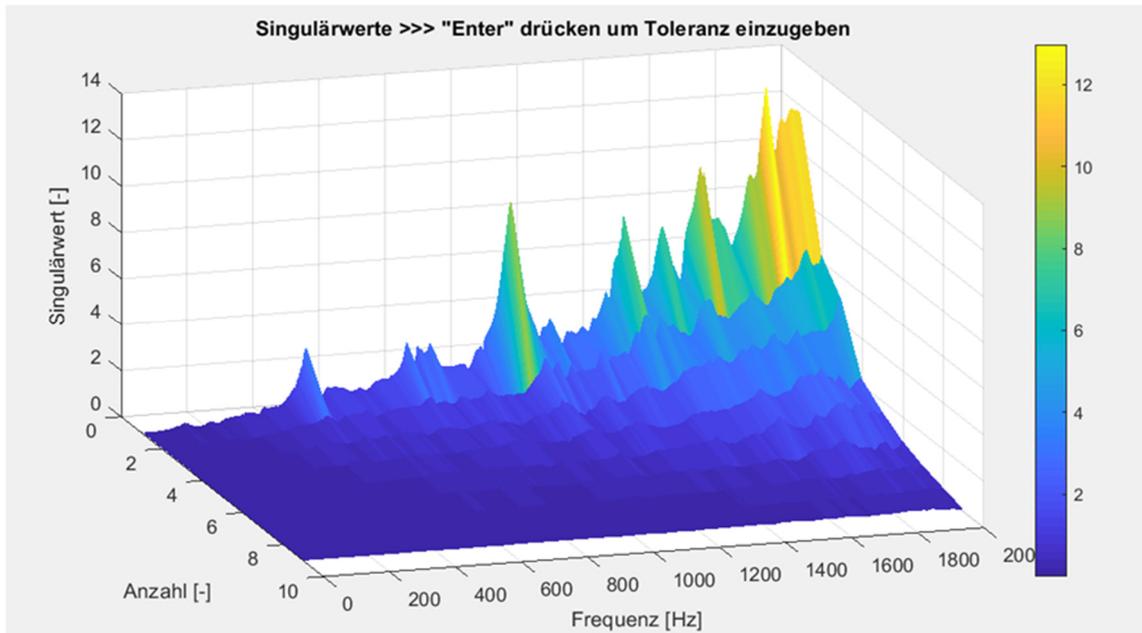


Abbildung 2-11: Darstellung der Sigulärwerte in MATLAB

```
%Berechnung Sigulärwerte

SFk=zeros(maxfreq,references,1);

for k = 1:maxfreq
SFk(k, :, :)=svd(squeeze(MArray(k, :, :)));
end

%Sigulärwerte darstellen

Xsurf=(1:references);
Y=X(1:maxfreq);

h = surf(Xsurf,Y,SFk);
set(h, 'edgecolor','none');
title('Singulärwerte >>> "Enter" drücken um Toleranz einzugeben');
set(gca, 'ZScale', 'log')
colorbar;
ylabel('Frequenz [Hz]');
xlabel('Anzahl [-]');
zlabel('Singulärwert [-]');
pause
```

```
%Abfrage Toleranz für SVD

prompt = {'Toleranz?'};
header = 'Toleranz der Singulärwerte?';
dims = [1 40] ;
definput = {'0.0001'};
answer = inputdlg(prompt,header,dims,definput);
SVDtol=str2double(answer);
```

Berechnung der Kräfte

Unter Berücksichtigung der Toleranz werden nun mit der Pseudoinversen die Kräfte berechnet und anschließend in einem Diagramm dargestellt. Das Gleichungssystem gemäß Formel (30) wird mit der MATLAB-Funktion $B = \text{pinv}(A, \text{tol})$ gelöst.

```
%Matrix je Frequenzstützstelle invertieren (Pseudoinverse) bis
„maxfreq“

MIk=complex(zeros(maxfreq,references,responses));

for k = 1:maxfreq
MIk(k, :, :) = pinv(squeeze(MArrayk(k, :, :)), SVDtol);
end

%Gleichung lösen / Kräfte berechnen

Fk=zeros(maxfreq,1,references);

for k = 1:maxfreq

Fk(k, :, :) = squeeze((MIk(k, :, :))*transpose(B1k(k, :)));
End
```

Im Anhang kann das komplette Skript als Rohfassung eingesehen werden.

3 Modellversuch

3.1 Ziel und Versuchsaufbau

Um eine Möglichkeit zu schaffen, die beschriebene Methode in der Praxis zu validieren, wurde ein einfaches Modell gefertigt. Dabei wurde sich so gut wie möglich an den Untersuchungen von A. Elliot und A. T. Moorhouse [2] orientiert. Die einfache Struktur wurde aus zwei gekoppelten Stahlbalken aufgebaut (Abbildung 1-2) Der kleinere der beiden Balken wird als Quellstruktur angesehen. Der Größere dient als Empfänger. Beide Flachstähle sind an zwei Positionen über Metallwürfel miteinander verschraubt. Diese Stellen dienen als Schnittebene, um dort die äquivalenten Kräfte der Quellstruktur zu bestimmen. Die Messungen der Übertragungsfunktionen wurden reziprok und insitu als *Komponentenbasierte Transferpfadanalyse* durchgeführt. Um die Hypothese, die bestimmten Kräfte beschreiben einzig die Eigenschaften der Quelle, zu bestätigen, wurde die Empfängerstruktur nach der Basismessung modifiziert. Dies geschah durch Kürzen des Balkens, um dessen Struktureigenschaften zu verändern. Die Anregung geschah einmal vergleichbar zu [2] mit einem Impulshammer und, um dem Versuch mehr Praxisbezug zu geben, mit einem kleinen Exzentermotor, wie er z.B. in Spielzeugen Anwendung findet. Die Untersuchung wurde monoachsal in z-Koordinatenrichtung (Abbildung 3-2) durchgeführt. Abbildung 3-1 zeigt die Quellstruktur mit Anregungsposition (Impulshammer), Exzentermotor und Referenzsensor. Dieser dient zur Identifizierung der Ordnung des Motors. Die Verschraubungspunkte sind ebenfalls zu erkennen.

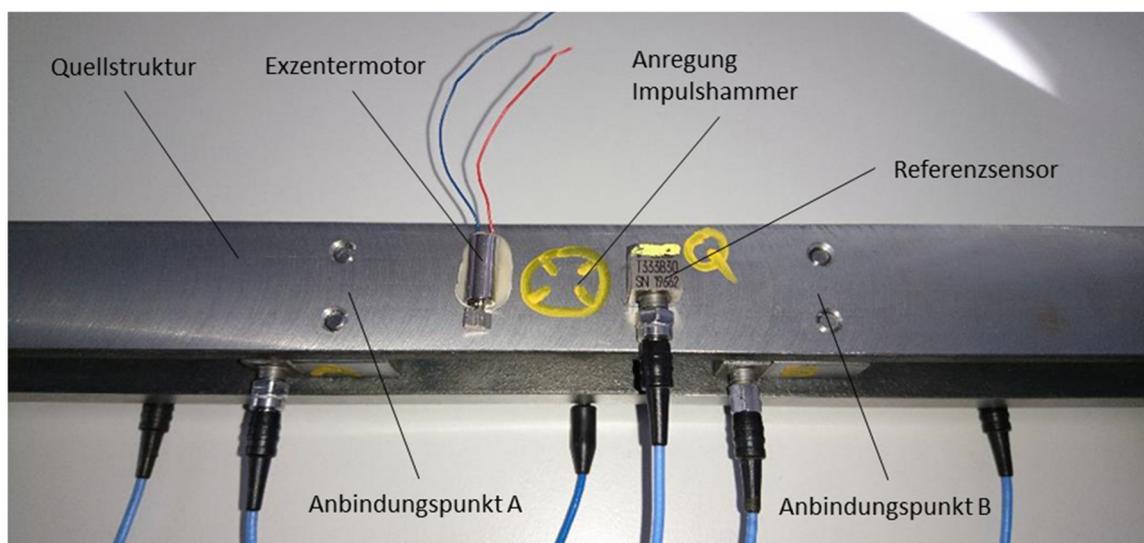


Abbildung 3-1: Quellstruktur und Anregungspositionen am Prinzipversuch

Zwischen den Balken wurden für die reziproke Messung der Transferfunktionen Beschleunigungssensoren geklebt (Abbildung 3-2). An diesen zwei Stellen werden die Kräfte bestimmt.

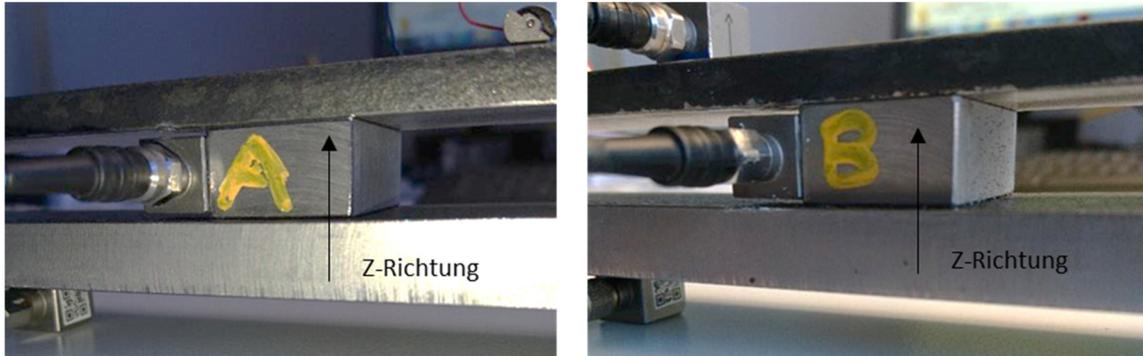


Abbildung 3-2: Anbindungspunkte des Prinzipversuchs

Auf der Rückseite der Empfängerstruktur wurden sechs Beschleunigungssensoren als Remotepunkte geklebt. Zusätzlich ein Sensor zur Validierung (OBV) der Kräfteberechnung (Abbildung 3-3). Die Positionierung geschah zufällig. An diesen Punkten wurde auch für die Bestimmung der Übertragungsfunktionen mit dem Impulshammer angeregt. Die Lagerung erfolgte bei den Messungen „frei-frei“ an Gummischnüren.

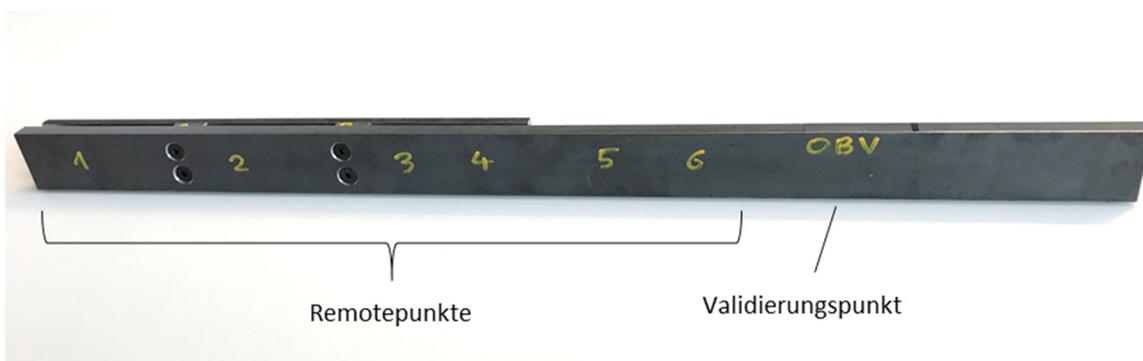


Abbildung 3-3: Empfängerstruktur des Prinzipversuchs

3.2 Durchführung der Messung

Um die Messqualität sicher zu stellen, wurde bei jeder Betriebsmessung der Abstand des Nutzsignals zum Grundrauschen im Frequenzspektrum geprüft. Als vereinfachtes Kriterium wurde festgelegt, dass für eine aussagekräftige Messung mindestens ein Abstand von 10dB gegeben sein muss. Traf dies nicht zu, wurde der Messaufbau auf Fehler geprüft und versucht, die anregende Kraft zu erhöhen. War beides nicht zielführend, wird den Frequenzbereichen mit zu kleinem Rauschabstand eine eingeschränkte Aussagekraft zugewiesen. Abbildung 3-4 zeigt exemplarisch den Vergleich zwischen Rauschen (schwarz) zu Nutzsignal (rot) am Remotepunkt 1 für die Impulshammeranregung.

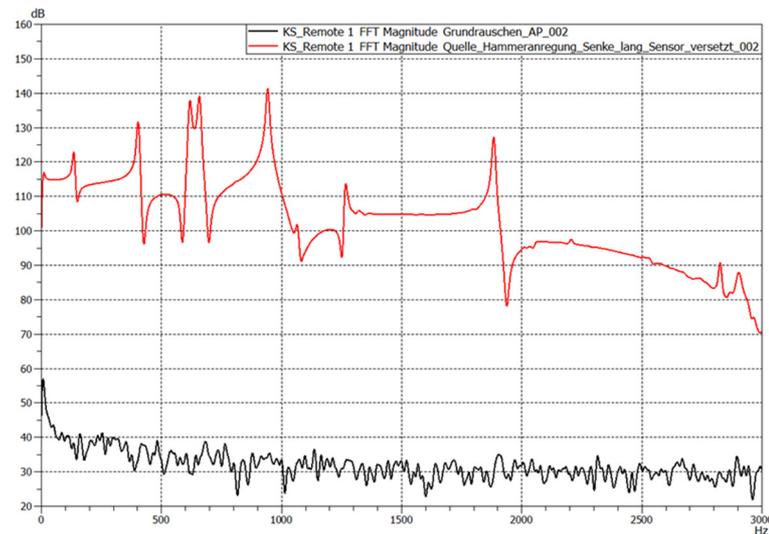


Abbildung 3-4: Beispiel Abstand zum Grundrauschen am Prinzipversuch

Zur Überprüfung der Transferfunktionen wird gängiger Weise die Kohärenz benutzt. Sie ist ein Maß inwieweit ein Ausgangssignal $y(t)$ von Eingangssignal $x(t)$ linear abhängt. Die Berechnung erfolgt aus dem Produkt der Kreuzleistungsspektren zwischen den zwei Signalen, dividiert durch das Produkt der jeweiligen Autoleistungsspektren der Signale gemäß folgender Formel:

$$\gamma_{XY}^2(f) = \frac{G_{XY}(f) \cdot G_{YX}(f)}{G_{XX}(f) \cdot G_{YY}(f)} \quad (36)$$

Wobei G_{XY} und G_{YX} die Kreuzleistungsspektren und G_{XX} und G_{YY} die Autoleistungsspektren der jeweiligen Signale sind.

Bei vollständiger linearer Abhängigkeit nimmt die Kohärenz den Wert 1 an. Dieser kann sich durch die folgenden Gründe reduzieren:

- Nicht lineares Verhalten
- Rauschen / Störeinflüsse von unkorrelierten zusätzlichen Eingangssignalen
- Fehler in der Signalverarbeitung (z.B. Leckage) [5]

Als Grenzwert für noch gut korrelierende Signale hat sich in der Praxis der Wert von 0,8 etabliert. Abbildung 3-5 zeigt die Kohärenz (rot) zwischen Remotepunkt 1 und Anbindungspunkt A, sowie die dazugehörige Übertragungsfunktion (schwarz). Über einen weiten Frequenzbereich liegt eine sehr gute Kohärenz vor. Die Einbrüche decken sich mit den Antiresonanzen der Übertragungsfunktion. An diesen Stellen schwingt die Struktur (am Anbindungspunkt A) gegenphasig zur Anregung, als Folge bricht die Kohärenz (Kreuzleistungsspektrum strebt gegen Null) ein. [3] In Bereichen, in denen die Kohärenz breitbandiger einbricht sind, die Ergebnisse der Messung und Analysen mit Unsicherheiten behaftet. Weitere Einflussfaktoren sind [5] zu entnehmen.

Das beschriebene Vorgehen fand bei jeder durchgeführten Messung Anwendung und wird in den nächsten Kapiteln nicht explizit erwähnt.

