

**Prognosemethodik für die Schwingungsanregung von  
dynamischen Systemen in Abhängigkeit der  
Struktureigenschaften**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
an der Technischen Universität Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Torsten Back**

aus Mannheim

Berichterstatter: Prof. Dr. Ing. H. Hanselka

Mitberichterstatter: Prof. Dr. Ing. E. Dörsam

Tag der Einreichung: 21. Januar 2008

Tag der mündlichen Prüfung: 22. April 2008

Darmstadt 2008

D17

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Arbeitsgruppe Maschinenakustik an der Technischen Universität Darmstadt zwischen November 2003 und April 2008. Die Arbeitsgruppe gehörte bis zum Oktober 2005 dem Fachgebiet Mechatronik an und wurde anschließend an das Fachgebiet Systemzuverlässigkeit angegliedert.

Aus erster Stelle geht mein Dank an Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Hanselka für die Betreuung meiner Promotion, sowie das mir entgegengebrachte Vertrauen während meiner Tätigkeit am Fachgebiet. Dieser Dank geht auch an Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Nordmann.

Herrn Prof. Dr.-Ing. E. Dörsam danke ich für seine bereitwillige Übernahme des Koreferats.

Bei allen Mitarbeitern und Mitarbeiterinnen des Fachgebiets möchte ich mich für die gute Zusammenarbeit, die freundliche Atmosphäre und die zahllosen fachlichen und nichtfachlichen Diskussionen bedanken. Ein ganz besonderer Dank geht an den Leiter der Arbeitsgruppe Maschinenakustik, Herrn Dr.-Ing. Rainer Storm, für die kritische, fachliche und persönliche Unterstützung während meiner Tätigkeit in dieser Arbeitsgruppe, sowie für die Anregungen zu dieser Arbeit. Bei den Mitarbeitern der Werkstatt möchte ich mich für den Einsatz beim Aufbau der Prüfstände bedanken. Für die gute und produktive Zusammenarbeit geht mein Dank auch an alle Studenten, die an Teilen dieser Arbeit mitgewirkt haben.

In besonderem Maße geht mein Dank an meine Familie und Freunde für den notwendigen Ausgleich und die Unterstützung, vor allem an meine Eltern und an meine Freundin Celia für ihre Geduld und moralische Unterstützung.

Hiermit versichere ich an Eides Statt, die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der genannten Hilfsmittel angefertigt zu haben.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>V</b>
<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>VII</b>
<b>Formelzeichen und Symbole .....</b>	<b>VIII</b>
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation .....	1
1.2 Literaturübersicht.....	3
1.3 Zielsetzungen und Überblick.....	7
<b>2 Grundlagen .....</b>	<b>9</b>
2.1 Impedanzen / Admittanzen.....	9
2.1.1 Maschinenakustische Grundgleichung und Begriffsdefinitionen .....	9
2.1.2 Umrechnung Weg-Geschwindigkeit-Beschleunigung .....	11
2.1.3 Ideale Impedanzen.....	12
2.1.4 Reale Impedanzen .....	15
2.2 Übertragungsfunktion des Einmassenschwingers .....	17
2.3 Abkoppellemente .....	19
<b>3 Vorausberechnung der Schwingschnelle mittels der Impedanzmethode..</b>	<b>20</b>
3.1 Starre Koppelung .....	21
3.1.1 Schnittgrößen.....	22
3.1.2 Mathematische Herleitung.....	23
3.2 Elastische Koppelung .....	25
3.3 Überprüfung des Verfahrens .....	26
3.4 Anwendung des Verfahrens.....	28
3.4.1 Verwendeter Prüfstand .....	28
3.4.2 Bestimmung der Admittanzen und Schwingschnellen.....	29
3.4.3 Anwendung des Verfahrens bei starrer Koppelung.....	31
3.4.4 Anwendung des Verfahrens bei elastischer Koppelung.....	35
3.5 Zusammenfassung Kapitel 3 .....	39
<b>4 Beschreibung der Eingangsimpedanz in Abhängigkeit der lokalen Struktureigenschaften .....</b>	<b>40</b>

4.1 Mathematische Beschreibung des SDOF-Verfahrens .....	41
4.2 Anwendung des SDOF-Verfahrens an einer Balkenstruktur .....	42
4.2.1 Beschreibung der Admittanz mit dem SDOF-Verfahren .....	42
4.2.2 Verlauf der Admittanz bei Variation der lokalen Struktureigenschaften.....	46
4.3 Anwendung des SDOF-Verfahrens an einer Ersatzstruktur.....	48
4.3.1 Bestimmung der Admittanzen.....	48
4.3.2 Beschreibung der Admittanz mit dem SDOF-Verfahren .....	51
4.3.3 Verlauf der Admittanz bei Veränderung der lokalen Struktureigenschaften.....	53
4.4 Mathematische Beschreibung einer Vorsatzmasse.....	54
4.5 Zusammenfassung Kapitel 4 .....	56
<b>5 Vorausberechnung der Schwingschnelle bei Variation der lokalen Struktureigenschaften .....</b>	<b>57</b>
5.1 Berechnung des übertragenen Körperschalls bei Verwendung des SDOF-Verfahrens .....	58
5.2 Vorausberechnung der Schwingschnelle bei starrer Koppelung.....	60
5.3 Vorausberechnung der Schwingschnelle bei elastischer Koppelung .....	66
5.4 Zusammenfassung Kapitel 5 .....	72
<b>6 Beispiel Schiffsfundament-Prüfstand.....</b>	<b>73</b>
6.1 Verwendeter Prüfstand .....	73
6.2 Bestimmung der Admittanzen und Betriebsschwingung .....	75
6.3 Überprüfung des Verfahrens .....	78
6.3.1 Vorausberechnung mit berechneter Admittanz beim Einsatz einer Vorsatzmasse .....	79
6.3.2 Vorausberechnung mit gemessener Admittanz des Fundaments 2 .....	81
6.4 Anwendung des Verfahrens: Vorausberechnung der Schwingschnelle bei Variation der lokalen Struktureigenschaften .....	84
6.5 Konstruktive Maßnahmen zur Erhöhung der Eingangsimpedanz.....	89
<b>7 Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>92</b>
<b>8 Literaturverzeichnis .....</b>	<b>95</b>
<b>Anhang.....</b>	<b>101</b>
A Eingangswerte für die Vorausberechnung des Balkenprüfstands .....	101
B Lokale Struktureigenschaften des Schiffsfundaments nach dem SDOF-Verfahren..	104

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Maschinenakustische Grundgleichung als Blockschaltbild .....	10
Abbildung 2.2: Zusammenhang zwischen Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung ...	12
Abbildung 2.3: Einmassenschwinger .....	13
Abbildung 2.4: Ideale Impedanzen.....	15
Abbildung 2.5: Koppelpunkt einer Karosserie.....	16
Abbildung 2.6: Reale Admittanz.....	16
Abbildung 2.7: Schwingweg Einmassenschwinger .....	18
Abbildung 2.8: Schnittgrößen am elastischen Koppellement.....	19
Abbildung 3.1: Schema der starren Koppelung .....	21
Abbildung 3.2: Schnittgrößen der Maschine.....	22
Abbildung 3.3: Schnittgrößen des Fundaments.....	22
Abbildung 3.4: Schema der elastischen Koppelung.....	25
Abbildung 3.5: Prognose der Schnelle bei starrer Koppelung .....	27
Abbildung 3.6: Prognose der Schnelle bei elastischer Koppelung.....	27
Abbildung 3.7: Balkenfundament .....	28
Abbildung 3.8: Maschine und Abkoppellement.....	29
Abbildung 3.9: Prüfstand bei starrer Koppelung.....	31
Abbildung 3.10: FE- Modell der starren Koppelung.....	31
Abbildung 3.11: Prognose der Schnelle bei starrer Koppelung der FEM-Simulation .....	32
Abbildung 3.12: Prognose der Schnelle bei starrer Koppelung der Shaker-Messung .....	33
Abbildung 3.13: Prognose der Schnelle bei starrer Koppelung der Impuls-Messung .....	34
Abbildung 3.14: Prüfstand der elastischen Koppelung.....	35
Abbildung 3.15: FE- Modell der elastischen Koppelung.....	36
Abbildung 3.16: Prognose der Schnelle bei elastischer Koppelung der FEM-Simulation .	36
Abbildung 3.17: Prognose der Schnelle bei elastischer Koppelung der Shaker-Messung..	37
Abbildung 3.18: Prognose der Schnelle bei elastischer Koppelung der Impuls-Messung..	37
Abbildung 4.1: Grundidee des SDOF-Verfahrens .....	44
Abbildung 4.2: SDOF-Verfahren: Admittanz Balken 5mm.....	44
Abbildung 4.3: SDOF-Verfahren: Admittanz Balken 5mm mit SDOF bei 5850 Hz .....	45
Abbildung 4.4: SDOF-Verfahren: Balken 5mm SS mit E-Modul/2 .....	46
Abbildung 4.5: SDOF-Verfahren: Balken 5mm SS mit E-Modul/2 und Steifigkeit/2 .....	47
Abbildung 4.6: Ersatzstruktur .....	48