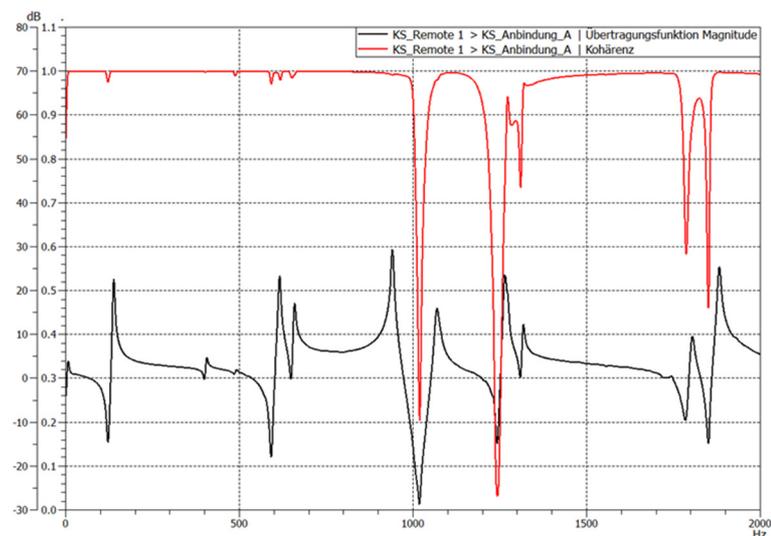


Abbildung 3-5: Beispiel Übertragungsfunktion u. Kohärenz am Prinzipversuch

3.2.1 Betriebsmessung

Im ersten Schritt wurde am zusammengebauten Modell in „frei-frei“-Lagerung die Betriebsmessung durchgeführt. Dazu wurde die Quellstruktur mit dem Impulshammer an der vorgesehenen Stelle angeregt. Hierbei ist zu beachten, dass der Impulshammer kalibriert ist und die Empfindlichkeitswerte entsprechend im Messsystem eingetragen werden. Bei der Bestimmung von Übertragungsfunktionen ist dies nicht zwingend erforderlich. An den Remotepunkten, sowie am Validierungspunkt wurden die Beschleunigungen gemessen. Die Sensoren an den Anbindungspunkten und der Referenzsensor der Quelle wurden ebenfalls mit aufgezeichnet. Das typische Kraftspektrum des Impulses zeigt Abbildung 3-6.

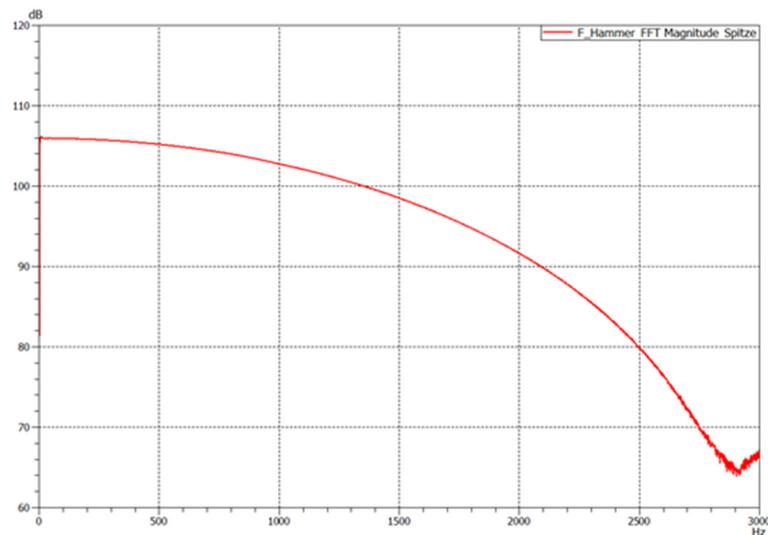


Abbildung 3-6: Kraftspektrum Impulshammer am Prinzipversuch

Analog dazu wurden die Messungen mit dem Exzentermotor durchgeführt. Dieser wurde während der Messung betrieben, um die Struktur mit dessen Unwucht anzuregen. Der Referenzsensor liefert die Frequenz der 1. Ordnung des Motors (Unwucht) bei ca. 160Hz (Abbildung 3-7), die in der Auswertung näher betrachtet wird. Die Ergebnisse beider Betriebsmessungen liefern den Vektor u_4 aus Gleichung 30.

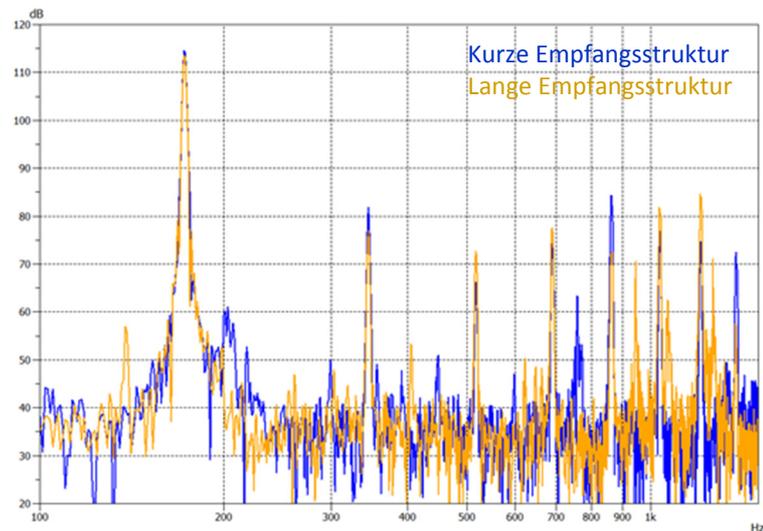


Abbildung 3-7: Anregungsspektrum des Exzentermotors am Prinzipversuch

3.2.2 Bestimmung der Übertragungsfunktionen

Für die Ermittlung der Übertragungsfunktionen zwischen den Koppelstellen und Antwortpunkten wurde die Struktur, weiterhin „frei-frei“ gelagert, reziprok vermessen. Die Anregung mittels Impulshammer geschah folglich an den Antwortpunkten, an den Schnittstellen wurden die Beschleunigung gemessen. Hierbei waren Quell- und Antwortstruktur weiterhin zum Gesamtsystem verbaut. Die Messung wurde somit *in situ* durchgeführt und ergibt die Admittanz-Matrix Y_{42} aus Formel 30.

Zusätzlich wurden die Punktimpedanzen der Koppelstellen bestimmt. Diese Übertragungsfunktionen beschreiben die Struktureigenschaften der vermessenen Komponente an dem jeweilig gewählten Punkt. Hierzu wurde die Gesamtstruktur zerlegt und die Quell- sowie die Empfängerstruktur einzeln betrachtet. Die Stahlwürfel die zwischen den beiden Balken verschraubt sind, wurden der Quelle zugeordnet. Gelagert wurde ebenfalls „frei-frei“. Abbildung 3-8 zeigt die Messpositionen exemplarisch am Anbindungspunkt A. An den Schnittstellen wurde ein Beschleunigungssensor geklebt und an derselben Stelle mit dem Impulshammer angeregt. Die (mechanische) Impedanz errechnet sich aus den gemessenen Größen nach folgender Formel. Das Beschleunigungssignal wird hierzu zur Schnelle integriert.

$$Z(f) = \frac{F(f)}{v(f)} \quad \left[\frac{Ns}{m} \right] \quad (37)$$

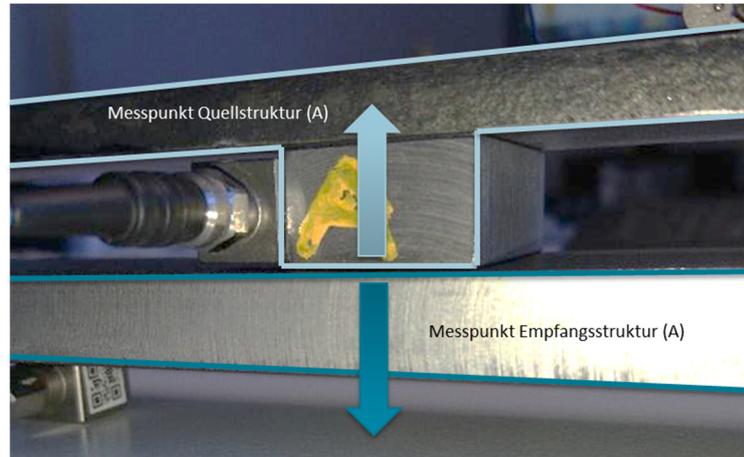


Abbildung 3-8: Messpunkt der Impedanzen am Prinzipversuch

3.2.3 Validierung

Da nachgewiesen werden soll, dass unabhängige Kräfte bestimmt werden können, wurde die Empfängerstruktur durch Kürzen in ihren Struktureigenschaften modifiziert. Anschließend wurden die oben beschriebenen Schritte wiederholt. Ergeben sich aus beiden Messungen die gleichen Betriebskräfte, kann die Methode als validiert angesehen werden.

Zusätzlich wurde wie beschrieben neben den sechs Remotepunkten ein siebter Antwortpunkt vermessen. Dieser dient zur Überprüfung der Berechnung an sich. Die gemessene Übertragungsfunktion geht nicht in die Matrixinversion für die Kraftbestimmung mit ein. Sie wird dazu verwendet, die Antwort am Validierungspunkt aus den Betriebskräften zu berechnen. Das Ergebnis kann dann mit Messung an derselben Stelle verglichen werden. Dieses Vorgehen wird in der Literatur häufig als „On-board Validation“ bezeichnet [1]. Das hierzu verwendete MATLAB-Skript kann im Anhang eingesehen werden. Auch hier gilt die Einschränkung auf einen Entwicklungsstand.

3.3 Ergebnisse

3.3.1 Hammeranregung

Die Ergebnisse der Versuche mit Impulshammer sind in Diagramm 3-9 für den Anbindungspunkt B dargestellt. Betrachtet man den Kurvenverlauf der beiden Kraftspektren, die die Messungen mit langem und kurzem Empfänger vergleichen, erkennt man deutlich den typischen spektralen Verlauf des Impulshammerschlages (vergl. Abb. 3-6). Stellt man die Kräfte linear dar, ergibt sich ein konstanter Verlauf (vergl. Abb. 3-14), der sich gut mit den Ergebnissen von [2] deckt. Bis ca. 500Hz liegen die Kurven nahezu exakt aufeinander, darüber weicht das Kraftspektrum an einzelnen diskreten Frequenzen mit deutlichen Peaks voneinander ab. Dieses Verhalten wird in Kapitel 3.3.3 näher betrachtet. Der generelle Verlauf bleibt vergleichbar. Anzumerken ist, dass die Ergebnisse aus zwei unterschiedlichen Messungen berechnet wurden, bei denen nur jeweils ein Impuls verwendet wurde. Die Messungen zueinander sind nicht normiert, aber es wurden zwei energetisch möglichst gleiche Anregungsimpulse verwendet.

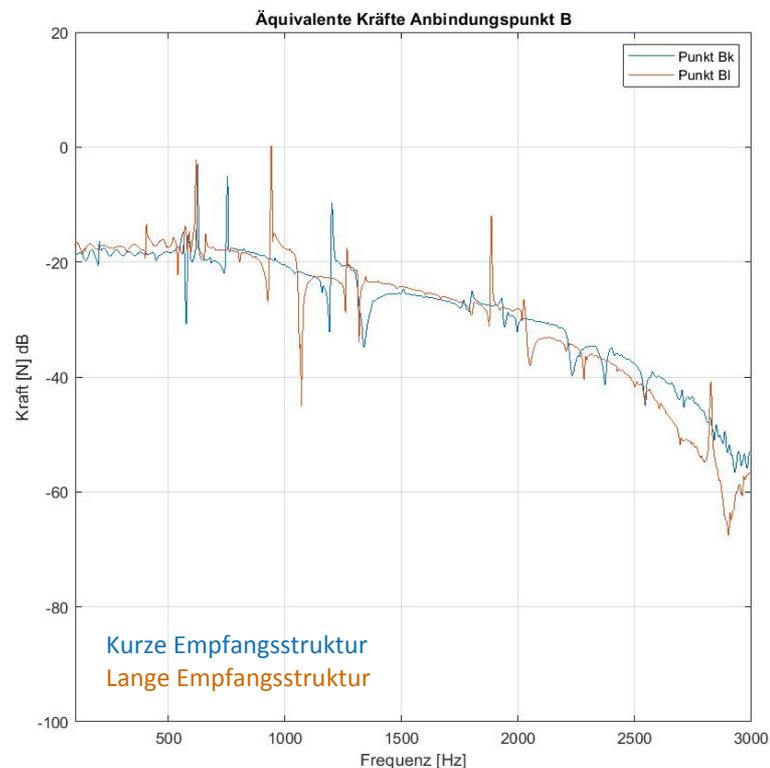


Abbildung 3-9: Äquivalente Kräfte bei Impulshammeranregung

Um die Qualität der Berechnungsmethode prüfen zu können, sind im Diagramm 3-10 zwei Beschleunigungsspektren des Validierungspunktes dargestellt. Die blaue Kurve zeigt das aus den Kräften und der Transferfunktion berechnete Spektrum. Gegenübergestellt ist die gemessene Strukturantwort aus der Betriebsmessung in orange. Die Lage der Resonanzstellen ist exakt identisch, auch der Pegelverlauf und das abfallende Spektrum ab ca. 2000Hz, wird sehr gut getroffen. Bei ca. 400Hz und 1500Hz weichen die Kurven voneinander ab. Dargestellt ist der Vergleich an der kurzen Empfangsstruktur.

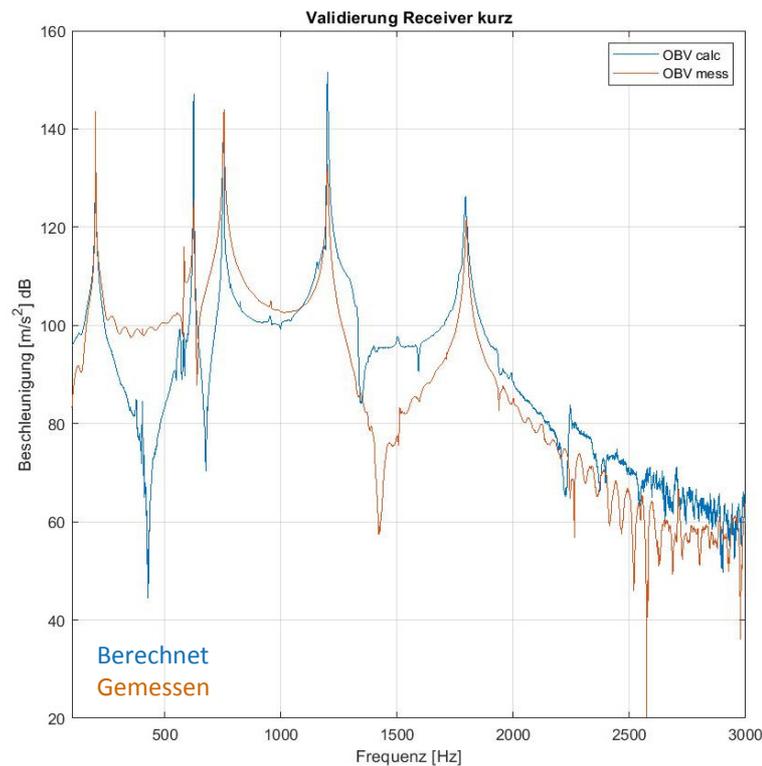


Abbildung 3-10: On-board Validation bei Impulshammeranregung

3.3.2 Exzenteranregung

Betrachtet man die berechneten Kräfte des Exzenterversuchs und beschränkt sich hierbei auf den unteren Frequenzbereich bis ca. 1000Hz, liefern die Messungen eine sehr gute Übereinstimmung. Die gemessene erste Ordnung des Motors deckt sich bei

beiden Empfängerstrukturen exakt in Frequenz und Amplitude. Ähnliches Verhalten zeigt sich bei den harmonischen Ordnungen. Darstellung in Abbildung 3-11 analog zu 3-9.