Abbildung 4.7: Admittanz der Ersatzstruktur aus Messung.....	49
Abbildung 4.8: FE- Modell der Ersatzstruktur .....	49
Abbildung 4.9: Admittanz der Ersatzstruktur aus FEM-Simulation .....	50
Abbildung 4.10: Eigenschwingformen der Ersatzstruktur .....	51
Abbildung 4.11: SDOF-Verfahren: Ersatzstruktur 1mm .....	52
Abbildung 4.12: SDOF-Verfahren: Ersatzstruktur 2mm .....	52
Abbildung 4.13: SDOF-Verfahren: Ersatzstruktur 1 mm und 2 mm .....	53
Abbildung 4.14: Admittanz mit Vorsatzmasse .....	55
Abbildung 5.1: SDOF-Verfahren: Vorausberechnung der Schnelle.....	58
Abbildung 5.2: SDOF-Verfahren: Verbesserung von Messergebnissen.....	59
Abbildung 5.3: Prognose der Schnelle bei Variation der Masse; starre Koppelung .....	60
Abbildung 5.4: Admittanz bei Variation der Masse; starrer Koppelung.....	61
Abbildung 5.5: Prognose der Schnelle bei Variation der Dämpfung; starre Koppelung ....	62
Abbildung 5.6: Prognose der Schnelle bei Variation der Steifigkeit; starre Koppelung.....	63
Abbildung 5.7: Prognose der Schnelle bei Variation der Vorsatzmasse; starre Koppelung	64
Abbildung 5.8: Prognose der Schnelle bei der starren Koppelung .....	65
Abbildung 5.9: Prognose der Schnelle bei Variation der Masse; elastische Koppelung ....	67
Abbildung 5.10: Prognose der Schnelle bei Variation der Dämpfung; elastische Koppelung .....	68
Abbildung 5.11: Prognose der Schnelle bei Variation der Steifigkeit; elastische Koppelung .....	69
Abbildung 5.12 Prognose der Schnelle bei Variation der Vorsatzmasse; elastische Koppelung .....	70
Abbildung 5.13 Prognose der Schnelle bei der elastischen Koppelung.....	71
Abbildung 6.1: Prüfstand Schiffsfundament .....	74
Abbildung 6.2: Koppelstelle ohne (links) und mit Vorsatzmasse (rechts).....	75
Abbildung 6.3: Gemessenes Schnellespektrum an der Koppelstelle A .....	76
Abbildung 6.4: Gemessenes Schnellespektrum an der Koppelstelle A -gemittelt-.....	77
Abbildung 6.5: Gemessenes Schnellespektrum an der Koppelstelle A -Terzspektrum-.....	78
Abbildung 6.6: Berechnete Admittanz des Fundaments 2 .....	79
Abbildung 6.7: Gemessenes und berechnetes Schnellespektrum an der Koppelstelle A....	80
Abbildung 6.8: Gemessenes und berechnetes Schnellespektrum an der Koppelstelle A - gemittelt-.....	80
Abbildung 6.9: SDOF-Verfahren: Gemessene Admittanz des Fundaments 2 .....	82

Abbildung 6.10: Gemessenes und berechnetes Schnellespektrum an der Koppelstelle A..	83
Abbildung 6.11: Gemessenes und berechnetes Schnellespektrum an der Koppelstelle A - gemittelt-.....	83
Abbildung 6.12: Prognose der Schnelle bei Variation der Masse -gemittelt-.....	85
Abbildung 6.13: Prognose der Schnelle bei Variation der Dämpfung -gemittelt-.....	86
Abbildung 6.14: Prognose der Schnelle bei Variation der Steifigkeit -gemittelt-.....	87
Abbildung 6.15: Prognose der Schnelle bei Variation der Vorsatzmasse -gemittelt-.....	88
Abbildung A1: Admittanz Fundament 1 .....	101
Abbildung A2: Admittanz Fundament 2 .....	102
Abbildung A3: Admittanz Maschine.....	102
Abbildung A4: Schnelle auf dem Fundament 1 .....	103

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1: Lokale Größen des Balkenprüfstands 5mm .....	43
Tabelle B1: Lokale Struktureigenschaften des Schiffsfundaments.....	104

## Formelzeichen und Symbole

Hier nicht aufgeführte Zeichen treten nur einmal auf und sind an den entsprechenden Stellen erklärt.

<b>Kleinbuchstaben</b>	<b>Bedeutung</b>	<b>Einheit</b>
a	Schwingbeschleunigung	$\text{m s}^{-2}$
b	Breite	m
d	Dämpfung	$\text{kg s}^{-2}$
f	Frequenz	Hz
h	Höhe / Dicke	m
l	Länge	m
m	Masse	kg
$m'$	Massenbelegung	$\text{kg/m}^2$
k	Steifigkeit	$\text{kg s}^{-1}$
s	Schwingweg	m
v	Schwingschnelle	$\text{m s}^{-1}$
x	Ortsvektor	m
<b>Großbuchstaben</b>	<b>Bedeutung</b>	<b>Einheit</b>
B	Biegesteifigkeit eines Balkens	$\text{Nm}^2$
$B'$	Biegesteifigkeit der Platte	Nm
D	Dämpfungsgrad /Lehrsches Dämpfungsmaß	-
D	Dämpfungsmatrix	-
E	Elastizitätsmodul	$\text{N m}^{-2}$
F	Erregerkraft	N
K	Steifigkeitsmatrix	-
M	Massenmatrix	-
H	Admittanz	$\text{m s N}^{-1}$
P	Leistung	W

## IX

S	Fläche	$\text{m}^2$
$T_V$	Körperschalltransferfunktion	$\text{m}^4 \text{N}^{-2} \text{s}^{-2}$
Z	Impedanz	$\text{N s m}^{-1}$
$Z_E$	Eingangsimpedanz	$\text{N s m}^{-1}$
$Z_{\text{Medium}}$	Kennimpedanz des umgebenden Mediums	$\text{N s m}^{-3}$

<b>griech. Buchstaben</b>	<b>Bedeutung</b>	<b>Einheit</b>
$\sigma$	Abstrahlgrad	-
$\omega$	Kreisfrequenz	$\text{s}^{-1}$
$\eta$	normierte Frequenz	-
$\mu$	Querkontraktionszahl	-
$\rho$	Werkstoffdichte	$\text{kg m}^{-3}$
$\Omega$	Erregerkreisfrequenz	$\text{s}^{-1}$

<b>Sonstige</b>	<b>Bedeutung</b>
j	imaginäre Zahl
i, j	Laufvariablen
$\dot{x}$	erste Ableitung der Variablen nach der Zeit
$\ddot{x}$	zweite Ableitung der Variablen nach der Zeit
$\square x$	Effektivwert der Variablen
$\underline{x}$	Variable ist ein komplexer Wert
F	Fundament
M	Maschine
mv	Vorsatzmasse

## Pegel

Schnellepegel	$L_v = 10 \log (v/ v_0)^2 \text{ dB}$
Kraftpegel	$L_F = 10 \log (F/ F_0)^2 \text{ dB}$
Impedanzpegel	$L_Z = 10 \log (Z/ Z_0)^2 \text{ dB}$

## Referenzwerte

Die Referenzwerte werden nach DIN 45630 [57] von 1971 gewählt, da diese im Gegensatz zur neueren Norm DIN EN 21683 [58] von 1994 physikalisch miteinander verknüpft sind. Dies hat den Vorteil, dass sich Gleichungen in absoluter Pegelschreibweise miteinander ohne Korrekturpegel verknüpfen lassen.

Schwingschnelle	$v_0$	$= 5 \cdot 10^{-8}$	m/s
Kraft	$F_0$	$= 2 \cdot 10^{-5}$	N
Frequenz	$f_0$	$= 1$	Hz
Impedanz	$Z_0$	$= 400$	Ns/m

## Abkürzungen

AVC	Active Vibration Control
BMBF	Bundesministerium für Bildung und Forschung
EF	Eigenfrequenz
FEM	Finite-Element-Methode
IEPE	Integrated Electronics Piezo Electric
SDOF	Single Degree of Freedom
MDOF	Multi Degree of Freedom

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Lärm wird heutzutage als eine der großen Umweltverschmutzungen angesehen. In unserer hoch technisierten Gesellschaft halten ständig neue Geräte und Maschinen Einzug in das tägliche Leben. Betrachtet man diese Lärmquellen genauer, beobachtet man, dass es sich häufig um so genannten indirekt abgestrahlten Luftschall handelt. Das bedeutet, dass durch Betriebskräfte Strukturen und ihre Oberflächen zu Schwingungen angeregt werden (Körperschall), der seinerseits auf der Oberfläche als Luftschall abgestrahlt oder als Längsschall in weiter entfernte abstrahlungsfähige Bereiche geleitet wird.