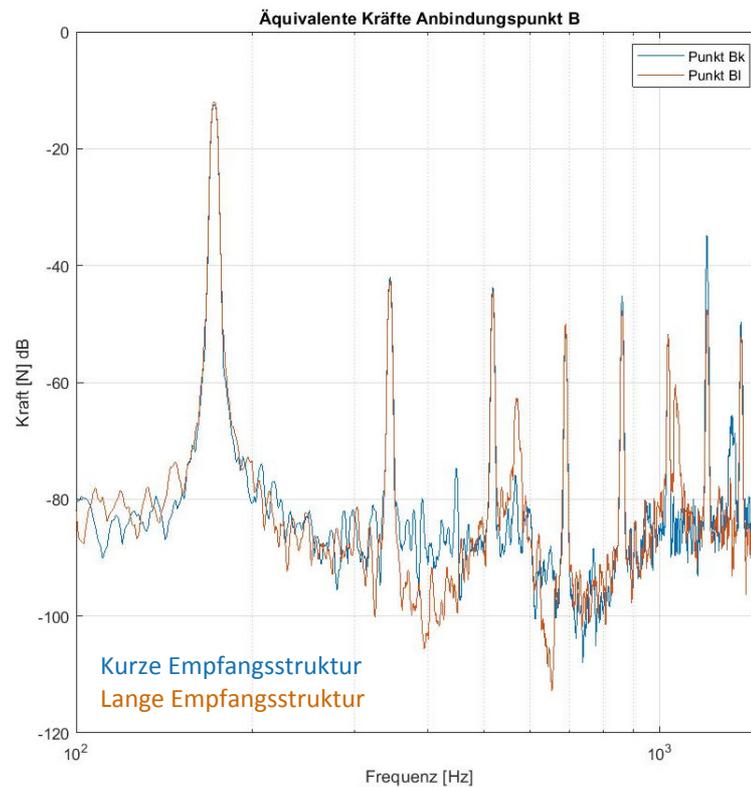


Abbildung 3-11: Äquivalente Kräfte bei Anregung mit Exzentermotor

Entsprechend den Versuchen mit Impulshammer stellt Diagramm 3-12 das berechnete und gemessene Beschleunigungsspektrum am Validierungspunkt gegenüber. Die Pegel verlaufen mit Ausnahme des Frequenzbereiches zwischen 300 und 600Hz auf gleichem Niveau. Die dominante Ordnung des Motors bei ca. 160Hz prägt sich in der Berechnung und Messung gleichartig aus. Dargestellt ist die Validierung am kurzen Empfänger.

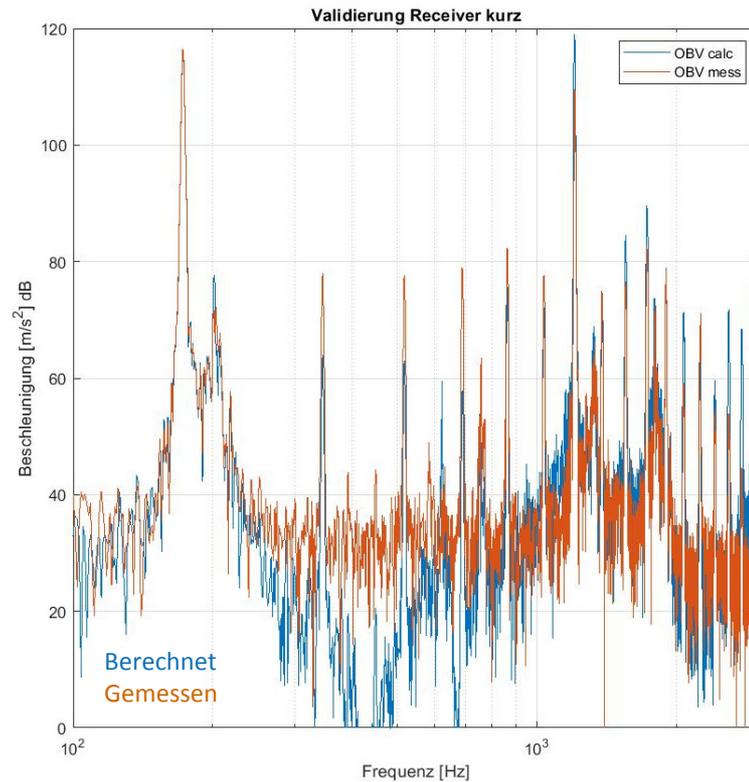


Abbildung 3-12: On-board Validation bei Anregung mit Exzentermotor

3.3.3 Impedanz-Betrachtung

Da die durchgeführte Technik den Einfluss der Empfangsstruktur kompensiert, müssen Unterschiede in den Struktureigenschaften dieser vorliegen, damit der oben aufgeführte Vergleich valide ist. Abbildung 3-13 stellt die Punktimpedanzen der zwei Empfängerbalken dem Anregungsspektrum des Exzenters gegenüber. Im oberen Diagramm erkennt man eine deutliche Verschiebung im Impedanzverlauf der Anbindung B. Die Resonanzstellen verschieben sich durch Kürzen der Struktur zu höheren Frequenzen. Betrachtet man die Bereiche der ersten Ordnungen der Anregung, sind deutliche Unterschiede zwischen den Struktureigenschaften der Empfänger zu erkennen.

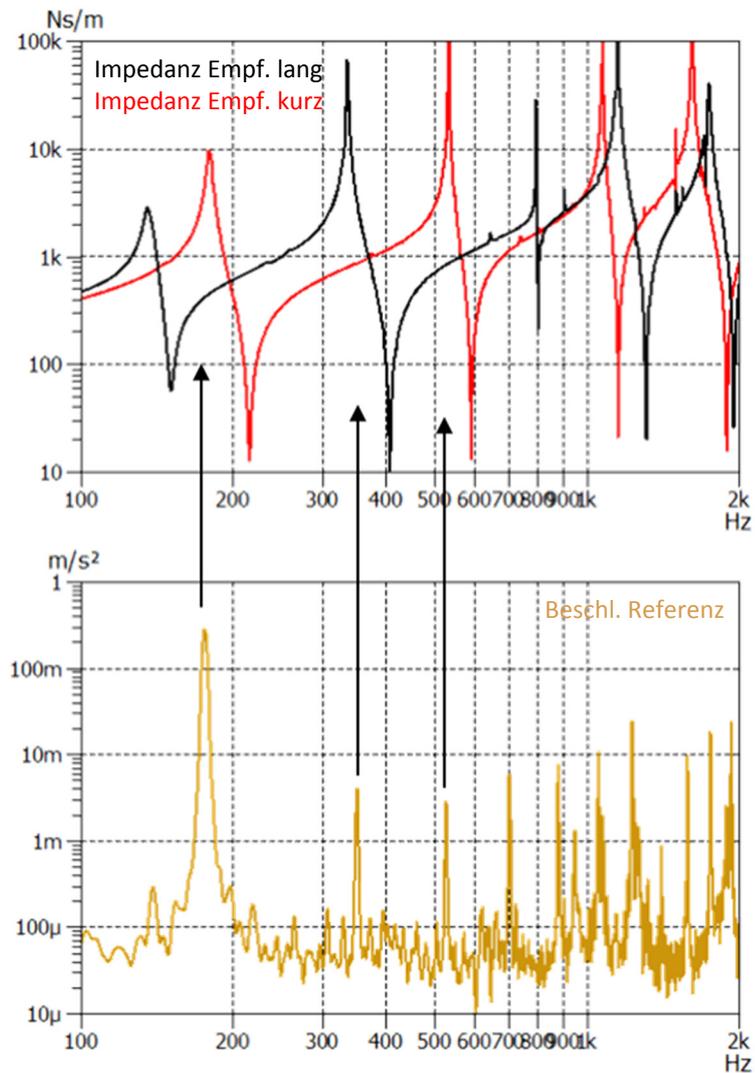


Abbildung 3-13: Impedanz der Empfängerstrukturen bei Exzenteranregung

Um der Ursache der in Kapitel 3.3.1 angesprochenen Peaks im Kraftspektrum auf den Grund zu gehen, wurde dieses mit den gemessenen Punktimpedanzen verglichen. Teilweise stimmt die Lage der Peaks mit den Resonanzfrequenzen des Empfängers überein (Abbildung 3-14). Am Anbindungspunkt A bei 400Hz und um 650Hz. In diesen Bereichen kann eine Rückwirkung des Empfängers nicht ausgeschlossen werden. Ein Vergleich mit den Impedanzmessung der Quellstruktur lieferte kein Ergebnis.

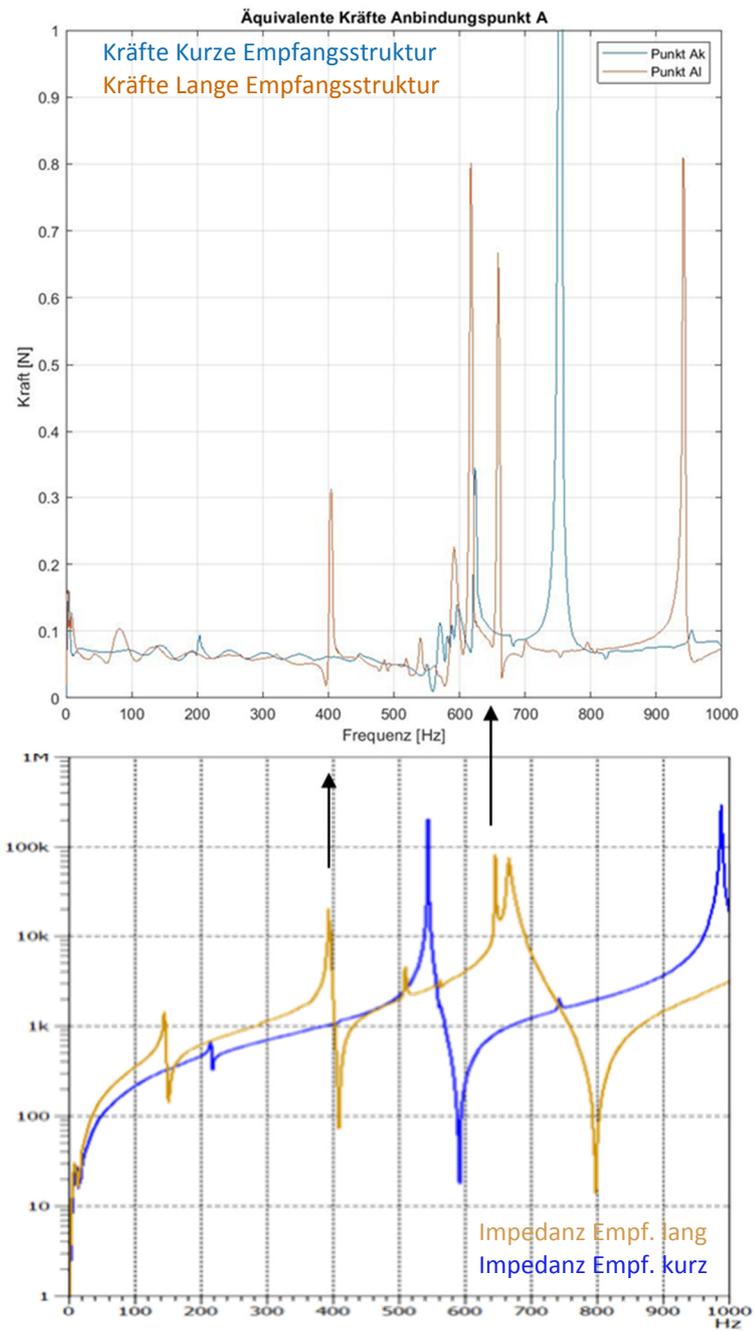


Abbildung 3-14: Vergleich Empfängerimpedanz bei Impulshammeranregung

3.3.4 Fazit

Für die Validierung der Methode wurde der oben beschriebene Versuch durchgeführt. Um die Hypothese zu bestätigen, dass unabhängige Kräfte berechnet werden können, wurden die Struktureigenschaften der verwendeten Empfangsstruktur nachweisbar variiert (Abb. 3-13). Dennoch liegen die berechneten Kräfte wie erwartet in Abbildung 3-11 sehr exakt übereinander. Der Nachweis, dass obwohl unterschiedliche Rückkopplungen der Antwortstruktur vorliegen, unabhängige Kräfte berechnet werden können, ist folglich erbracht.

An einzelnen diskreten Frequenzen zeigen sich besonders im Versuch mit Hammeranregung Abweichungen in der Übereinstimmung der Kräfte. Diese können mit den durchgeführten Untersuchungen nicht vollständig erklärt werden. Folgende Ursachen sind denkbar:

- Versagen der Methode in nichtlinearen Bereichen
- Nicht ausreichende Beschreibung des Systems und folglich Querwirkungen durch weitere Freiheitsgrade (untersucht wurde nur eine translatorische Koordinatenrichtung)
- Einschränkungen in der Messqualität (z.B. Anbindung der Sensoren, Handhabung Impulshammer)
- Optimierungsbedarf in der Berechnungsmethode (Überbestimmung, Singulärwertzerlegung)
- Unterschiede in den Anregungspegeln oder im angeregten Frequenzbereich der zwei durchgeführten Messreihen

4 Klassische TPA im Fahrzeug

4.1 Ziel und Versuchsaufbau

Um das Übertragungsverhalten und die Hauptpfade des Lenkgetriebes in den Fahrzeuginnenraum kennenzulernen, wurde zu Beginn der Arbeit eine Klassische TPA mit Matrix-Inversion auf Körperschallebene durchgeführt. Auf Basis der Ergebnisse wird der Ansatz, die Lenkung nur über die Anbindungspunkte auf dem Integralträger zu charakterisieren, bewertet. Die mögliche Übertragung von abgestrahltem Luftschall in den Fahrzeuginnenraum wurde qualitativ mittels Totaldämmung abgeschätzt.

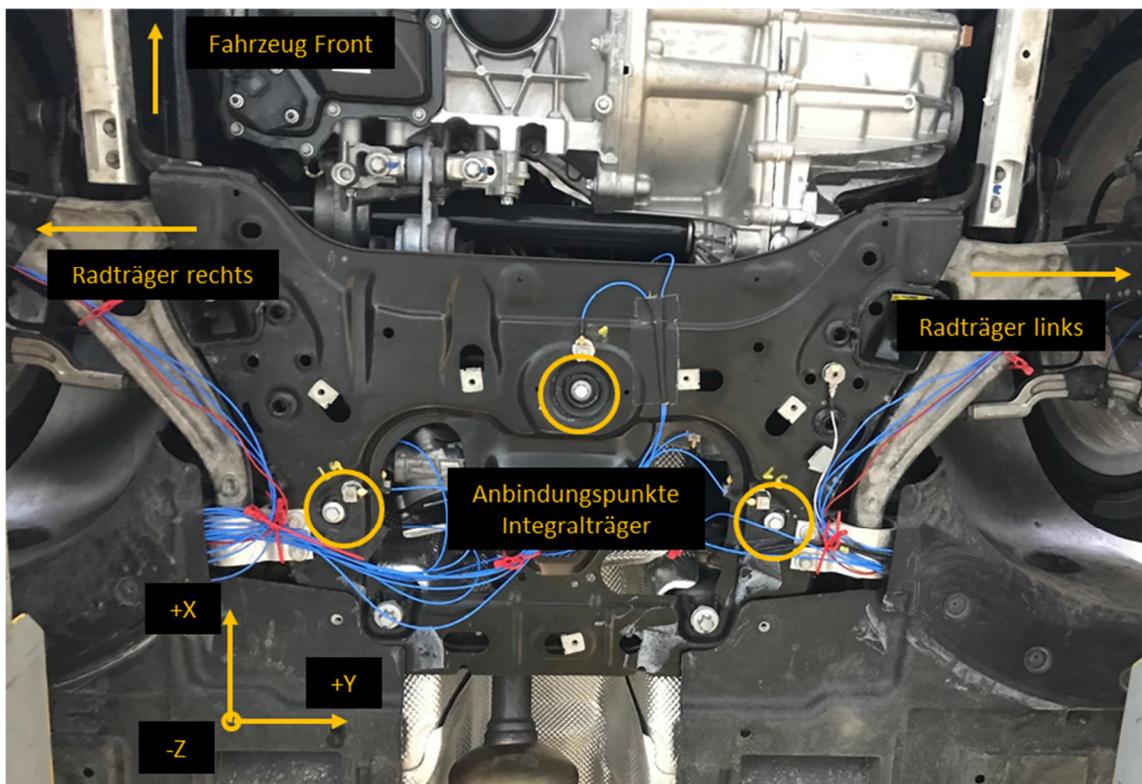


Abbildung 4-1: Referenzpunkte am Lenkgetriebe bei der Klassischen TPA

Transferpfadanalyse Körperschall

Für diese Untersuchung wurde im ersten Schritt das Lenkgetriebe ausgebaut, um die Karosserie auf mögliche Körperschallpfade zu untersuchen. Für alle weiteren Messungen war außerdem die Verwendung ein neues Lenkgetriebes angedacht, das in diesem Zuge eingebaut werden konnte. Als mögliche Pfade für Körperschallübertragung wurden die folgenden Wege definiert:

- Die drei Anbindungspunkte der Lenkung auf dem Integralträger (Bild 4-1) zum Fahrzeuginnenraum
- Jeweils die Anbindung der Spurstange an den Radträger (links/rechts) in den Fahrzeuginnenraum (Bild 4-2)
- Die Kupplung der Lenkungseingangswelle zur Lenksäule in den Innenraum des Fahrzeugs. Bei dieser Position stellte sich bei der Durchführung der Messungen heraus, dass sich die Anregung mittels Impulshammer im vertretbaren Rahmen nicht umsetzen lies. Daher wurde dieser Pfad verworfen.

Je Anregungs- oder auch Referenzpunkt wurden zwei triachsiale Beschleunigungssensoren als Indikatoren geklebt. Der auf den Bildern zu erkennende dritte Sensor wurde aufgrund seines zu großem Messbereichs nicht verwendet. Als Antworten wurden die Schalldrücke auf der Fahrerposition (Mikrofone am Ohr links/rechts) sowie auf der Beifahrerposition (Kunstkopf) gemessen. Um die Anregung in alle Raumrichtungen zu gewährleisten, wurden an den Radträgern Metallwürfel möglichst nahe an den Verschraubungspunkten geklebt. Für die Anbindungspunkte wurden Hülsen gefertigt, die mit den Originalschrauben am Integralträger befestigt wurden. Bild 4-2 zeigt die Messpositionen.

Zusätzlich zu den oben genannten Messpunkten, die zur Transferpfadanalyse nötig sind, wurden zur Beschreibung des Betriebszustandes die für die Lenkung relevanten CAN-Signale mitgeschrieben. Zum selben Zweck wurden an den Spurstangen Dehnmessstreifen appliziert, um eine Aussage über die Lenkkräfte zu erhalten.



Abbildung 4-2: Messpositionen der Klassischen TPA

Qualitative Abschätzung der Luftschallfade

Der Aufwand einer vollständigen Luftschall-TPA wurde in dieser Arbeit aus Zeitgründen vermieden. Erfahrungsgemäß spielt die Luftschallabstrahlung der Lenkung nur eine untergeordnete Rolle. Daher wurde deren Einfluss qualitativ abgeschätzt. Hierzu wurde das komplette Lenkgetriebe in absorbierendem Schaumstoff gekapselt (Abbildung 4-4)

und in diesem Zustand eine Betriebsmessung durchgeführt, die mit der ungekapselten Lenkung verglichen werden kann. Die Wirksamkeit der Kapselung wurde stichpunktartig an einer Position mittels Nahfeldmikrofon (Abbildung 4-5) überprüft.



Abbildung 4-3: Kapselung des Lenkgetriebes (Integralträger abgelassen)



Abbildung 4-4: Nahfeldmikrofon an der Kapselung (Lenkung im Hintergrund)

4.2 Durchführung der Messung

Für die Bestimmung der Transferfunktionen wurde das Fahrzeug ohne verbaute Lenkung auf die Räder gestellt, um in Originallage messen zu können. Die Referenzpunkte wurden mittels Impulshammer in die drei Koordinatenrichtungen angeregt. Für die Invertierung erhält man somit eine mit Faktor 2 überbestimmte 18×9 Matrix. Die später benötigten Übertragungsfunktionen zu den eigentlichen Antwortpunkten und ein Validierungspunkt, wurden in dieser Messung zusätzlich mit erfasst.

Anschließend wurde das neue Lenkgetriebe im Fahrzeug verbaut, um im Anschluss die Betriebsmessungen durchzuführen. Hierzu wurde im Stillstand ohne laufenden Verbrennungsmotor aus der Mittellage heraus in den Endanschlag links, dann rechts, durchgelenkt. Dies geschah in unterschiedlichen Geschwindigkeiten, von ca. $100^\circ/\text{s}$ bis $500^\circ/\text{s}$ in 100° Schritten auf dem werkseigenen Versuchsgelände. Da sich bei der Sichtung der Messdaten herausstellte, dass durch die manuellen Lenkbewegungen Störgeräusche entstehen, wurde das Fahrzeug in den folgenden Untersuchungen synthetisch gelenkt. Dies geschah mit gezieltem Manipulieren des Parkassistenten, über den die Lenkung wie gewünscht angesteuert werden kann. Die Bedienung der Messsoftware und die Ansteuerung der Lenkung kann somit von außerhalb des Fahrzeugs durchgeführt werden.

Die Messungen für die Abschätzung der Luftschallpfade wurden, da auch Störgeräusche von der Versuchsstrecke nicht vermieden werden konnten, in einem reflexionsarmen Halbfreifeld-Raum durchgeführt.

4.3 Ergebnisse

4.3.1 Betriebskräfte

Abbildung 4-5 zeigt die berechneten Betriebskräfte bei 500°/s Durchlenken als Kanalübersicht. Bei den Punkten 11 und 21 handelt es sich um die Radträger, Punkte 31 bis 51 stellen die Anbindungspunkte am Integralträger dar. Betrachtet man die Ergebnisse gesamthaft über den dargestellten Frequenzbereich, lassen sich tendenziell höhere Kräfte an den Anbindungspunkten erkennen. Einzelne diskrete Frequenzbereiche werden in dieser Untersuchung nicht näher betrachtet.

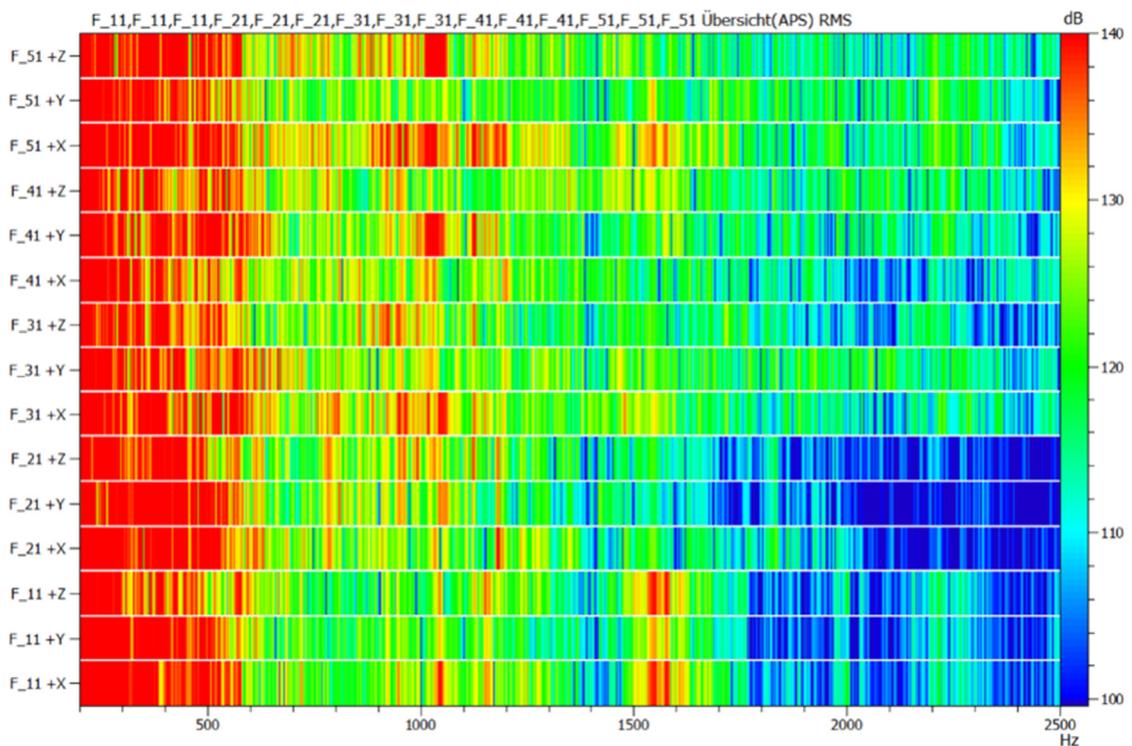


Abbildung 4-5: Betriebskräfte der Lenkung bei der Klassischen TPA

Da, wie schon erwähnt, die Luftschallkanäle der Betriebsmessung mit Störgeräuschen behaftet sind, war die übliche Optimierung über eine Synthese der Luftschallantworten und deren Vergleich mit den gemessenen Werten nicht möglich. Alternativ wurde zur Validierung der Berechnung ein zusätzlicher Körperschallmesspunkt auf dem Integralträger berechnet und der Messung gegenüber gestellt. Abbildung 4-6 zeigt

diesen Vergleich. Bis ca. 1200Hz liegt die blaue, berechnete Kurve sehr gut über der gemessenen. Darüber sind die Kurven bis zur maximal betrachteten Frequenz von 2500Hz gut zu vergleichen. Die Berechnung der Inversen Matrix wurde mit einer pauschal angesetzten Reduktion um zwei Singulärwerte durchgeführt. Da die Validierungsergebnisse zufriedenstellend sind, wurde auf weitere Optimierungsschritte verzichtet.

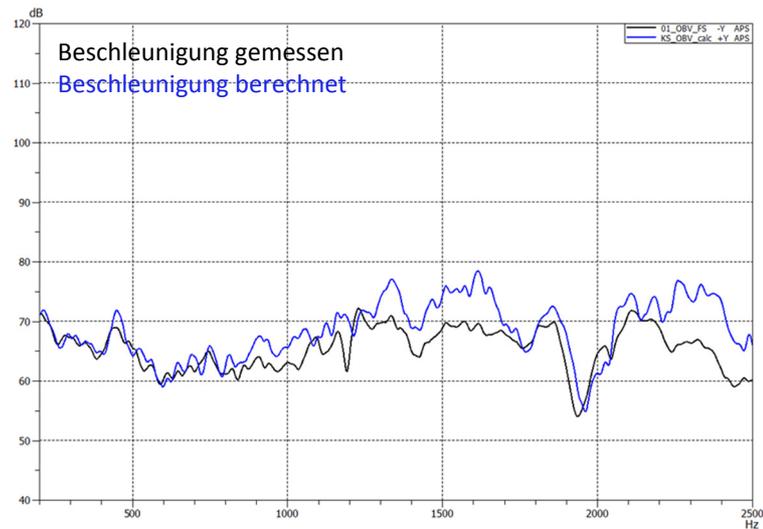


Abbildung 4-6: Validierung der Klassischen TPA

4.3.2 Luftschallbeiträge

Multipliziert man die Betriebskräfte mit den gemessenen Übertragungsfunktionen zu den Antwortpunkten im Fahrzeuginnenraum, erhält man die einzelnen Luftschallbeiträge der Pfade. In Abbildung 4-7 sind diese zu den vier Luftschallpositionen dargestellt. Oben links und rechts zum Fahrerohr links rechts, unten analog zum Kunstkopf auf dem Beifahrersitz. Deutlich erkennt man die Sensitivität des Fahrzeuges bezüglich der Anbindungspunkte am Integralträger in allen Raumrichtungen (31 bis 51). Die Luftschallbeiträge über die Radträger sind im Vergleich niedriger (11 und 21).

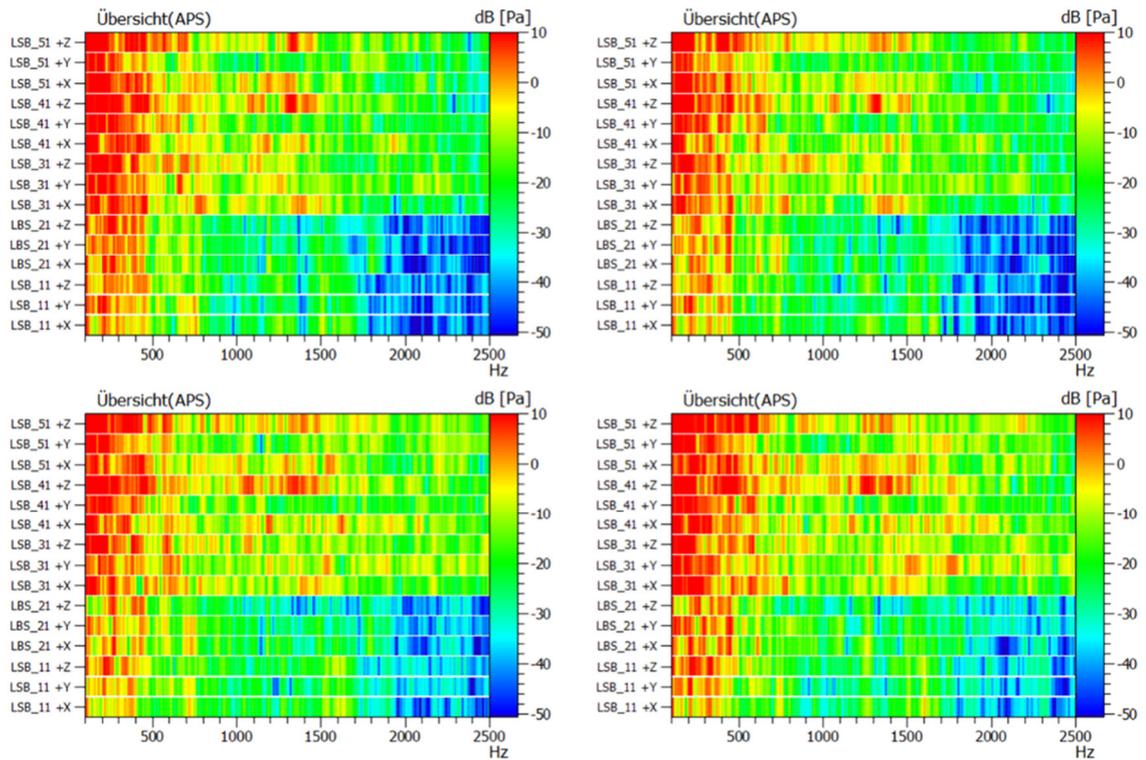


Abbildung 4-7: Luftschallbeiträge der Lenkung bei der Klassischen TPA

4.3.3 Luftschallabstrahlung

Um mögliche Beiträge durch direkt abgestrahlten Luftschall zum Gesamtgeräusch im Innenraum abzuschätzen, wurden zwei Betriebsmessungen (500°/s), eine davon gekapselt, miteinander verglichen. Abbildung 4-8 zeigt den Luftschallpegel am Fahrerohr links (oben) und rechts (unten). Die rote Kurve stellt die Basis-Messung, die grüne die Messung mit gekapselter Lenkung dar. Beide verlaufen nahezu identisch über einen weiten Frequenzbereich. Die gestrichelte Linie zeigt das Ruhegeräusch ohne aktiver Lenkung. Der Peak bei ca. 850Hz stellt vermutlich ein Störgeräusch eines aktiven Steuergerätes dar. Dieser Bereich ist, durch mangelhaften Signalabstand zum Grundgeräusch, von der Betrachtung auszuschließen. Diagramm 4-9 zeigt die Wirksamkeit der Absorption an der Lenkung. Der Pegel der gekapselten Lenkung (grün) liegt bei ca. 400Hz und ab ca. 800Hz deutlich niedriger als bei der Basismessung. Die gestrichelte Kurve zeigt den Ruhepegel.

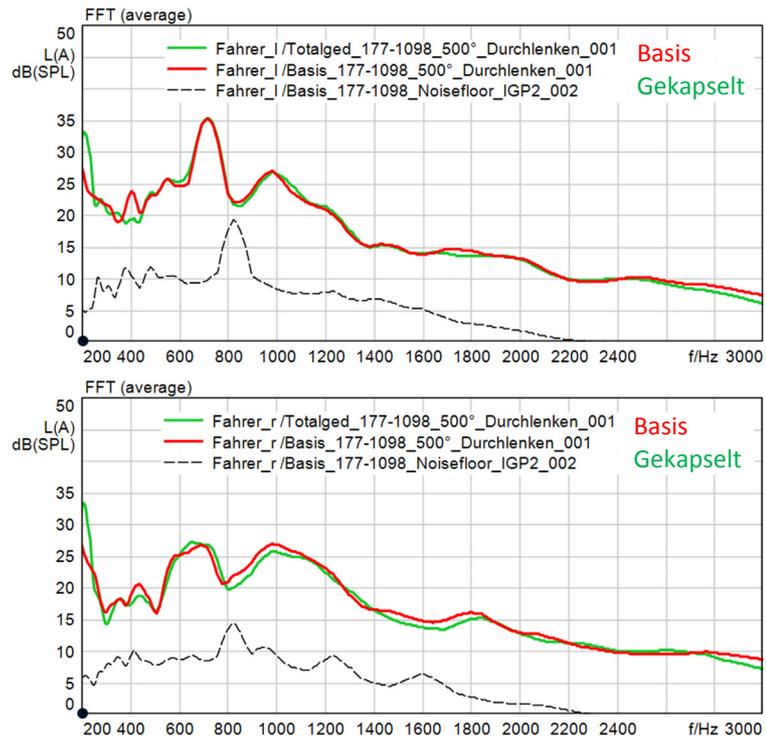


Abbildung 4-8: Vergleich der Kapselung der Lenkung

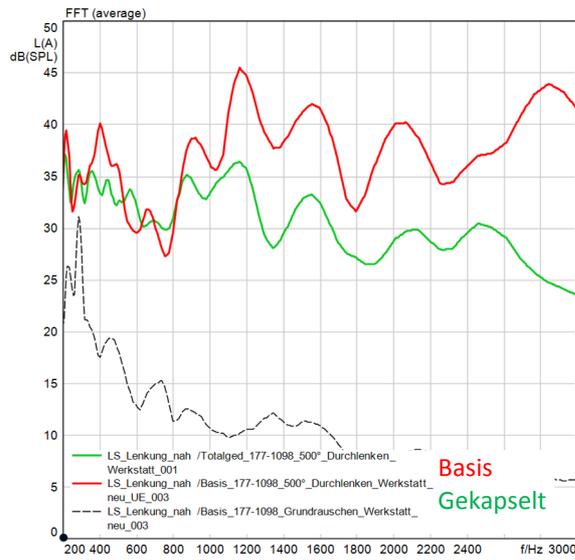


Abbildung 4-9: Wirksamkeit der Kapselung an der EPS

4.3.4 Fazit

Basierend auf den gezeigten Ergebnissen, lassen sich die Verschraubungspunkte der Lenkung auf dem Integralträger als Hauptpfade (betrachtet zu den Hörpositionen Fahrer und Beifahrer) definieren. Die Luftschallabstrahlung von der EPS spielt nur eine untergeordnete Rolle. Der für die weiteren Untersuchungen verwendete Ansatz, die Untersuchungen auf die Anbindungspunkte zu reduzieren, ist damit zulässig.