Im Lastenheft von körperschallaktiven Systemen werden deswegen immer häufiger Forderungen im Hinblick auf die Weiterleitung in angeschlossene Bauteile, Fundamente und in die Umgebung formuliert. Neben Anforderungen, welche die direkte Luftschallabstrahlung betreffen, steigt auch die Anzahl der Anforderungen an den indirekten Luftschall, wie er z.B. bei der Ankopplung von körperschallaktiven Antriebselementen an Fundamenten entsteht. Diese Forderungen werden im Allgemeinen über so genannte spektrale Grenzkurven für die Schwinggeschwindigkeit an einer Koppelstelle definiert. Liegt die Schwinggeschwindigkeit unterhalb dieser definierten Grenzkurve, ist die Konstruktion in Ordnung.

Um dies zu überprüfen, wird üblicherweise in einem Labor die schwingungsanregende Maschine auf einem Prüffundament befestigt und Messungen durchgeführt. Besonders kritisch ist dabei jedoch zu betrachten, dass der sich einstellende Körperschall stark von den späteren Aufstell- und Ankoppelbedingungen abhängt. Infolgedessen ist es kaum möglich, den während der Erprobungsphase auf einem Leistungsprüfstand erzeugten und gemessenen Körperschall und dessen Weiterleitung in das Fundament, das gewöhnlich als massive Betonkonstruktion ausgeführt ist, auf einen realen Einbauzustand, z.B. eine

weniger steife Rahmenkonstruktion wie in einem Schiff, vorherzusagen. Der Begriff „Maschinenfundament“ ist hierbei sehr weitläufig zu fassen. Neben dem eben schon erwähnten Schiffsrumpf kann es sich dabei auch um ein Fundament in einer Werkshalle handeln oder im weitläufigen Sinne auch um die Befestigung eines Nebenaggregats an einer Fahrzeugkarosserie.

In der Praxis kann die vertraglich festgelegte Forderung hinsichtlich der Schwingungs- und Körperschallsituation an der Koppelstelle zum Anwenderfundament häufig erst nach der Fertigstellung des Getriebes und nach erfolgter Installation am späteren Einsatzort überprüft werden. Dies hat zur Folge, dass in der Entwicklung aus diesem Unwissen heraus oft nach der sicheren Seite hin entwickelt wird und Bauteile deshalb meist überdimensioniert werden. Oft muss bei Überschreiten der Grenzkurven mit erheblichem Aufwand durch so genannte Sekundärmaßnahmen Abhilfe geschaffen werden, falls das überhaupt akzeptiert wird und technisch realisierbar ist. Schlimmstenfalls drohen hohe Vertragsstrafen oder das Produkt wird nicht abgenommen.

Eine Möglichkeit, diese Fragestellung zu lösen, lag in der Vergangenheit darin, alle möglichen Varianten zu messen bzw. umfangreiche Simulationen durchzuführen. In vielen Fällen, wie z.B. bei einem Schiffsgetriebe, ist dies jedoch häufig gar nicht möglich, da sich das Schiffsfundament und die Antriebseinheit bei der Entwicklung und Produktion nicht am selben Ort befinden oder noch gar nicht existieren. Außerdem ist es kaum durchführbar, alle Varianten zu messen bzw. zu berechnen. Dies macht es erforderlich, ein Werkzeug für die Prognose zu erarbeiten, das es ermöglicht, den übertragenen Körperschall im Entwicklungsprozess vorherzusagen und durch Änderung der Struktureigenschaften anzupassen.

## 1.2 Literaturübersicht

Die Vorausberechnung des Körperschalleintrages in eine Struktur von Maschinen ist für die Abstimmung von passiven Systemen schon immer eine wichtige Fragestellung. Aus dieser Tatsache heraus gehen die ersten Untersuchungen auf diesem Gebiet auf die siebziger Jahre zurück. Im Rahmen der nachfolgenden Literaturübersicht wird neben der Vorausberechnung auf Basis der Impedanzen und auf der Grundlage von Energiebetrachtungen auch der Einfluss der Struktureigenschaften auf die Übertragung des Körperschalls herausgearbeitet. Ebenfalls werden aktive Maßnahmen mit aufgenommen.

Bereits 1968 untersuchen Rubin und Biehl [01] den Körperschalleintrag an Flugzeugen. Dabei untersuchen Sie den Einsatz von weicheren Motor-Abkoppellelementen, das Hinzufügen einer Sperrmasse und den Einsatz von diskreten Dämpfern an den Koppelstellen zwischen Antriebsmotor und Koppelpunkt der Flugzeugstruktur. Rubin und Biehl beschränken sich auf den eindimensionalen Fall und gehen in Ihrer Betrachtung von masselosen Abkoppellelementen aus. Dies setzt voraus, dass die Abkoppellelemente in dem untersuchten Frequenzbereich keine Eigenfrequenzen haben, welche sich auf die Dämmwirkung auswirken.

Die Erweiterung um den akustischen Frequenzbereich wird 1971 von Meltzer [02] untersucht. Dazu untersucht er die Schwingungsisolierung von Abkoppellelementen im akustischen Frequenzbereich. Außerdem betrachtet er massebehaftete Abkoppellelemente, um die Wirksamkeit der Schwingungsisolierung im akustischen Frequenzbereich zu betrachten. Ziel dieser Berechnung ist jedoch, die auf den Aufstellort übertragene Kraft zu berechnen und nicht die Schwinggeschwindigkeit.

1977 wurde von Meltzig-Thiel und Meltzer [03] unter dem Titel „Voraussetzungen und Ergebnisse der Körperschallanregung von Gebäuden durch Maschinen“ die Schwinggeschwindigkeit am Aufstellort in Abhängigkeit der Maschine und des Fundaments allgemein beschrieben. Bereits damals haben Meltzig-Thiel und Meltzer die Bedeutung der Impedanzen an den Koppelstellen für die Körperschalleitung erkannt. Außerdem wurde die Unterscheidung zwischen unelastisch und körperschallisolierter aufgestellten Maschinen betrachtet. Wie jedoch auch Rubin und Biehl zuvor beschränken

sich die Betrachtungen auf masselose Abkoppellemente. Weiterhin gehen Meltzig-Thiel und Meltzer davon aus, dass die Fundamente reinen Massecharakter aufweisen.

Der hohe Stellenwert der Eingangsimpedanz auf die dynamische Antwort wird durch Schmidt [04] widergespiegelt, der bereits 1979 einen Katalog mit Impedanztabellen von Normprofilen vorstellt.

Die Berechnung der Schwinggeschwindigkeit erfolgt 1984 durch Gerwig [05] und Langer [06]. Gerwig untersucht Abkoppellemente und entwickelt die Formeln von Meltzig-Thiel und Meltzer [03] zur Vorausberechnung für den akustischen Frequenzbereich weiter. Außerdem erweitert er die Formeln zur Vorausberechenbarkeit der Körperschallübertragung durch mehrpunktig aufgestellte Maschinen. Langer [06] greift dieses Thema auf und untersucht umfassend die Auswirkungen von Messungenauigkeiten auf die Berechnungsgleichungen. Seine Ergebnisse veranlassen ihn, so genannte Näherungsgleichungen einzuführen. Dabei fasst er Terme und Gleichungen unter gewissen Voraussetzungen zusammen, um den mathematischen Fehler zu minimieren. Langer versucht damit das Verfahren praxisgerechter zu machen.

Ein aktuelles Beispiel für die Prognose der Schwingungsübertragung aus dem Jahr 2005 liefern Baklanov und andere [07, 08, 09, 10, 11]. Inhalt dieser Arbeiten ist der von Gas-Turbinen übertragene Körperschall in die Flugzeugstruktur und die Schallabstrahlung in die Kabine. Mit seiner Arbeit versucht Baklanov die dynamischen Modelle der Flugzeugstruktur zu verbessern und auf die typische, tieffrequente Erregung durch Gas-Turbinen anzupassen.

Einen anderen Weg der Prognose des übertragenen Körperschalls liefert die Energiebetrachtung. Bereits 1980 untersuchen Goyder und White [12, 13, 14] dazu den Energiefluss in Strukturen. Dabei lenken sie ihre Untersuchungen auf mit Balken verstärkte Platten. In ihre Betrachtung lassen sie auch den Einsatz von Abkoppellementen mit einfließen.

1993 machen sich Moorhouse und Gibbs [15] dieses Wissen zunutze, um eine Vorhersage der Körperschallemission von Maschinen auf Basis der Energiebetrachtung zu berechnen. Darauf aufbauend beschäftigen sich 1997 Fulford und Gibbs [16, 17, 18] mit der

Körperschallenergie und der Beschreibung von Körperschallquellen für Maschinen mit Mehrpunktbefestigung. Dabei berücksichtigen sie alle sechs Raumrichtungen einschließlich der Momentenanregung.