Die Validierung der Ergebnisse mittels Luftschallsynthese ist noch durchzuführen. Aus genannten Gründen wurde der mögliche Pfad über die Lenkungseingangswelle nicht betrachtet. Dessen möglicher Einfluss muss näher untersucht werden. Während den Messungen war es nicht immer möglich, die Paarung zwischen Reifenaufstandsfläche und Bodenbelag immer gleich zu halten. Dies kann zu anderen Betriebszuständen führen, die Auswirkungen auf die Messergebnisse haben können.

Um die Qualität der Übertragungsfunktionen zu optimieren, kann weiterhin versucht werden, durch Positionierungsversuche der Indikatoren mehr unkorrelierte Informationen für die Admittanz-Matrix zu erhalten. Hierdurch sollten die Ergebnisse der Matrix-Inversion noch verbessert werden können. Zusätzlich besteht die Möglichkeit einzelne zu schlechte Übertragungsfunktionen gegebenenfalls zu verwerfen. Die Wirksamkeit muss hierbei im Einzelnen geprüft werden und kann nicht als pauschaler Ansatz angewendet werden.

5 Komponentenbasierte TPA im Fahrzeug

5.1 Ziel und Versuchsaufbau

Basierend auf den Ergebnissen des Modellversuches und der klassischen Methode wurde die Komponentenbasierte TPA am Fahrzeug angewendet. Ziel ist die Bestimmung äquivalenter Kräfte zur Charakterisierung der EPS. Hierzu wurden die drei Anschraubpunkte der Lenkung mit triachsialen Beschleunigungssensoren aufgerüstet, um die translatorischen Freiheitsgrade abzubilden. Die Positionierung geschah auf den Armen des Gehäuses (Abbildung 5-1).

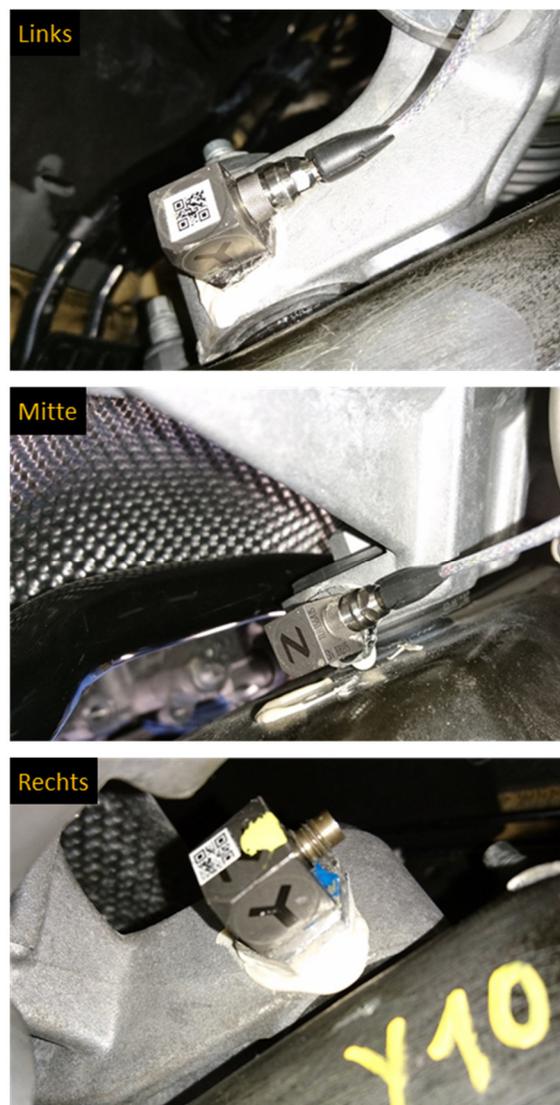


Abbildung 5-1: Referenzpunkte der Komp. TPA am Fahrzeug

Für die Remotepositionen wurden monoachsiale Sensoren verwendet und relativ wahllos auf dem Integralträger verteilt. Insgesamt wurden 18 Sensoren geklebt, um bei den neun Referenz-Freiheitsgraden eine zweifache Überbestimmung zu erhalten. Damit möglichst unkorrelierte Daten zur Verfügung stehen, wurden die Remotesensoren nach Möglichkeit auf die drei Raumrichtungen aufgeteilt. Erwartungsgemäß sollte sich der Integralträger als flächige Hohlstruktur in die verschiedenen Koordinatenrichtungen aus strukturdynamischer Sicht unterscheiden. Die Ausrichtung in die Fahrzeugkoordinatenrichtungen ist hier nicht zwingend notwendig, da es sich um frei wählbare Antwortpositionen handelt. Eine weitere Anforderung ist die Erreichbarkeit mit dem Impulshammer. Abbildung 5-2 zeigt die Verteilung der Remote-Sensoren. Zusätzlich wurde ein Triachs-Sensor für die Validierung auf dem Integralträger sowie ein Triachs-Sensor als Referenz auf dem E-Motor der Lenkung geklebt.

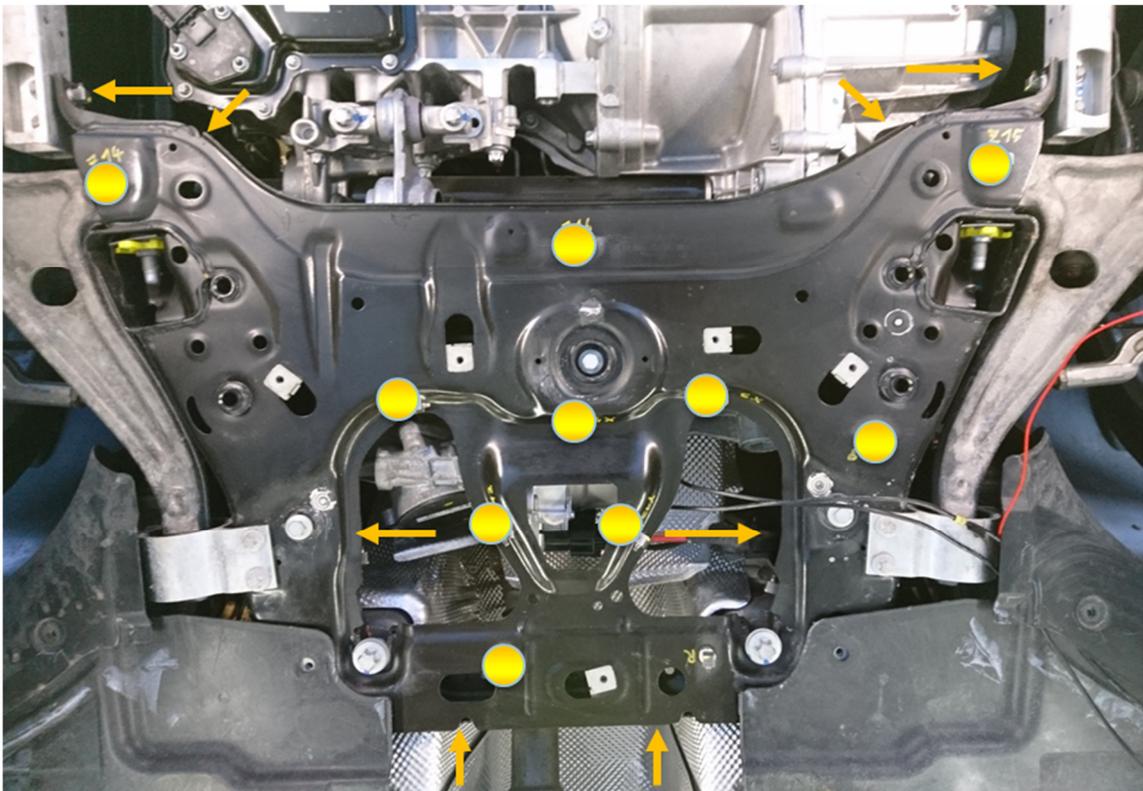


Abbildung 5-2: Übersicht der Remote-Punkte

5.2 Durchführung der Messung

Vor Beginn der Untersuchung wurde die Messkette mittels Einpunkt-Kalibrierung adaptiert. Die Betriebsmessungen wurden analog zu den Vorversuchen mit synthetischer Ansteuerung bei $500^\circ/\text{s}$ durchgeführt. Um den Betriebszustand des Lenkgetriebes zu charakterisieren, wurden ebenfalls die Spurstangenkräfte und die grundlegenden Steuergerätegrößen erfasst. Die Bestimmung der Übertragungsfunktionen geschah reziprok, da die Zugänglichkeit an den Armen der Lenkung durch deren Anbindung oberhalb des Integralträgers stark eingeschränkt ist. Hierzu wurde der jeweilige Remote-Sensor entfernt und normal zur Oberfläche (in Messrichtung des Sensors) angeregt. Abbildung 5-3 zeigt zwei Remotepunkte und deren schräge Lage im Vergleich zum Fahrzeugkoordinatensystem. Je Anschlagpunkt wurden mehrere Anregungen durchgeführt und schließlich immer fünf Übertragungsfunktionen gemittelt. Das Fahrzeug stand dabei mit verbauter Lenkung (Insitu-Messung) in Originallage auf den Rädern.

In den Betriebskräften sollten sich die spektralen Besonderheiten der Anregung wiederfinden. Zu Vergleichszwecken wurde daher das Beschleunigungsspektrum des Referenzsensors auf der Lenkung ausgewertet und in Abbildung 5-4 dargestellt. Deutlich zu erkennen ist die 5. Ordnung (Polpaare) und die 10. Ordnung (Nuten) des Elektromotors bei ca., 200Hz bzw. 400Hz. Diese zwei Bereiche sollen für die weiteren Betrachtungen im Fokus stehen.

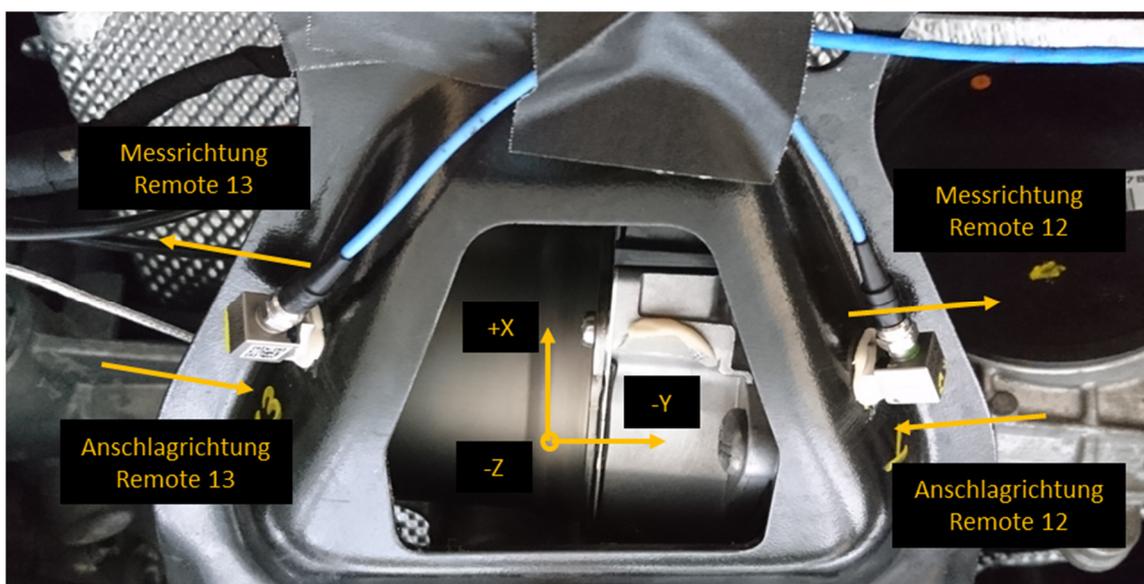


Abbildung 5-3: Beispiel der reziproken Messung der Übertragungsfunktionen

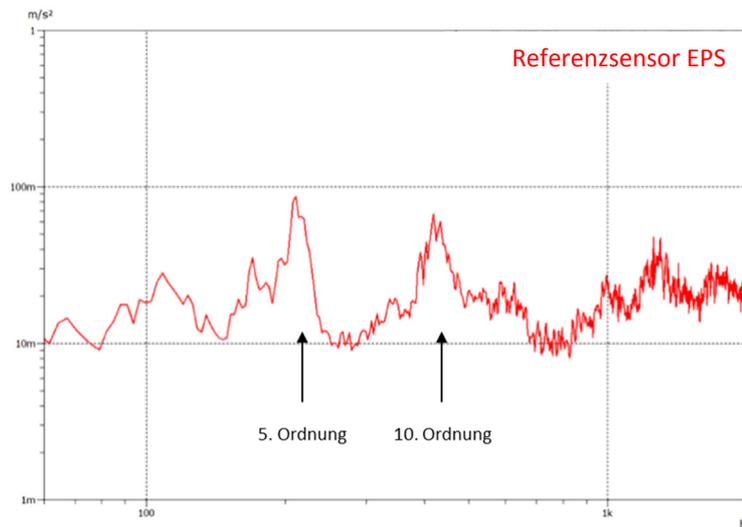


Abbildung 5-4: Anregungsspektrum der EPS im Fahrzeug

5.3 Ergebnisse

5.3.1 Betriebskräfte und Validierung

Nach der Betriebsmessung sowie der Bestimmung der Transferfunktionen wurden die Betriebskräfte mit dem entwickelten MATLAB-Skript berechnet. Die Verwendung aller Übertragungsfunktionen und aller Singulärwerte lieferte gesamthaft betrachtet die besten Ergebnisse. Abbildung 5-5 zeigt das Kraftspektrum der neun Referenzfreiheitsgrade in einem Diagramm. Im Bereich der Ordnungen der EPS lassen sich Überhöhungen im Kurvenverlauf erkennen. Oberhalb 1000Hz wiederholt sich ein solcher Bereich, der sich auch im Anregungsspektrum wiederfindet.

Zur Validierung der Ergebnisse wurde, wie in den Untersuchungen zuvor, ein zusätzlicher Sensorpunkt gemessen, der in der Übertragungsfunktionsmatrix zur Berechnung der Kräfte nicht verwendet wurde. Der Vergleich zwischen berechneter und gemessener Beschleunigung in X-Richtung ist in Diagramm 5-6 dargestellt. Bis ca. 800Hz sind die Kurven sehr gut vergleichbar, darüber ist bis zu den dargestellten 2kHz noch ein ähnlicher Verlauf zu erkennen. Die Überhöhungen der Ordnungen sind wieder deutlich zu erkennen und stimmen in Frequenz und Pegel sehr gut überein.