Bereits sehr früh hat auch Petersson mit Hilfe der Energiebetrachtung das Thema aufgegriffen, was viele Veröffentlichungen belegen. 1982 beschäftigen sich Petersson und Plunt [19, 20] mit den Effektiv-Mobilitäten auf Basis der Energiebetrachtung zur Vorausberechnung der Körperschalltransmission zwischen einer Quelle und einer Struktur. In den Jahren darauf entwickelt Petersson seine Theorien weiter [21, 22, 23, 24, 25, 26, 27]. Weitere Untersuchungen mittels der Energiebetrachtung aus den Jahren 1998, 2001 und 2002 werden von Bobrovnitskii [28, 29] und Hynnä [30] vorgenommen.

Eine weitere Arbeit stammt von Coja und Nilsson [31] aus dem Jahr 2003. Darin wird der Energie-Übergang durch ein Maschinenfundament untersucht. Durch Experimente an zwei verschiedenen Fundamenten wird gezeigt, dass eine Erhöhung der Steifigkeit an den Koppelpunkten den Energieaustausch in bestimmter Weise minimiert.

Neben dem Themenkomplex der Vorausberechnung gibt es eine Vielzahl von Arbeiten, die sich mit dem Einfluss der lokalen Struktureigenschaften auf die Übertragung des Körperschalls beschäftigen. Die Dissertation von Heppes [32] kann stellvertretend für viele andere ähnliche Arbeiten [24, 33, 34, 35] genannt werden. Dabei handelt es sich um die Simulation des Schwingungsverhaltens von Aggregatlagerungen unter Berücksichtigung nichtlinearer Koppelpunkte. Ausführlich werden alle akustisch relevanten Bezüge bereitgestellt, die für die Körperschallabkopplung von Maschinenaufstellungen wichtig sind und dabei die Wirkung des Abkoppellements direkt zum Fokus haben. Die gleiche Fragestellung untersuchte bereits 1984 Gerwig [05] und 2000 Bittner [36]. Als aktuelles Beispiel von 2003 kann Brunskog und Hammer [37] genannt werden, die sich mit der Interaktion zwischen ISO-Tapping-Machine und Leichtbauböden beschäftigen (Bauakustik). Die Auswirkung auf die Körperschalleinleitung bei Modifikation angeschlossener Systeme wird dabei aber nicht betrachtet.

Aktuelle Veröffentlichungen zu Themen der Körperschallabkopplung [38, 39, 40, 41, 42, 43] beschränken sich nahezu ausnahmslos auf aktive Abkoppelungsmaßnahmen mit Piezoaktoren. Mit solchen aktiven Interfaces wird versucht, die Maschine vom Fundament

schwingungsmäßig zu entkoppeln. Die aktive Entkoppelung, die auch unter den Begriff der Active-Vibration-Control (AVC) fällt, wird dabei vornehmlich für tonale und tieffrequente Komponenten ( $< 500$  Hz) im Körperschallspektrum eingesetzt, die damit erfahrungsgemäß effizient reduziert werden können. Rauschanteile und multiharmonische Spektren im Körperschallspektrum hingegen sind durch aktive Maßnahmen praktisch nicht zugänglich.

Anhand dieser Literaturübersicht ist ersichtlich, dass in einer Vielzahl von Arbeiten Beiträge zur Schwingungsprognose gekoppelter Systeme geleistet worden sind. Jedoch beziehen sich die meisten Veröffentlichungen auf sehr konkrete Problemstellungen wie z.B. plattenähnliche Strukturen. Eine Übertragbarkeit auf reale Strukturen ist dabei nur schwer möglich. Außerdem wird die Auswirkung auf die Körperschalleinleitung bei Modifikation angeschlossener Systeme kaum angemessen betrachtet.

### 1.3 Zielsetzungen und Überblick

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung einer Prognosemethode für die Schwingungsanregung bzw. Schwingungsentkoppelung von dynamischen Systemen in Abhängigkeit der Struktureigenschaften.

Wie die Literaturübersicht zeigt, vernachlässigen die meisten aktuellen Forschungsvorhaben den Einsatz von passiven Maßnahmen zugunsten einer aktiven Entkopplung des übertragenen Körperschalls. Dabei besitzen die passiven Maßnahmen bei deutlich geringeren Kosten meist ein noch nicht ausgeschöpftes hohes Potenzial, sofern sie an die Problematik entsprechend angepasst sind.

Zum anderen ergibt die Literaturrecherche, dass sich die meisten bisherigen Arbeiten mit passiven Lösungen auf sehr konkrete Anwendungsfälle beziehen, die analytisch lösbar sind. Somit ist aber eine Übertragbarkeit auf reale Strukturen kaum möglich. Außerdem wird bei bisherigen Untersuchungen die Auswirkung auf die Körperschalleinleitung bei Modifikation angeschlossener Systeme so gut wie nicht betrachtet. Dabei hängt aber der sich an der Koppelstelle zwischen einer schwingungsanregenden Maschine und einer Struktur einstellende Körperschall stark von den dynamischen Eigenschaften der beteiligten Strukturen ab.

Die vorliegende Arbeit trägt daher dem Bedarf Rechnung, ein Verfahren zur Vorausberechnung des übertragenen Körperschalls am Aufstellort einer Maschine bei Einzelpunktbefestigung in Abhängigkeit der dynamischen Eigenschaften der beteiligten Systeme zu entwickeln. Das Berechnungsverfahren beschränkt sich dabei auf eine Raumrichtung. Diese Einschränkung wird damit begründet, dass in der Körperschallakustik hauptsächlich BiegeWellen für die Schallabstrahlung verantwortlich sind, die durch eine orthogonale Anregung bzw. durch eindimensionale Longitudinalwellen bei stabähnlichen Konstruktionen hervorgerufen werden.

Bei der Art der Anbindung von Maschine und Fundament wird in dieser Arbeit zwischen einer starren Koppelung und einer elastischen Koppelung (mittels Abkoppellementen wie z.B. Gummielement oder Feder) unterschieden.

Ein weiterer Schwerpunkt dieser Arbeit liegt in der gegenseitigen Anpassung der Systemeigenschaften der beteiligten Strukturen. Dies ermöglicht es bereits im Entwicklungsstadium durch eine Veränderung der lokalen Systemeigenschaften, die Systeme so aufeinander abzustimmen und die Eingangsimpedanzen und Abkoppellemente so zu wählen, dass eine Minimierung hinsichtlich der zu erwarteten Schnelle durchgeführt werden kann.

Mit den Erkenntnissen dieser Arbeit können somit die immer häufiger auftretenden akustischen Forderungen in Lastenheften, welche Obergrenzen für die Übertragung von Körperschall vorschreiben, in Abhängigkeit der späteren Aufstellbedingungen bereits vor der Installation am späteren Einsatzort überprüft werden. Außerdem kann mit dieser Arbeit die Frage beantwortet werden, wie viel Potenzial eine Verringerung bzw. Erhöhung der Impedanz einer Struktur im Vergleich zu einer gegebenen Konfiguration birgt.

Die Arbeit ist folgendermaßen aufgebaut:

In Kapitel 2 werden zunächst die für die Vorausberechnung notwendigen Grundlagen und Begriffe erklärt. In Kapitel 3 wird das Verfahren der Vorausberechnung auf Basis der Impedanzmethode mathematisch hergeleitet und an einer Beispielstruktur angewendet. In Kapitel 4 wird der Einfluss der Eingangsimpedanz und der Struktureigenschaft erarbeitet. Um die Struktureigenschaften gezielt ändern zu können, wird die Eingangsimpedanz dazu an der Koppelstelle in ihre mechanischen Eigenschaften Masse, Dämpfung und Steifigkeit getrennt.

Anschließend wird in Kapitel 5 untersucht, wie sich der Schwingungspegel an der Koppelstelle in Abhängigkeit der Struktureigenschaften verändert. Dazu werden die Ergebnisse aus den beiden vorangegangenen Kapiteln zusammengeführt und im Anschluss daran die Struktureigenschaften variiert. Im Abschluss der Arbeit werden die Ergebnisse und Erkenntnisse in Kapitel 6 auf eine reale Struktur angewendet.

## 2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Grundbegriffe und Grundgleichungen zusammengefasst, die zur Lösung der in der Aufgabenstellung formulierten Problemstellung benötigt werden. Ausführliche Darstellungen finden sich in der Literatur bei Cremer und Heckl [44], Kollmann [45], Sinambari und andere [46] sowie Storm [47].

### 2.1 Impedanzen / Admittanzen

Um den Stellenwert der Eingangsimpedanz zu unterstreichen wird zunächst die Maschinenakustische Grundgleichung betrachtet [47]. Im Anschluss wird die Impedanz näher erläutert.

#### 2.1.1 Maschinenakustische Grundgleichung und Begriffsdefinitionen

Die Maschinenakustische Grundgleichung beschreibt die Entstehung krafterregter Maschinengeräusche, den so genannten indirekten Luftschall:

$$P(f) = \bar{F}^2(f) \cdot \frac{1}{Z_E^2(f)} \cdot T_v^2(f) \cdot S \cdot \sigma(f) \cdot Z_{\text{Medium}} \quad (2.1)$$

Die Maschinenakustische Grundgleichung lässt sich auch als Blockschaltbild darstellen. Dabei werden die Filtereigenschaften der einzelnen Terme deutlich.

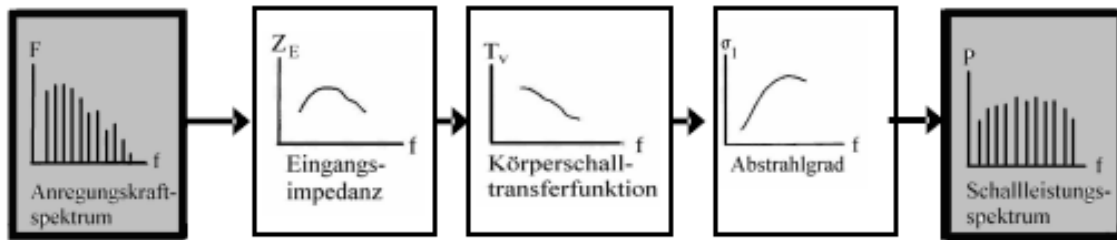


Abbildung 2.1: Maschinenakustische Grundgleichung als Blockschaltbild

Ausgehend von der Maschinenakustischen Grundgleichung sind für die Körperschallanregung einer Struktur die anregenden Kräfte sowie die Eingangsimpedanz maßgeblich.

Die Impedanz  $Z$  beschreibt ganz allgemein den dynamischen Schwingwiderstand, den eine betrachtete Struktur einer einwirkenden dynamischen Kraft entgegensetzt, was sich letztlich in der Ausbildung von Körperschall bemerkbar macht. Der Index  $j$  kennzeichnet dabei den Ort der Anregung, während der Index  $i$  den Ort der Geschwindigkeit betrachtet.

$$\underline{Z}_{ij}(\omega) = \frac{\underline{F}_j(\omega)}{\underline{v}_i(\omega)} \quad (2.2)$$

Bezieht man die Antwort der Struktur auf eine definierte, einwirkende Kraft am gleichen Ort ( $i=j$ ), spricht man von der Eingangsimpedanz  $Z_E$ . Die Eingangsimpedanz beschreibt den dynamischen Schwingwiderstand an einer Stelle der Struktur, an die entweder ein körperschallaktives Bauteil angeschlossen werden soll oder an der eine dynamische Kraft eingeleitet wird. Die Koppelstellen einer Struktur kann man dabei in zwei Klassen unterteilen: Einerseits in Befestigungsstellen, die starr miteinander gekoppelt werden, und andererseits in elastische Koppelstellen, welche mit Abkoppellementen versehen sind.

Neben der Impedanz  $Z$  spricht man auch häufig von der Admittanz  $H$ . Die Admittanz ist der Kehrwert der Impedanz.

$$\underline{H}_{ij}(\omega) = \frac{1}{\underline{Z}_{ij}(\omega)} = \frac{\underline{v}_j(\omega)}{\underline{F}_i(\omega)} \quad (2.3)$$

Die Admittanz beschreibt die Schwingfreudigkeit einer Struktur. Es ist zu beachten, dass es sich bei der Impedanz und Admittanz um Spektren, also um frequenzabhängige Funktionen, handelt. Außerdem sind die beiden Größen komplex, da es eine Phasenverschiebung zwischen Eingang und Ausgang gibt.

Die Messung und Bestimmung von Impedanzen wird ausführlich von Cremer und Heckl [44] beschrieben, so dass an dieser Stelle nicht näher darauf eingegangen wird.

### 2.1.2 Umrechnung Weg-Geschwindigkeit-Beschleunigung

Bei der Impedanz wird die Kraft auf die Schwinggeschwindigkeit bezogen. In der akustischen Messtechnik hingegen wird die Schwingung aber als Beschleunigung gemessen, während bei der numerischen Berechnung und Simulationen die Verschiebung ausgegeben wird.

Schwingweg  $s$ , Schwinggeschwindigkeit  $v$  und Schwingbeschleunigung  $a$  lassen sich jedoch leicht ineinander überführen [47]. Die erste Ableitung des Schwingweges nach der Zeit ist die Geschwindigkeit, die zweite Ableitung nach der Zeit die Beschleunigung. Umgekehrt kommt man durch Integration der Schwingbeschleunigung auf die Schwinggeschwindigkeit. Eine weitere Integration berechnet den Schwingweg.

Im Frequenzbereich gilt somit für die Schwinggeschwindigkeit der Zusammenhang

$$\underline{v}(\omega) = j \cdot \omega \cdot \underline{a}(\omega) \quad (2.4)$$

und

$$\underline{v}(\omega) = \frac{\underline{s}(\omega)}{j \cdot \omega} \quad (2.5)$$

In Abb. 2.2 wird für eine konstante, frequenzinvariante Beschleunigung der Frequenzgang des Schwingwegs, der Schwinggeschwindigkeit und der Schwingbeschleunigung dargestellt.

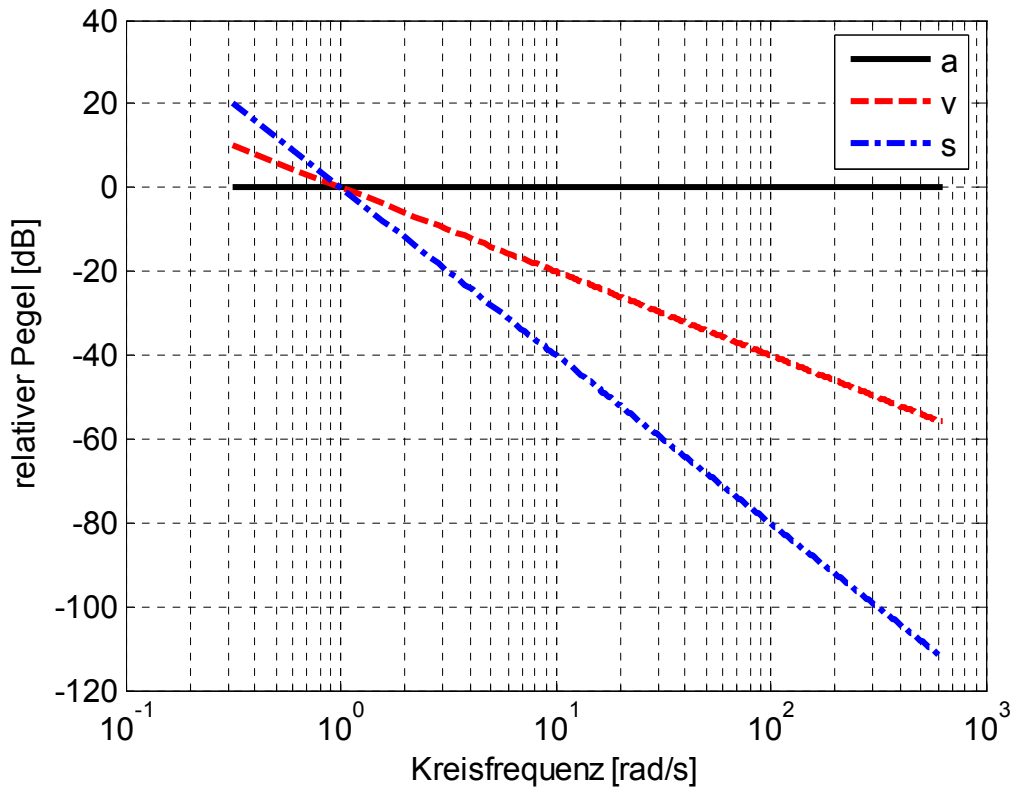


Abbildung 2.2: Zusammenhang zwischen Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung

Man erkennt eine Steigung von -20dB/Dekade für die Geschwindigkeit gegenüber der Beschleunigung und eine Steigung von -40dB/Dekade für den Weg gegenüber der Beschleunigung. Zusätzlich unterscheiden sich die drei Größen in ihrer Phasenlage zueinander: Die Geschwindigkeit eilt der Auslenkung um den Phasenwinkel  $\pi/2$  ( $= 90^\circ$ ) voraus und die Beschleunigung eilt der Geschwindigkeit um den Phasenwinkel  $\pi/2$  ( $= 90^\circ$ ) voraus.

### 2.1.3 Ideale Impedanzen

Die Impedanz für einen gedämpften Einmassenschwinger (SDOF) kann aufgrund seiner Bewegungsgleichung analytisch bestimmt werden [44].