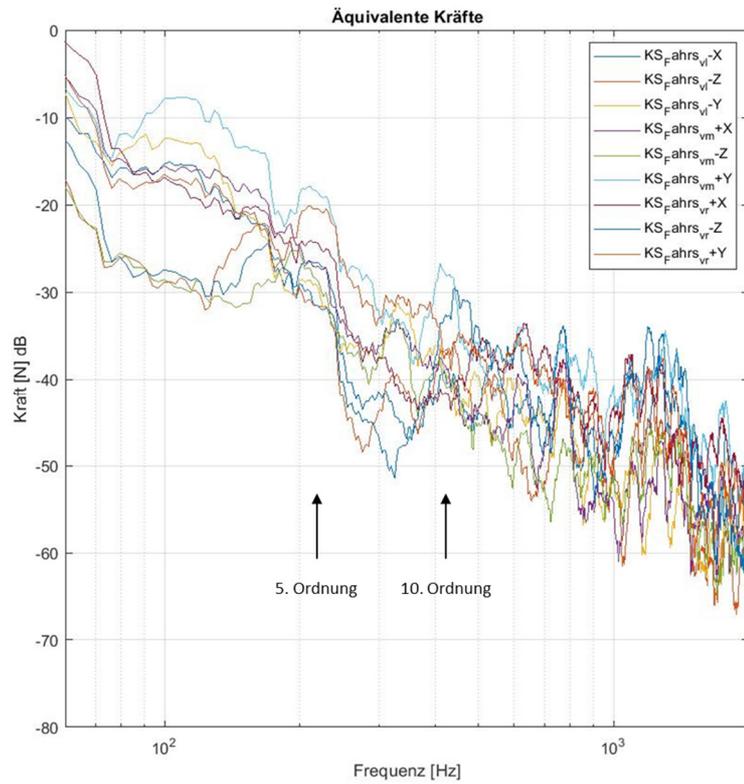


Abbildung 5-5: Äquivalente Kräfte der EPS im Fahrzeug

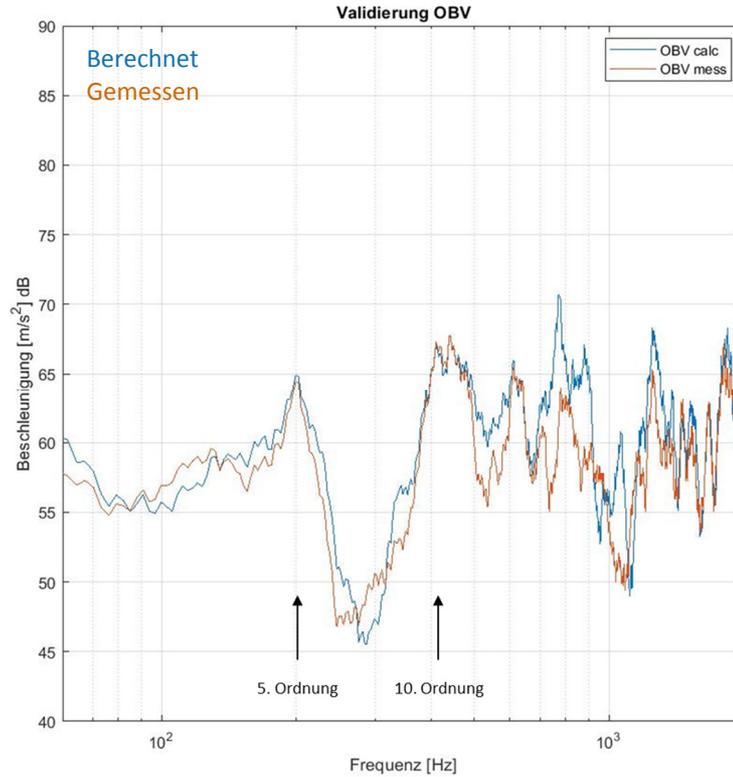


Abbildung 5-6: Validierung der Komponentenbasierten TPA im Fahrzeug

5.3.2 Fazit

Setzt man die durchgeführte Validierung als Maß für eine erfolgreiche Umsetzung der Methode, kann man im Frequenzbereich bis ca. 800Hz, und mit Einschränkungen darüber hinaus, belastbare Ergebnisse berechnen. Im Prinzipversuch findet sich das spektrale Verhalten der Anregung in den Kräften wieder. Diese Beobachtung kann auf die Fahrzeugmessung übertragen werden und plausibilisiert die Ergebnisse zusätzlich.

Die für die Luftschallsynthese notwendige Messung der Übertragungsfunktionen wurde zwar durchgeführt, konnte aber im Rahmen der Arbeit nicht mehr analysiert werden. Diese Ergebnisse können vergleichbar zur Körperschallvalidierung zur Überprüfung der Methode verwendet werden.

Im Gegensatz zur klassischen Methode, die im Zeitbereich berechnet wurde, arbeitet das MATLAB-Skript im Frequenzbereich. Bei der Analyse zeigte sich, dass der verwendete Zeitausschnitt einen möglichst stationären Zustand beinhalten muss. Jegliche Abweichungen davon oder transiente Effekte führen durch die Mittelung in der Transformation zu Unschärfe in den Ergebnissen. Die Umsetzung der Methode im Zeitbereich birgt daher Potential, die Resultate noch zu verbessern.

Da die Fahrzeugmessung möglichst nahe den Realzustand abbilden sollte, wurde die Lenkung über die originalen Gummilager angebunden. Eventuelle nichtlineare Effekte der Elastomere können zur Verschlechterung der Ergebnisse führen. Eine Wiederholmessung mit Metallbüchsen anstelle der Gummilagerung wäre daher zielführend, um diesen Einfluss zu prüfen.

Die Einbindung der rotatorischen Freiheitsgrade an den Anbindungspunkten kann die Ergebnisqualität möglicherweise zusätzlich verbessern.

Analog zur klassischen Methode kann versucht werden, die Qualität der Übertragungsfunktionen zu optimieren (vergl. Kapitel 4.3.4). Eine Modalanalyse des Integralträgers kann Ansatzpunkte für die Positionierung der Remotepunkte mit möglichst unabhängigem Verhalten liefern.

6 Komponentenbasierte TPA am Prüfstand

6.1 Ziel und Versuchsaufbau

Nach der Messung im Fahrzeug sollte die Methode auf einen Lenkgetriebe-Prüfstand übertragen werden, um nachzuweisen, dass die mit einer anderen Empfängerstruktur bestimmten Kräfte gleichwertig zu den Fahrzeugkräften sind. Hierzu wurde das schon vermessene Lenkgetriebe aus dem Fahrzeug ausgebaut und weiter verwendet. Bei positivem Nachweis kann die Absicherung der NVH-Qualität ohne aufwändige und teure Erprobungen im Fahrzeug erfolgen. Besonders in frühen Projektphasen sind geeignete Prototypen selten und die Versuche kostspielig und daher ein solcher Übertrag zielführend.

Die Anbindungskonsole des Prüfstandes an der die Lenkgetriebe verschraubt werden, ist sehr massiv und steif ausgeführt. Um bei den Messungen der Remote-Punkte einen ausreichend guten Abstand zum Grundgeräusch sicherzustellen, wurde als Empfängerstruktur der schwingfähigere Integralträger verwendet. Mittels Hilfskonstruktion wurde dieser mit dem Prüfstandsbett verbunden. Neben der schnelleren Umsetzung im Vergleich zu einer komplett neu konstruierten Aufnahme konnte die EPS wieder an den originalen Anschraubpunkten mit Originalschrauben befestigt werden. Mögliche negative Montageeinflüsse sind somit minimiert. Abbildung 6-1 zeigt die Lenkung auf dem Prüfstand montiert.²

Über die auf den Spurstangen applizierten Dehnmessstreifen können die Reaktionskräfte, die auf die Lenkung wirken, mit den Fahrzeugmessungen verglichen werden. Eine Hebelmechanik bildet die Einbaulage im Fahrzeug nach. Darüber werden die vom Prüfstand über Hydraulikzylinder aufgebrachten Kräfte auf die EPS übertragen. Zum Durchlenken steht ein Elektromotor zur Verfügung, der auf der Lenkungseingangswelle einkoppelt. Alternativ wurde jedoch in dieser Arbeit analog zum

² Die Abbildung zeigt den Prüfstandsaufbau ohne Ausrichtung der Hebelmechanik und ohne DMS auf den Spurstangen. Die Hydraulikzylinder sind zu Montagezwecken zurückgefahren und nicht an der Hebelmechanik angekoppelt.

Fahrzeug synthetisch durchgelenkt. Eine Restbus-Simulation bildet in der Prüfstands Umgebung die restliche Steuergerätearchitektur nach, um die Lenkung im Normalbetrieb ansteuern zu können.

Die restliche Messtechnik wurde analog zum Fahrzeugversuch aufgerüstet, wobei die Remotepunkte an neue Positionen verteilt wurden. Die Zugänglichkeit für den Impulshammer spielt durch den freien Aufbau eine untergeordnete Rolle. Die Sensoren an den Anbindungspunkten, sowie der Referenzsensor verblieben beim Ausbau der Lenkung auf ihrer Position, um Einflüsse durch erneutes Rüsten zu vermeiden.

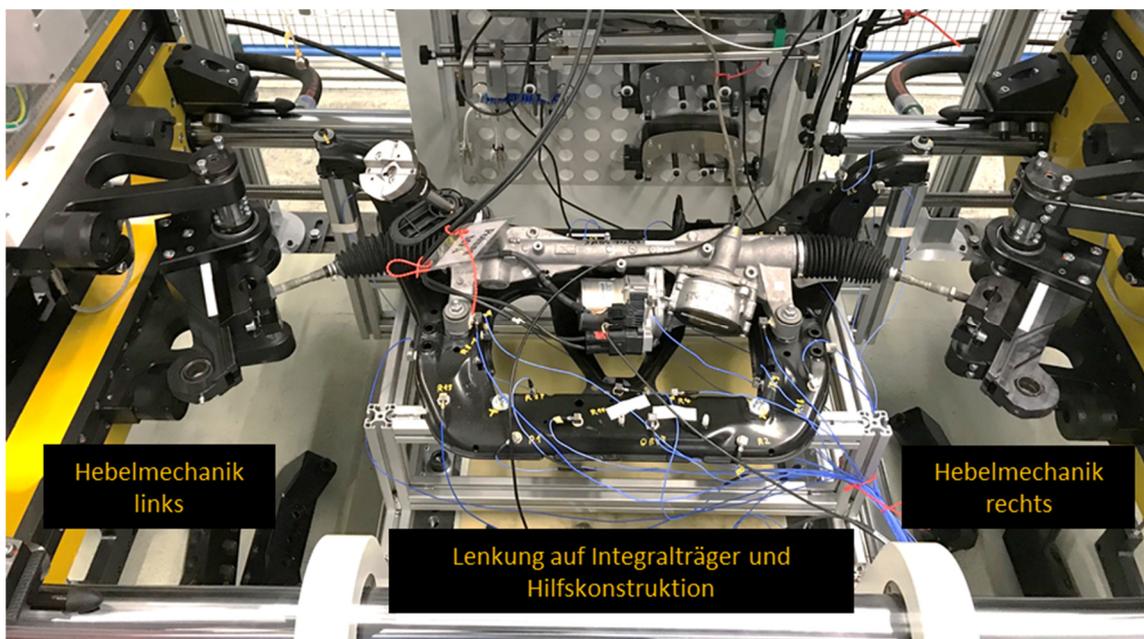


Abbildung 6-1: Versuchsaufbau Lenkgetriebe-Prüfstand

Während der Inbetriebnahme des Versuchsaufbaus stellte sich heraus, dass es mit dem Entwicklungsstand der Prüfstandsregelung nicht möglich war, die Lenkung entsprechend den Anforderungen für das Durchlenken zu betreiben. Die im Fahrzeug auftretenden Reaktionskräfte konnten nicht nachgebildet werden. Als alternative Belastungseinheit wurde daher mit einer simplen Gummiseil-Konstruktion das Lenkgetriebe einseitig mit einer Gegenkraft beaufschlagt. Abbildung 6-2 zeigt die Umsetzung an der linken Spurstange. Dieser Aufbau wurde für die erste Betriebsmessung verwendet.

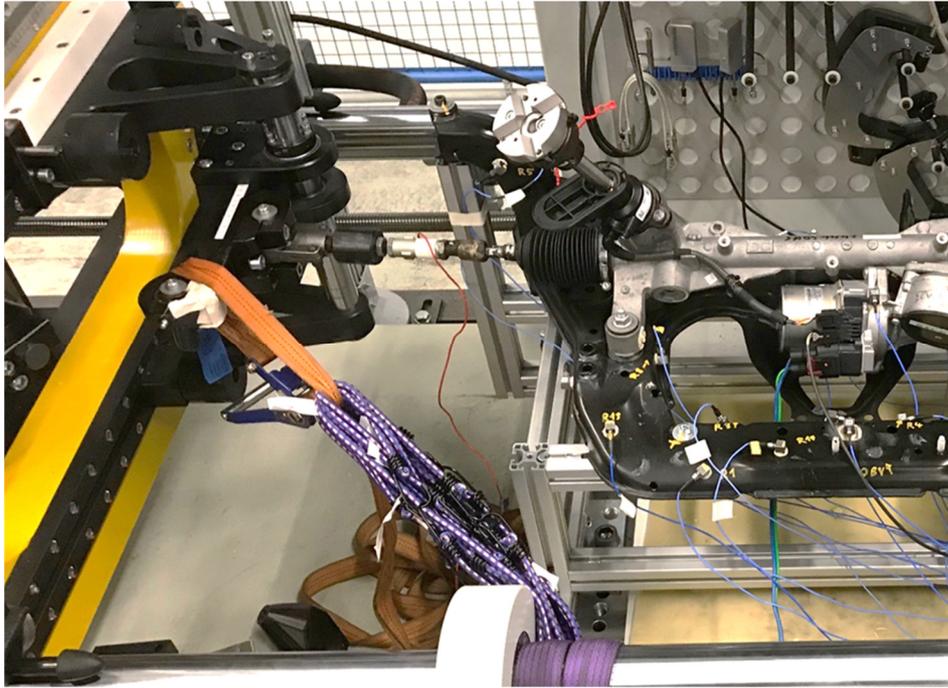


Abbildung 6-2: Einseitige Belastungseinheit am Lenkungsprüfstand

6.2 Durchführung der Messung

Das Vorgehen bei den Messungen der Übertragungsfunktionen war mit dem am Fahrzeug identisch. Bei der Betriebsmessung wurde mit denselben Lenkgeschwindigkeiten wie im Fahrzeug gegen die verspannten Gummiseile durchgelenkt. Durch den deutlich anderen Betriebszustand und die geringeren Reaktionskräfte an nur einer Seite der EPS, zeigt der Referenzsensor ein von der Fahrzeugmessung abweichendes Anregungsspektrum (Abbildung 6-2). Die E-Motor Ordnungen sind in geringerer Ausprägung dennoch, bei im Vergleich zum Fahrzeug leicht niedrigeren Frequenzen (ca. 180Hz und 360Hz), zu erkennen.

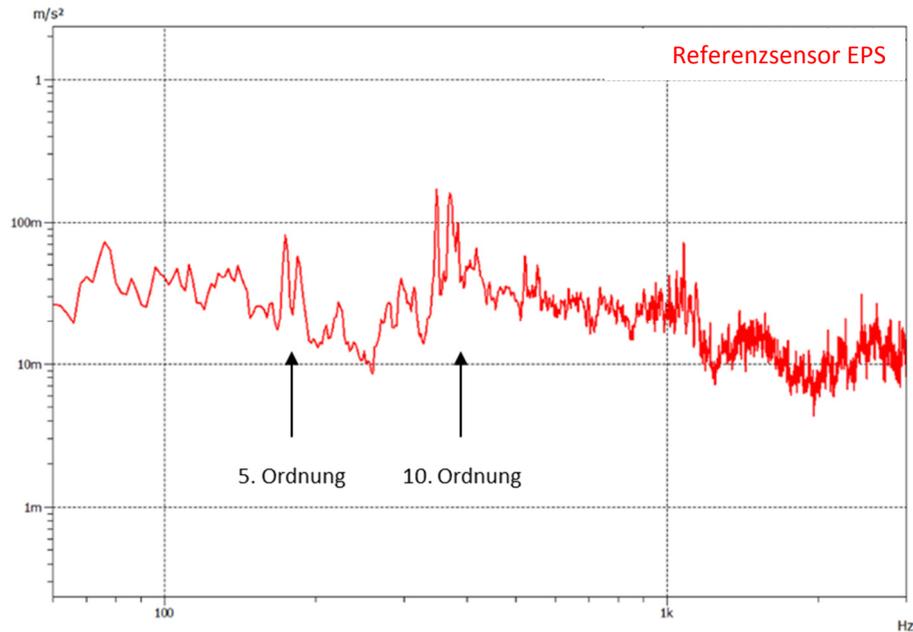


Abbildung 6-3: Anregungsspektrum der EPS am Prüfstand

6.3 Ergebnisse

6.3.1 Betriebskräfte und Validierung

Mit dem bekannten Vorgehen und den am Prüfstand erfassten Messdaten wurden wieder die Betriebskräfte an den Anbindungspunkten berechnet. Abbildung 6-4 zeigt das Kraftspektrum aller Freiheitsgrade. Die Bereiche der E-Maschinen-Ordnungen sind deutlich überhöht und liegen bei den im Anregungsspektrum ermittelten Frequenzen. Oberhalb dieses Bereichs fällt das Spektrum ab, der überhöhte Bereich oberhalb 1kHz (vergl. Abb. 5-5) ist nicht zu erkennen.