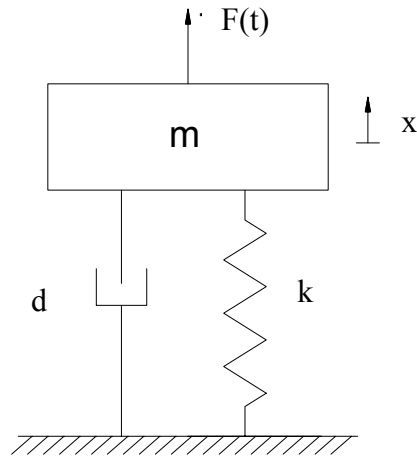


Abbildung 2.3: Einmassenschwinger

Das Kräftegleichgewicht des Einmassenschwingers mit der Masse  $m$ , der geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung  $d$  und der Steifigkeit  $k$  lautet

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + kx = \underline{F} \quad (2.6)$$

Man erhält daraus die Gleichung für die Eingangsimpedanz  $Z_e$ :

$$\underline{Z}_e(f) = \frac{\underline{F}(f)}{\underline{v}(f)} = j\omega m + d + \frac{k}{j\omega} \quad (2.7)$$

Hieraus folgt, dass sich die Eingangsimpedanz im Allgemeinen aus drei Anteilen zusammensetzt:

(1) Die Massenimpedanz  $j \cdot \omega \cdot m$ , bei der es sich um eine beschleunigungsproportionale Trägheitskraft handelt. Die Impedanz einer Punktmasse ist eine rein imaginäre Größe, d.h. die Schwinggeschwindigkeit der Masse ist um  $+90^\circ$  gegenüber der anregenden Kraft phasenverschoben.

(2) Die Dämpferimpedanz  $d$ , bei der es sich um eine geschwindigkeitsproportionale Dämpferkraft handelt. Dabei ist die Impedanz eines geschwindigkeitsproportionalen Dämpfers eine reelle Größe, d.h. die Schwinggeschwindigkeit des Dämpfers ist mit der angeregten Kraft in Phase.

(3) Die Federimpedanz  $k/(j \cdot \omega)$ , die wiederum rein imaginär ist, d.h. die Schwinggeschwindigkeit ist um  $-90^\circ$  gegenüber der anregenden Kraft phasenverschoben.

Der Impedanzverlauf eines Einmassenschwingers hat sein Minimum bei der Resonanz(kreis)-Frequenz. An dieser Stelle ist die Massenimpedanz gleich der Steifigkeitsimpedanz

$$|m \cdot j \cdot \omega| = \left| \frac{k}{j \cdot \omega} \right| \quad \text{und} \quad \omega^2 = k/m \quad . \quad (2.8)$$

Neben den Impedanzen der Grundelemente lassen sich auch die Eingangsimpedanzen von idealisierten Balken und Platten analytisch beschreiben. Für den idealisierten Balken mit beidseitiger Einspannung ergibt sich bei Biegeanregung in der Balkenmitte die frequenzgemittelte, idealisierte Impedanz zu [46]

$$\underline{Z}_{\text{Balken}}(f) = \frac{(1+j)}{2} \cdot m' \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot f} \cdot \sqrt[4]{B/m'} \quad (2.9)$$

mit  $B = \frac{E \cdot h^3}{12}$

und mit  $m' = \rho \cdot h$

Für eine elastische, unendlich ausgedehnte und dünne Plattenstruktur ergibt sich die frequenzgemittelte, idealisierte Impedanz bei Biegeanregung in der Plattenmitte zu [46]:

$$\underline{Z}_{\text{Platte}}(f) = \pi^3/4 \cdot \sqrt{m' \cdot B'} = \pi^3/4 \cdot \sqrt{\rho \cdot h \cdot B'} \quad (2.10)$$

mit  $B' = \frac{E \cdot h^3}{12(1-\mu^2)}$

Diese Eingangsimpedanz der Platte ist reell und unabhängig von der Anregungsfrequenz und ist nur abhängig vom Werkstoff und der Plattendicke. In Abb. 2.4 sind die qualitativen Verläufe dieser idealen Impedanzen über der Frequenz dargestellt.

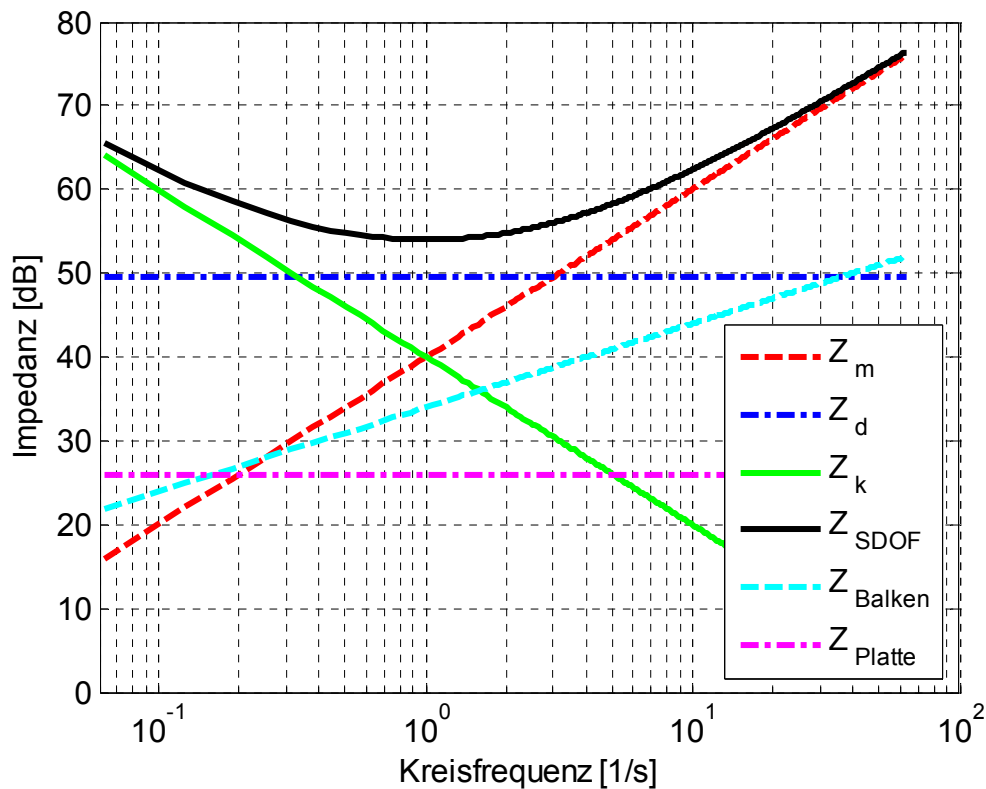


Abbildung 2.4: Ideale Impedanzen

Man erkennt für die Steifigkeitsimpedanz eine Steigung von -20dB/Dekade, für die Balkenimpedanz +10dB/Dekade, für die Massenimpedanz +20dB/Dekade und für die Dämpfungs- und Plattenimpedanz einen konstanten Verlauf über der Frequenz.

### 2.1.4 Reale Impedanzen

Die Impedanzen und Admittanzen von realen Bauteilen unterscheiden sich von denen der idealen Elemente [07, 08, 09, 10, 11, 19, 20, 46, 48]. Als Beispiel wird die Koppelstelle an einer Karosserie betrachtet (Abb. 2.5).



Abbildung 2.5: Koppelpunkt einer Karosserie

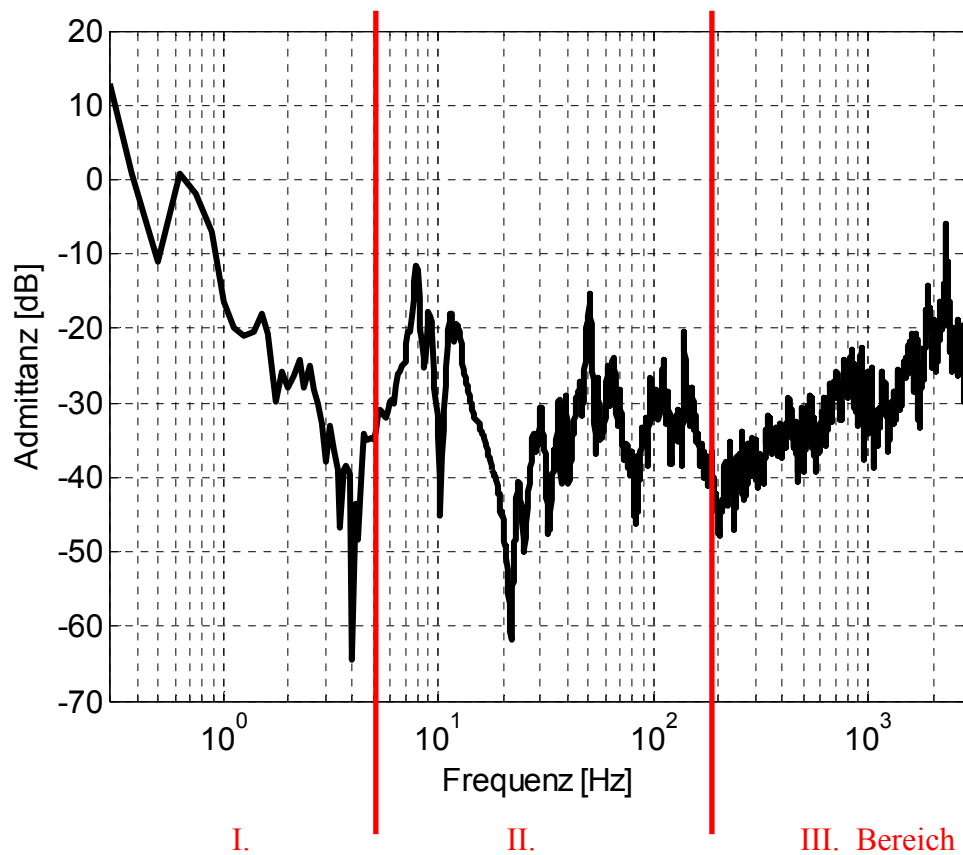


Abbildung 2.6: Reale Admittanz

Bei der Eingangsadmittanz in Abb. 2.6 fallen die Bereiche mit den ausgeprägten Eigenfrequenzüberhöhungen und den Antiresonanzen auf. Es gibt aber auch Bereiche, die nicht durch diesen Verlauf geprägt sind. Impedanzen realer Bauteile werden deswegen im Frequenzbereich in drei Bereiche unterteilt [46] (siehe Abb. 2.6).

Im Bereich I. unterhalb der 1. Struktureigenfrequenz verhalten sich die Bauteile je nach ihrer Einspannung als freie Masse oder Feder.

Im sich anschließenden Frequenzbereich (Bereich II.) wird die Eingangsimpedanz vor allem durch ihre Resonanzen und Antiresonanzen der Struktur geprägt. Je nach Dämpfung des Systems können dabei sehr hohe Schwingungsamplituden entstehen.

Im Bereich III. ist die Modendichte so hoch, dass sich zusammen mit der zunehmenden Dämpfung keine einzelnen Überhöhungen des Impedanzverlaufs mehr ablesen lassen. Je nach Einspannbedingung weist die Struktur im Mittel Platten- oder Balkencharakter auf.

## 2.2 Übertragungsfunktion des Einmassenschwingers

Der Einmassenschwinger ist das einfachste Beispiel eines schwingungsfähigen Systems. Im Folgenden wird der eingeschwungene Zustand bei harmonischer Anregung betrachtet. Jede periodische Kraftanregung kann dabei mittels der Fouriertransformation eindeutig durch eine unendliche Summe harmonischer Erregungen dargestellt werden [49].

Aus der Bewegungsgleichung (Gl. 2.6) kann daraus für den eingeschwungenen Zustand bei harmonischer Anregung die Übertragungsfunktion analytisch bestimmt werden:

$$\underline{h}(\Omega) = \frac{F}{[(k - m\Omega^2) + jd\Omega]} \quad , \quad (2.11a)$$

$$\underline{h}(\Omega) = \frac{F}{k} \frac{1}{[(1 - \eta^2) + i2D\eta]} \quad \text{mit} \quad \eta = \frac{\Omega}{\omega} \quad (2.11b)$$

$$\text{mit} \quad \omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.11b)$$

$$\text{und mit} \quad D = \frac{1}{2} \frac{d}{\sqrt{mk}}$$

Da es sich bei der Übertragungsfunktion um eine komplexe Größe handelt, lässt sie sich weiterhin in Amplituden- und Phasengang auflösen:

$$h(\Omega) = \frac{F}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2D\eta)^2}} \quad , \quad (2.12)$$

$$\tan \alpha = \frac{-d\Omega}{k - m\Omega} = \frac{2D\eta}{1-\eta^2} \quad (2.13)$$

Wie aus den Formeln ersichtlich ist, hängt die Amplitude stark von der Dämpfung ab. Man beobachtet bei im Maschinenbau üblichen Dämpfungen ( $1 \cdot 10^{-2} < D < 1 \cdot 10^{-3}$ ) eine Überhöhung des Frequenzgangs bei der Eigenfrequenz. Bei einer anregenden Kraft von 1 N kann daraus der Schwingweg bestimmt werden (s. Abb. 2.7).

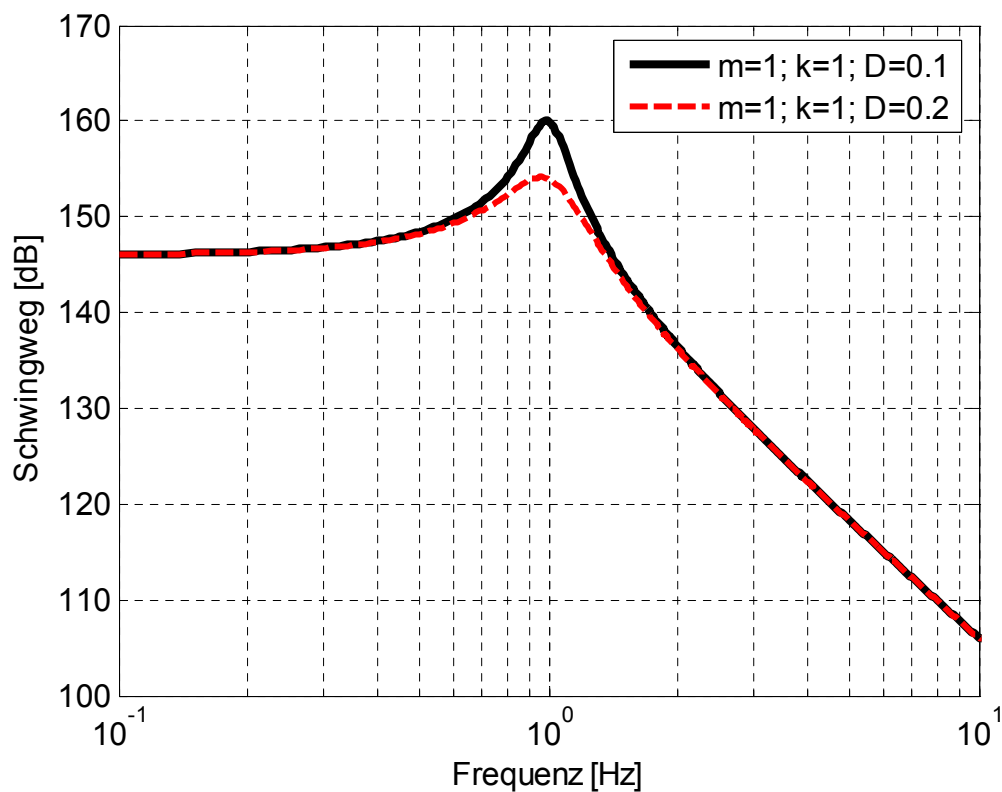


Abbildung 2.7: Schwingweg Einmassenschwinger

## 2.3 Abkoppellelemente

Um die Körperschalleinleitung zu verringern, werden häufig elastische Koppellelemente eingesetzt. Die klassische Theorie behandelt die Schwingungsentkoppelung von Maschinen etwa bis 200 Hz einigermaßen genau. Dabei werden die Abkoppellelemente als masselose, biegeeweiche Federn abgebildet. Im akustischen Frequenzbereich ist die Massebelegung der Elemente jedoch nicht mehr vernachlässigbar.

Für die Abbildung eines Abkoppellements benötigt man die Materialkenndaten (Elastizitätsmodul, Querkontraktionszahl, Dichte und Werkstoffdämpfung). Das Abkoppellelement wird vorzugsweise durch die Vierpol-Theorie beschrieben [05, 06, 07, 36, 50, 51]. Um diese Elemente mathematisch zu beschreiben, werden zunächst die Schnittgrößen definiert.

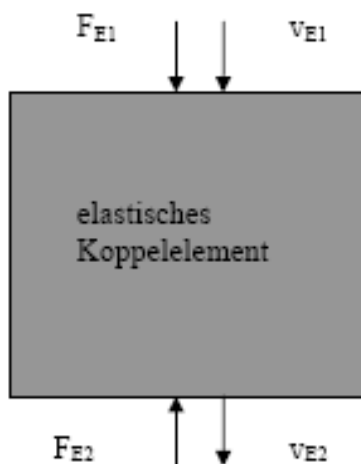


Abbildung 2.8: Schnittgrößen am elastischen Koppellelement

Daraus ergeben sich nach der Vierpoltheorie [51] folgende Zusammenhänge:

$$\begin{Bmatrix} F_{E1} \\ F_{E2} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{E11} & k_{E12} \\ k_{E21} & k_{E22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} v_{E1} \\ v_{E2} \end{Bmatrix} \quad (2.14)$$

Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass Abkoppellelemente im Allgemeinen ein nichtlineares Verhalten aufweisen. Ihr dynamisches Verhalten ist neben der statischen Vorlast und der Frequenz noch von vielen anderen Faktoren abhängig (z.B. Temperatur).

### **3 Vorausberechnung der Schwingschnelle mittels der Impedanzmethode**

Ein Verfahren zur Vorausberechnung der Schnelle am Aufstellort ermöglicht es, eine Veränderung der Eingangsimpedanz des späteren Aufstellorts und eine Optimierung hinsichtlich der zu erwarteten Schnelle vorzunehmen. Das Verfahren stützt sich dabei auf die Vorausberechnung nach Gerwig und Langer [05, 06]. Dabei wird zwischen einer starren Koppelung und einer elastischen Koppelung mittels Abkoppellement an der Koppelstelle unterschieden.