Stellt man den berechneten Validierungspunkt in x-Richtung der Messung in Abbildung 6-5 gegenüber, zeigt sich ein zweigeteiltes Bild. Im Frequenzbereich bis ca. 250Hz kann man von vergleichbaren Pegeln ausgehen, darüber steigen beide Spektren bis ca. 700Hz mit einem Offset an. Bei höheren Frequenzen wird es schwierig, Gemeinsamkeiten zu finden.

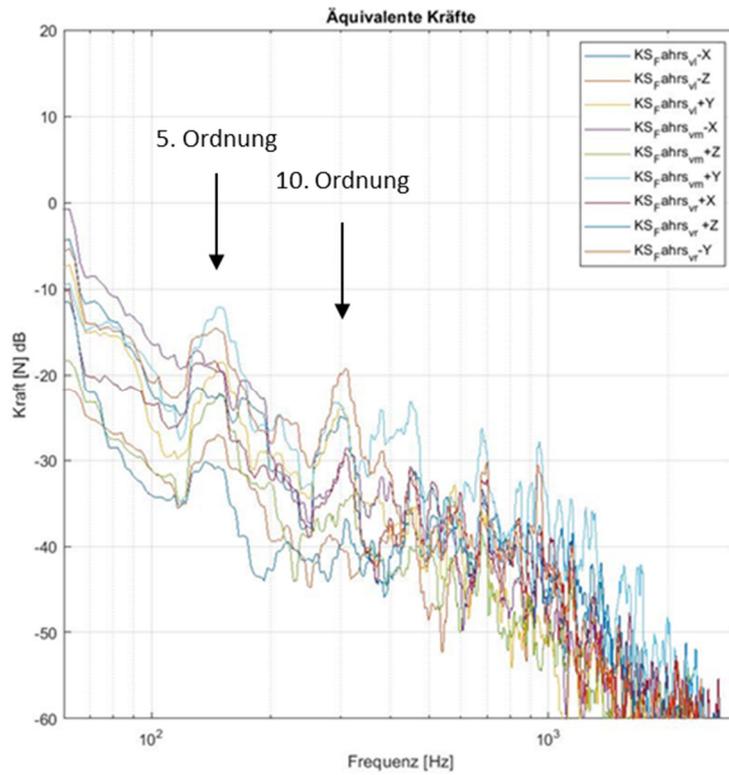


Abbildung 6-4: Äquivalente Kräfte der EPS am Prüfstand

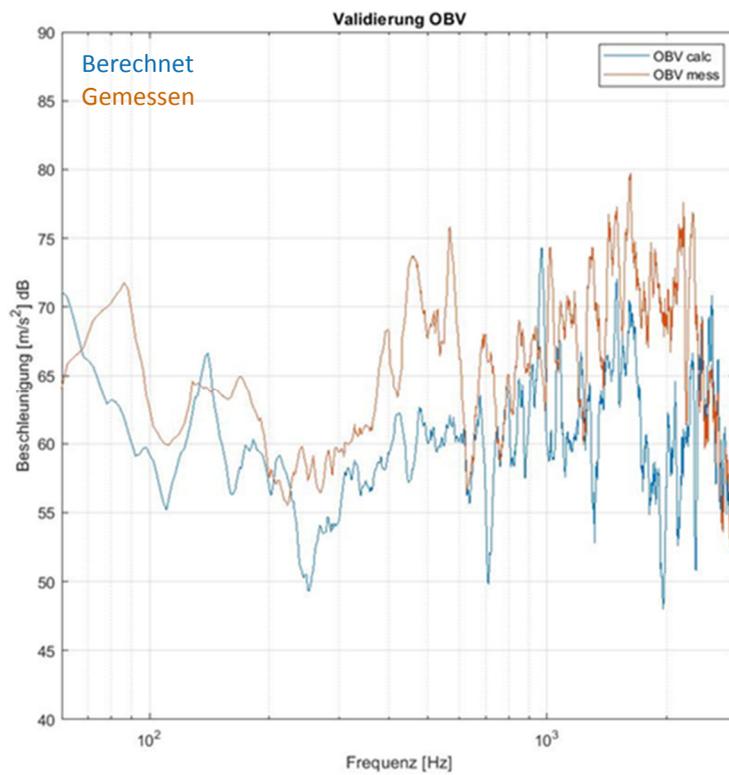


Abbildung 6-5: Validierung der Komponentenbasierten TPA am Prüfstand

6.3.2 Vergleich zum Fahrzeug

Um nachzuweisen, dass sowohl die Messung im Fahrzeug als auch am Prüfstand unabhängige Betriebskräfte liefert, vergleicht Abbildung 6-6 die Ergebnisse beider Untersuchungen. Wie schon beschrieben, konnte der Betriebszustand im Fahrzeug nicht auf den Prüfstand übertragen werden. Daher sind die Kräfte nur gesamtheitlich gegenübergestellt. Das obere Diagramm zeigt den Anbindungspunkt links. Dargestellt ist der Beschleunigungspegel als Vektorbetrag aller drei Raumrichtungen. Analog ist in der Mitte bzw. unten der mittlere bzw. der untere Anbindungspunkt abgebildet.

Das Pegelniveau der drei Schnittstellenkräfte ist zwischen Prüfstand (orange) und Fahrzeug (blau) vergleichbar. Einzelne diskrete Frequenzbereiche stimmen nicht überein.

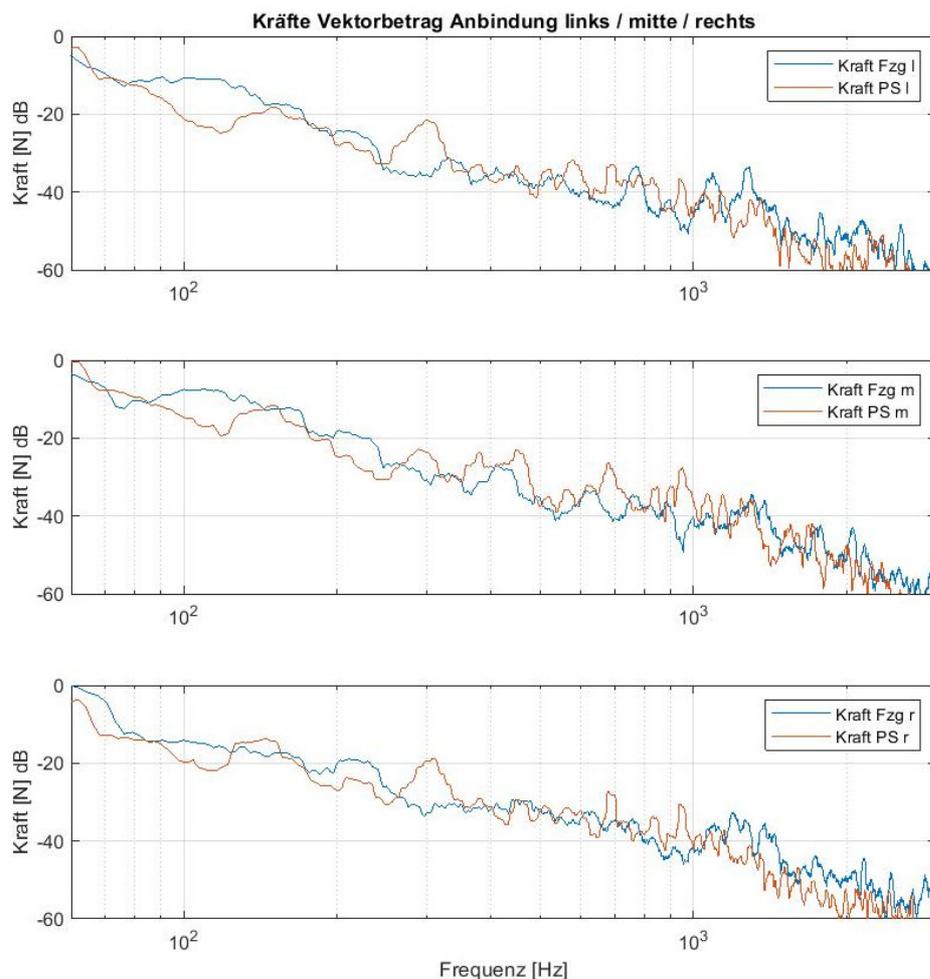


Abbildung 6-6: Vergleich der Betriebskräfte Fahrzeug zu Prüfstand

6.3.3 Fazit

Die Messungen am Prüfstand liefern auf Basis der Validierung schlechtere Ergebnisse als der Fahrzeugversuch. Die Ordnungen des E-Motors treten in den Kraftspektren jedoch deutlich hervor und der Vergleich zum Fahrzeug liefert ähnliches Pegelniveau. Daher kann man die Ergebnisse mit größerer Unschärfe als plausibel ansehen.

Die Problematik, die Reaktionskräfte für die Lenkung am Prüfstand nachzustellen, kann als ein Hauptgrund für die Verschlechterung der Ergebnisqualität gesehen werden. Durch die verwendete Belastungseinheit konnten nur relativ geringe Kräfte, darüber hinaus nur einseitig, auf das Lenkgetriebe aufgeprägt werden. Dies führt zu einem anderen Betriebszustand der Lenkung, der mit der Fahrzeugmessung nur schlecht verglichen werden kann.

Zusätzlich entstanden am Prüfstand, vermutlich durch die Belastungseinheit, deutliche Störgeräusche. Diese konnten nicht vollständig bei der Transformation der Messungen in den Frequenzbereich extrahiert werden und beeinflussen somit die Ergebnisse negativ. Der Einfluss der Elastomer-Lagerung, die Berücksichtigung der rotatorischen Freiheitsgrade und das Verbesserungspotential bei der Bestimmung der Übertragungsfunktionen bleibt analog zum Fahrzeugversuch zu prüfen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

Ziel der Arbeit war es, eine auf das Betriebsgeräusch reduzierte Quellcharakterisierung eines Lenkgetriebes durchzuführen. Hierzu diente die sogenannte Komponentenbasierte Transferpfadanalyse als Methode zur Bestimmung der Betriebskräfte. Diese bietet im Gegensatz zu klassischen Techniken den Vorteil, von der umgebenden Empfängerstruktur unabhängige Ergebnisse zu liefern. Daher werden die ermittelten Kräfte als äquivalente Kräfte bzw. auch als *blocked forces* bezeichnet.

Im ersten Schritt wurde eine Klassische TPA mit Matrix-Inversion an einer Lenkung im Fahrzeug durchgeführt, um die Hauptübertragungspfade in den Fahrzeuginnenraum kennen zu lernen. Der Einfluss des direkt abgestrahlten Luftschalls wurde qualitativ mit Kapselung der Lenkung abgeschätzt. Die Messungen führten zur Erkenntnis, dass die drei Anschraubpunkte der Lenkung auf den Integralträger den dominanten Anteil der Anregung durch die EPS übertragen. Direkt abgestrahlter Luftschall spielt nur eine untergeordnete Rolle. Kapitel 4 zeigt diese Ergebnisse im Detail.

Anschließend wurde am Fahrzeug die Komponentenbasierte TPA auf Körperschallebene, reduziert auf die Anschraubpunkte der Lenkung, durchgeführt. Um die Reproduzierbarkeit der Messungen zu verbessern, wurde bei dieser Untersuchung die Lenkung über gezielte Manipulation des Steuergerätes synthetisch durchgelenkt. Zusätzlich treten im Vergleich zum manuellen Durchlenken keine Störgeräusche im Fahrzeuginnenraum auf, die die Interpretation einer Luftschall-Synthese erschweren.

In den, mit einem während dieser Arbeit entwickeltem MATLAB-Skripts, berechneten äquivalenten Kräften findet sich das spektrale Anregungsverhalten des E-Motors wieder. Weiterhin zeigt der Vergleich einer zusätzlich berechneten Antwort mit der am selben Punkt gemessenen Beschleunigung in weiten Frequenzbereichen gute Übereinstimmung. Die Ergebnisse können daher als plausibel angesehen werden. Details dieser Untersuchung finden sich in Kapitel 5.

Um nachzuweisen, dass äquivalente Kräfte unabhängig von der Umgebungsstruktur der Lenkung bestimmt werden können, wurde die Fahrzeugmessung auf einen Lenkungsprüfstand übertragen und dort wiederholt. Im zeitlichen Rahmen dieser Arbeit war es jedoch nicht möglich, die Rahmenbedingungen, die den Betriebszustand im Fahrzeug definieren, am Prüfstand einzustellen. Angemerkt sei, dass sich der genutzte Prüfstand zu dieser Zeit in der Inbetriebnahme befand. Die Ergebnisse in Kapitel 6 wurden daher mit einer vereinfachten Belastungseinheit generiert. Dennoch findet sich

analog zum Fahrzeug das spektrale Verhalten des Lenkgetriebemotors wieder. Stellt man beide Untersuchungen gegenüber, liegen die Pegel der äquivalenten Kräfte auf gleichem Niveau. Die Validierung der Messung am Prüfstand zeigt eine größere Unschärfe auf.

Parallel zu den Untersuchungen am Lenkgetriebe wurde ein Modellversuch mit zwei einfachen gekoppelten Strukturen durchgeführt, um die Methode an sich zu validieren. Die Ergebnisse in Kapitel 3 zeigen sehr gut vergleichbare äquivalente Kräfte, die in zwei Messungen mit unterschiedlicher Anregung und unterschiedlichen Empfängerstrukturen durchgeführt wurden.

Basierend auf den dargestellten Ergebnissen der Untersuchungen kann die angewendete Methode als geeignete Technik zur Charakterisierung der EPS auf Körperschallbasis gesehen werden. Die Ableitung eines Körperschall-Grenzwertes für das Lenkgetriebe ist möglich. Insbesondere der Übertrag auf die Prüfstandsebene deckte Verbesserungspotential in der Anwendung der Methodik auf. Im letzten Abschnitt sind daher mögliche Optimierungsmaßnahmen im Sinne von Arbeitshypothesen aufgeführt.

Ausblick

Im ersten Schritt sollte der Übertrag auf den Prüfstand verbessert werden. In den Untersuchungen am Fahrzeug zeigte sich, dass sich das Lenkgetriebe je nach Spannungszustand anders verhält. Besonders auffällig war die Tatsache, dass sich die Lenkgetriebeakustik nach Anheben des Fahrzeuges auf einer Arbeitsbühne erst nach einer Einfahrprozedur wieder vergleichbar verhielt. Daraus lässt sich ableiten, dass für die Untersuchungen am Prüfstand möglichst realitätsnahe Bedingungen notwendig sind.

Bei den Fahrzeugmessungen wurden die Reaktionskräfte der Räder auf die Spurstangen messtechnisch erfasst. Diese Kräfte sind möglichst exakt am Prüfstand durch die Hydraulikzylinder nachzubilden. Der alternative Lösungsansatz, auf den Verstellweg der Lenkung, anstatt auf die Kraft zu regeln, ist zu prüfen. Ebenso muss die Kopplung der Hydraulikzylinder auf die Spurstangen möglichst vergleichbar zum Fahrzeug eingestellt werden, um unrealistische Verspannungen in der Lenkung zu vermeiden.

Ein gegebenenfalls vorhandener Montageeinfluss bei der Verschraubung der Lenkung auf den Integralträger sollte einer Untersuchung unterzogen werden.

Die Hilfskonsole auf der der Integralträger verschraubt ist, muss für die Abstützung der schlussendlich wirkenden Kräfte noch verstärkt werden.

Nach [11] dürfen bei der Anwendung der Komponentenbasierten TPA keine weiteren Kräfte auf die Gesamtstruktur wirken. Diese würden durch die Berechnungsmethode der Lenkung zugeordnet werden. Bei der Auswertung der Prüfstandsmessung zeigte sich ein solches Problem. Die Ursache muss in weiteren Untersuchungen ermittelt und eine Abstellmaßnahme getroffen werden. Tritt eine solche Störgröße in einem diskreten Bereich außerhalb des interessanten Frequenzbandes auf, kann sie in den Ergebnissen ignoriert werden.

Der Betriebszustand des Elektromotors der Lenkung kann durch die schwankenden Reaktionskräfte auf das Lenkgetriebe nur in erster Näherung als stationär betrachtet werden. Die Berechnungen im Frequenzbereich erfolgen somit mit einer gewissen Unschärfe. Auch im Hinblick auf störende transiente Effekte, welche ebenfalls charakterisiert werden sollten, ist die Berechnung im Zeitbereich sicherlich zielführender.

Um die Messergebnisse, unabhängig in welchem Bereich man die Berechnungen durchführt, zu verbessern, sind folgende Ansätze denkbar:

- Erweiterung der Freiheitsgrade an den Anbindungspunkten um die rotatorischen Bewegungen.
- Optimierung bei der Auswahl der Remotepunkte in Hinblick auf schwingfähige lokale Bereiche an der Empfängerstruktur und möglichst voneinander unabhängige Übertragungsfunktionen. Zusätzlicher Fokus auf ausreichenden Pegel in der Betriebsmessung.
- Prüfen unterschiedlicher Toleranzen (Einzelwerte, kumulierte Grenze) bei der Singulärwertzerlegung. Gegebenenfalls ist die Anwendung einer frequenzabhängigen Toleranz sinnvoll.
- Berechnung weiterer Antwortpunkte (z.B. Luftschall am Fahrerohr), um mittels Vergleich zum am selben Punkt gemessenen Signal die Ergebnisse zu validieren. Eventuell fehlende Pfade können dabei ebenfalls aufgedeckt werden.
- Tauschen der Elastomer-Lager gegen Metallhülsen, um eventuelle nichtlineare Einflüsse zu eliminieren.

Alternativ kann, da Untersuchungen an realen, komplexen Strukturen fehleranfällig und teilweise schwer zu interpretieren sind, der Modellversuch erweitert werden. Ergänzung der Freiheitsgrade von einer Richtung auf alle translatorischen und dann

rotatorischen Richtungen ist als erster Schritt zielführend. Die Betrachtung der Schwingformen im Rahmen einer Modalanalyse, können bei der Interpretation des strukturdynamischen Verhaltens weiterhelfen. Analog zu [6] können die Berechnungen auch mit Simulationsergebnissen verglichen werden.

Literaturverzeichnis

- [1] **T. Alber, M. Sturm, A. Moorhouse**, *Independent characterization of structure-borne sound sources using the in-situ blocked force method*, inter.noise 2016
- [2] **S. Elliott, A. T. Moorhouse**, *Characterisation of structure borne sound sources from measurement in-situ*, J. Acoust. Soc. Am. 123 (5) (2008) 3176, <http://dx.doi.org/10.1121/1.2933261>
- [3] **K. Janschek**, *Systementwurf mechatronischer Systeme*, 2010, ISBN: 978-3-540-78876-8
- [4] **D. de Klerk, D. J. Rixen, S. N. Voormeeren**, General framework for dynamic substructuring: history, review and classification of techniques, 2008, <http://dx.doi.org/10.2514/1.33274>
- [5] **F. G. Kollmann, T. F. Schösser, R. Angert**, *Praktische Maschinenakustik*, 2006, ISBN-13 978-3-540-20094-9
- [6] **T. Moorhouse, A. S. Elliott, T. A. Evans**, *In situ measurement of the blocked force of structure-borne sound sources*, J. Sound Vib. 325 (4-5) (2009), 679–685, <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2009.04.035>
- [7] **D. Otte**, *Development and evaluation of singular value analysis methodologies for studying multivariate noise and vibration problems*, Promotion 1994
- [8] **P. Pfeffer, M. Harrer (Hrsg.)**, *Lenkungsbandbuch 2*. Überarbeitete und ergänzte Auflage, 2013, ISBN 978-3-658-00976-2
- [9] **P. Van de Ponsele, H. Van der Auweraer, K. Janssens**, *Source-Transfer-Receiver approaches: a review of methods*, 2012, Proceedings of ISMA2012
- [10] **J. Putner, H. Fastl, M. Lohrmann, A. Kaltenhauser**, *Operational transfer path analysis predicting contributions to the vehicle interior noise for different excitations from the same sound source*, inter.noise 2012

-
- [11] **Maarten V. van der Seijs, Dennis de Klerk, Daniel J. Rixen**, General framework for transfer path analysis: History, theory and classification of techniques, 2015, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.08.004>
- [12] **A.N. Thite, D.J. Thompson**, *The quantification of structure-borne transmission paths by inverse methods. Part 1: Improved singular value rejection methods*, Journal of Sound and Vibration 264 (2003) 411–431
- [13] **M. Toome**, *Operational Transfer Path Analysis, A study of source contribution predictions at low frequency*, Master's Thesis, Chalmers University of technology, 2012
- [14] **P. Zeller (Hrsg.)**, *Handbuch Fahrzeugakustik 2. überarbeitete Auflage*, 2012, ISBN 978-3-8348-14443-2
- [15] <https://www.mathworks.com/help/matlab/math/multidimensional-arrays.html>, 29.01.19

Anlagen

Rohentwurf MATLAB Skript zur Kraftberechnung

```
opengl('save', 'software')
clear
clc
close all

z=msgbox('Übertragungsfunktionen werden eingelesen');

%Daten FRF einlesen
InputRk=importdata('C:\Users\....xlsx');
Rek=InputRk.data;

InputIk=importdata('C:\Users\....xlsx');
Imk=InputIk.data;

delete(z);

z=msgbox('Betriebsmessungen werden eingelesen');

%Daten B-Messung einlesen
InputBRk=importdata('C:\Users\....xlsx');
BRek=InputBRk.data;

InputBIk=importdata('C:\Users\....xlsx');
BIk=InputBIk.data;

delete(z);

%X-Achse
X=Rek(:,1);

%Komplex / 3D Matrix aufstellen
Ik=complex(Rek, Imk);

%Matrix Dimensionen abfragen:

prompt = {'Anzahl Anbindungs-DOF:', 'Anzahl Remotepunkte:'};
header = 'Dimension Matrix: ';
dims = [1 45];
answer1 = inputdlg(prompt, header, dims);
references =str2double(answer1{1,1});
responses =str2double(answer1{2,1});

%Blöcke(je Referenz), Vektoren definieren

length=size(Ik,1);
fres=real(Ik(2,1)-Ik(1,1));

n=1;
Start(n)=2;
Ende(n)=Start(n)+(responses-1);
```

```
for i=1:(references-1)

Start(i+1)=Start(i)+(responses);
Ende(i+1)=(Ende(i)+(responses));

end

%Frequenz-Blöcke extrahieren

MArrayk=zeros(length,responses,references);

for i=1:references

MArrayk(:,:,i)=Ik(:,Start(i):Ende(i));

end

prompt = {'Maximal berechnete Frequenz:'};
header = 'Maximale Frequenz: ';
dims = [1 45];
answer2 = inputdlg(prompt,header,dims);
maxfreq =int64((str2double(answer2))/fres);

%Daten B-Messung aufbereiten

Bk=complex(BRek,BImk);

Blk=zeros(maxfreq,responses,1);

Blk=Bk([1:maxfreq],Start(1):Ende(1),:);

%Berechnung Singulärwerte

SFk=zeros(maxfreq,references,1);

for k = 1:maxfreq
SFk(k,,:) =svd(squeeze(MArrayk(k,,:)));
end

%Singulärwerte darstellen

Xsurf=(1:references);
Y=X(1:maxfreq);

h = surf(Xsurf,Y,SFk);
set(h, 'edgecolor','none');
title('Singulärwerte >>> "Enter" drücken um Toleranz einzugeben');
set(gca, 'ZScale','log')
colorbar;
ylabel('Frequenz [Hz]');
xlabel('Anzahl [-]');
zlabel('Singulärwert [-]');
pause

%Abfrage Toleranz für SVD

prompt = {'Toleranz?'};
```

```
header = 'Toleranz der Singulärwerte?';
dims = [1 40] ;
definput = {'0.0001'};
answer = inputdlg(prompt,header,dims,definput);
SVDtol=str2double(answer);

%Matrix je Frequenzstützstelle invertieren (Pseudoinverse) bis maxfreq

MIk=complex(zeros(maxfreq,references,responses));

for k = 1:maxfreq
MIk(k, :, :) = pinv(squeeze(MArrayk(k, :, :)), SVDtol);
end

%Gleichung lösen / Kräfte berechnen

Fk=zeros(maxfreq,1,references);

for k = 1:maxfreq

Fk(k, :, :) = squeeze((MIk(k, :, :)) * transpose(B1k(k, :)));
end

%Kräfte per DOF

Fneu=squeeze(Fk);

FDOF1=smooth(abs(Fneu(:,1)),16);
FDOF2=smooth(abs(Fneu(:,2)),16);
FDOF3=smooth(abs(Fneu(:,3)),16);
FDOF4=smooth(abs(Fneu(:,4)),16);
FDOF5=smooth(abs(Fneu(:,5)),16);
FDOF6=smooth(abs(Fneu(:,6)),16);
FDOF7=smooth(abs(Fneu(:,7)),16);
FDOF8=smooth(abs(Fneu(:,8)),16);
FDOF9=smooth(abs(Fneu(:,9)),16);

% in dB

FDOFdb1=mag2db(FDOF1);
FDOFdb2=mag2db(FDOF2);
FDOFdb3=mag2db(FDOF3);
FDOFdb4=mag2db(FDOF4);
FDOFdb5=mag2db(FDOF5);
FDOFdb6=mag2db(FDOF6);
FDOFdb7=mag2db(FDOF7);
FDOFdb8=mag2db(FDOF8);
FDOFdb9=mag2db(FDOF9);
```

```
%DOFs:
```

```
DOF1=InputIk.textdata{8,Start(1)};
DOF2=InputIk.textdata{8,Start(2)};
DOF3=InputIk.textdata{8,Start(3)};
DOF4=InputIk.textdata{8,Start(4)};
DOF5=InputIk.textdata{8,Start(5)};
DOF6=InputIk.textdata{8,Start(6)};
DOF7=InputIk.textdata{8,Start(7)};
DOF8=InputIk.textdata{8,Start(8)};
DOF9=InputIk.textdata{8,Start(9)};
```

```
%DOF-Richtungen:
```

```
DOFdir1=InputIk.textdata{10,Start(1)};
DOFdir2=InputIk.textdata{10,Start(2)};
DOFdir3=InputIk.textdata{10,Start(3)};
DOFdir4=InputIk.textdata{10,Start(4)};
DOFdir5=InputIk.textdata{10,Start(5)};
DOFdir6=InputIk.textdata{10,Start(6)};
DOFdir7=InputIk.textdata{10,Start(7)};
DOFdir8=InputIk.textdata{10,Start(8)};
DOFdir9=InputIk.textdata{10,Start(9)};
```

```
%Legende
```

```
Legend1 = horzcat(DOF1,DOFdir1);
Legend2 = horzcat(DOF2,DOFdir2);
Legend3 = horzcat(DOF3,DOFdir3);
Legend4 = horzcat(DOF4,DOFdir4);
Legend5 = horzcat(DOF5,DOFdir5);
Legend6 = horzcat(DOF6,DOFdir6);
Legend7 = horzcat(DOF7,DOFdir7);
Legend8 = horzcat(DOF8,DOFdir8);
Legend9 = horzcat(DOF9,DOFdir9);
```

```
%Kräfte darstellen
```

```
figure
```

```
plot(X(1:maxfreq),FDOFdb1,X(1:maxfreq),FDOFdb2,X(1:maxfreq),FDOFdb3,X(
1:maxfreq),FDOFdb4,X(1:maxfreq),FDOFdb5,X(1:maxfreq),FDOFdb6,X(1:maxfr
eq),FDOFdb7,X(1:maxfreq),FDOFdb8,X(1:maxfreq),FDOFdb9);
title('Äquivalente Kräfte')
ylabel('Kraft [N] dB');
xlabel('Frequenz [Hz]');
xlim([60 maxfreq*fres]);
ylim([-80 00]);
set(gca, 'XScale', 'log')
legend(Legend1,Legend2,Legend3,Legend4,Legend5,Legend6,Legend7,Legend8
,Legend9);
grid on;
```

```
Mittel_PS=mag2db(smooth(rms(abs(Fneu),2),16));
```

```
display('Finished');
```

Rohentwurf MATLAB Skript zur Berechnung der Validierung

```
%Validierungspunkt berechnen

%Skript "LGS_Lösen" muss vorher mit >= max. Freq. gelaufen sein

opengl('save', 'software')
clc

h=msgbox('Übertragungsfunktionen werden eingelesen');

%Daten Üfen zu OBV einlesen
InputOBVRe=importdata('C:\Users\.....xlsx');
Rek=InputOBVRe.data;

InputOBVI=importdata('C:\Users\.....xlsx');

Imk=InputOBVI.data;

delete(h);

%X-Achse
X=Rek(:,1);

%Komplex / 3D Matrix aufstellen
OBVc=complex(Rek, Imk);

%Matrix Dimensionen einlesen:

prompt = {'Anzahl Anbindungs-DOF:', 'Richtung OBV ("X", "Y", "Z"): '};
header = 'Input: ';
dims = [1 45];
answer1 = inputdlg(prompt, header, dims);
references =str2double(answer1{1,1});
OBVdir =(answer1{2,1});

if OBVdir=='X'
    Spalte = 20;

elseif OBVdir=='Y'
    Spalte = 21;

elseif OBVdir=='Z'
    Spalte = 22;
else
    h=msgbox('Fehler in Eingabe, Script neu starten!');
    pause(5);
end
```

```
% Spalten definieren

length=size(OBVc,1);
fres=real(OBVc(2,1)-OBVc(1,1));

n=1;
Start(n)=Spalte;

%responses wird aus LGS_Lösen übernommen! Hier anzupassen wenn sich
der
%Wert ändert

for i=1:(references-1)

Start(i+1)=Start(i)+(responses+3);

end

%Frequenz abfragen

prompt = {'Maximal berechnete Frequenz:'};
header = 'Maximale Frequenz: ';
dims = [1 45];
answer2 = inputdlg(prompt,header,dims);
maxfreq =int64((str2double(answer2))/fres);

%Blöcke in 3d Array schreiben

MOBV=zeros(maxfreq,1,references);

for i=1:references

MOBV(:,:,i)=cat(3,OBVc([1:maxfreq],Start(i)));

end

%Gleichungssystem "On board validation" aufstellen

%Nullmatrix:

Nullmat=zeros(maxfreq,1,references);
Kraftv=Fk;

MATOBV=horzcat(MOBV,Nullmat);

%Lösen

OBV_calc=complex(zeros(maxfreq,1,2));

for k = 1:maxfreq

OBV_calc(k, :, :) = squeeze(MATOBV(k, :, :))*squeeze(Kraftv(k, :, :));
end
```

```
%Variable überschreiben

OBV_calc=OBV_calc(:, :, 1);
%OBV_calc_Mag = mag2db(smooth(abs(OBV_calc)));
OBV_calc_Mag = smooth(20*log10((abs(OBV_calc))/1e-06), 16);

%Verleichtsdaten aus B-Messung

z=msgbox('Betriebsmessungen werden eingelesen');

%Daten B-Messung einlesen
InputOBVRmess=importdata('C:\Users\.....xlsx');
OBVRmess=InputOBVRmess.data;

InputOBVImess=importdata('C:\Users\.....xlsx');
OBVImess=InputOBVImess.data;

delete(z);

OBVmc=complex(OBVRmess, OBVImess);

OBV_mess=OBVmc([1:maxfreq], Spalte, :);
%OBV_mess_Mag = mag2db(smooth(abs(OBV_mess)));
OBV_mess_Mag = smooth(20*log10((abs(OBV_mess))/1e-06), 16);

%Vergleichsdiagramm

figure
plot(X([1:maxfreq]), OBV_calc_Mag, X([1:maxfreq]), OBV_mess_Mag);
title('Validierung OBV')
ylabel('Beschleunigung [m/s^2] dB');
xlabel('Frequenz [Hz]');
xlim([60 maxfreq*fres]);
ylim([40 90]);
set(gca, 'XScale', 'log')
legend('OBV calc', 'OBV mess');
grid on;

display('Finished');
```

Eigenständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe. Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Ort, Datum

Vorname Nachname