Die Berechnungsverfahren beschränken sich auf eine Einzelpunktbefestigung zwischen Maschine und Struktur. Dies setzt voraus, dass zwischen mehreren Befestigungsstellen und den Schwingungen in den sechs Raumrichtungen keine oder nur eine vernachlässigbare Koppelung besteht.

Eine weitere Voraussetzung ist, dass die Kraft punktförmig eingeleitet werden muss. Dies ist erfüllt, wenn die Abmessung der Angriffsfläche klein gegen die Biegewellenlänge bzw. Longitudinalwellenlänge im interessierenden Frequenzbereich ist. Als Beispiel kann die Biegewellenlänge einer 4 mm dicken Stahlplatte genannt werden: Während die Biegewellenlänge bei 100 Hz 0,63 m beträgt, ist diese bei 1000 Hz bereits auf 0,2 m verringert. Bei 10 kHz beträgt die Wellenlänge nur noch 0,063 m [47].

Außerdem setzt das Verfahren voraus, dass die anregenden Kräfte unabhängig von den Fundamenteigenschaften sind. Bei der Erregerkraft der Maschine handelt es sich um diejenigen Kräfte, die im Inneren der Maschine erzeugt werden. Dies können z.B. freie Massenkräfte durch Unwucht, Ungleichförmigkeiten in der Lastübernahme und dergleichen sein. Durch diese Annahme können die inneren Kräfte in den Berechnungsgleichungen eliminiert werden, so dass die Größe, Ort und Übertragungsfunktionen zu den Koppelstellen der Maschine nicht benötigt werden bzw.

für die Durchführung der Berechnung nicht bekannt sein müssen. Dadurch wird das Verfahren für viele Problemstellungen anwendbar.

### 3.1 Starre Koppelung

Für die Berechnung der Schnelle auf dem Betriebsfundament müssen nach Langer [06] neben der Schnelle auf dem Prüffundament auch die Admittanzen der Koppelstellen aller im Kraftfluss liegenden Systeme bekannt sein. Die körperschallaktive Struktur wird im Folgenden als Maschine, die körperschallpassive Struktur als Fundament bezeichnet. Zunächst wird folgendes Schema betrachtet:

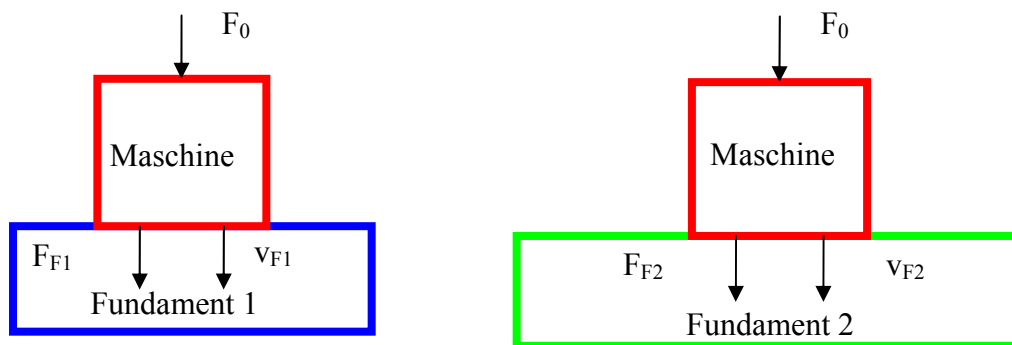


Abbildung 3.1: Schema der starren Koppelung

Links in der Abb. 3.1 ist die Maschine auf dem Fundament 1 montiert. Dabei könnte es sich z.B. um ein Prüffundament im Labor handeln. Bei laufender Maschine kann das Schnellespektrum  $v_{F1}(f)$  an der Koppelstelle bestimmt werden. Auf der rechten Seite der Abb. 3.1 ist die gleiche Maschine auf dem Fundament 2 montiert. In der Praxis könnte dies der Befestigungsort im späteren Betrieb, z.B. ein Schiffsfundament, sein. Das sich dort einstellende Schnellespektrum  $v_{F2}(f)$  soll im Folgenden berechnet werden, ohne dass die zweite Konfiguration aufgebaut und im Betrieb gemessen werden muss. Ausgehend von diesem Schema können im Folgenden durch Freischneiden der beteiligten Systeme und Aufstellen der Gleichgewichtsbedingung die Formeln für die Vorausberechnung aufgestellt werden.

### 3.1.1 Schnittgrößen

Zunächst wird die Maschine freigeschnitten:

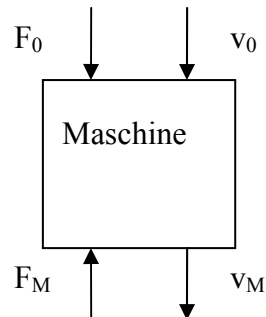


Abbildung 3.2: Schnittgrößen der Maschine

Die Kraft  $F_0$  bezeichnet dabei die innere Kraft der Maschine. Die Kraft  $F_M$  bezeichnet die Kraft, die an der Koppelstelle vorliegt. Aus der Vierpoltheorie ergibt sich daraus für die Geschwindigkeiten:

$$v_0 = h_{M11}F_0 + h_{M12}F_M \quad , \quad (3.1)$$

$$v_M = h_{M21}F_0 + h_{M22}F_M \quad (3.2)$$

Für die Berechnung der Schwingschnelle am Aufstellort benötigt man also neben der Schwingschnelle auf dem Prüffundament noch die Admittanzen der Maschine und der beiden Fundamente sowie die Schwingschnelle auf dem Fundament 1. Diese wird aus der Übertragungsfunktion des Einmassenschwingers abgeleitet.

Analog wird die Admittanz eines Fundaments gewonnen.

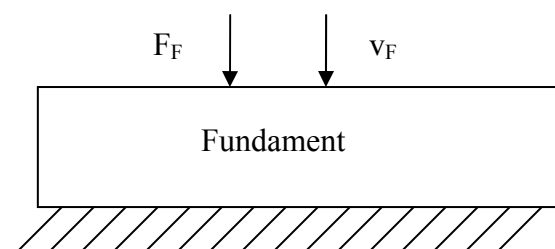


Abbildung 3.3: Schnittgrößen des Fundaments

Somit ergibt sich die Schwingschnelle des Fundaments:

$$v_F = h_F F_F \quad (3.3)$$

### 3.1.2 Mathematische Herleitung

Die starre Koppelung mit dem Fundament 1 wird durch folgende Bedingungen beschrieben:

$$v_M = v_{F1} \quad , \quad (3.4)$$

$$F_M = F_{F1} \quad (3.5)$$

Für die Maschine gilt damit aus Gleichung 3.2:

$$v_M = v_{F1} = h_{M21} F_0 + h_{M22} F_M \quad (3.6)$$

Für das Fundament 1 ergibt sich aus Gleichung 3.3:

$$F_M = F_{F1} = h_{F1}^{-1} v_{F1} \quad (3.7)$$

Setzt man Gl. 3.6 in Gl. 3.7 ein, ergibt sich mit  $F_M = F_{F1}$  und  $v_M = v_{F1}$

$$(1 - h_{M22} h_{F1}^{-1}) v_{F1} = h_{M21} F_0 \quad . \quad (3.8)$$

Diese Gl. 3.8 beschreibt die sich einstellende Schnelle am Koppelpunkt. Da  $h_{M21}$  und  $F_0$  jedoch in den meisten Fällen unbekannt sind, werden diese im Folgenden eliminiert.

Dazu stellt man Gleichung 3.3 für das Fundament 2 auf und berechnet analog zur Gl. 3.8:

$$(1 - h_{M22} h_{F2}^{-1}) v_{F2} = h_{M21} F_0 \quad (3.9)$$

Gl. 3.8 und Gl. 3.9 kann man zusammenfassen, um die nicht messbaren Größen  $h_{M21}$  und  $F_0$  zu eliminieren:

$$(1 - h_{M22} h_{F1}^{-1}) v_{F1} = (1 - h_{M22} h_{F2}^{-1}) v_{F2} \quad (3.10)$$

Erweitert man die Gleichung mit  $h_{F1}$  und  $h_{F2}$  und stellt sie nach  $v_{F2}$  um, ergibt sich

$$v_{F2} = \frac{h_{F2} (h_{F1} - h_{M22})}{h_{F1} (h_{F2} - h_{M22})} v_{F1} \quad (3.11)$$

Mit dieser Formel ist es möglich die Schnelle auf einem beliebigen Fundament vorzuberechnen. Die Größen, die für die Vorausberechnung benötigt werden, sind neben der Schwingschnelle auf dem Fundament 1 die Admittanzen des Fundaments 1, des Fundaments 2 und der Maschine an der Koppelstelle.

## 3.2 Elastische Koppelung

Für die Beschreibung der elastischen Koppelung wird das Abkoppellement als Teil der Maschine betrachtet. Dies hat den Vorteil, dass von dem Abkoppellement keine Materialdaten vorliegen müssen. Außerdem bleiben die Berechnungsformeln überschaubar.

Zur Definition der Bezeichnungen gilt damit folgendes Schema:

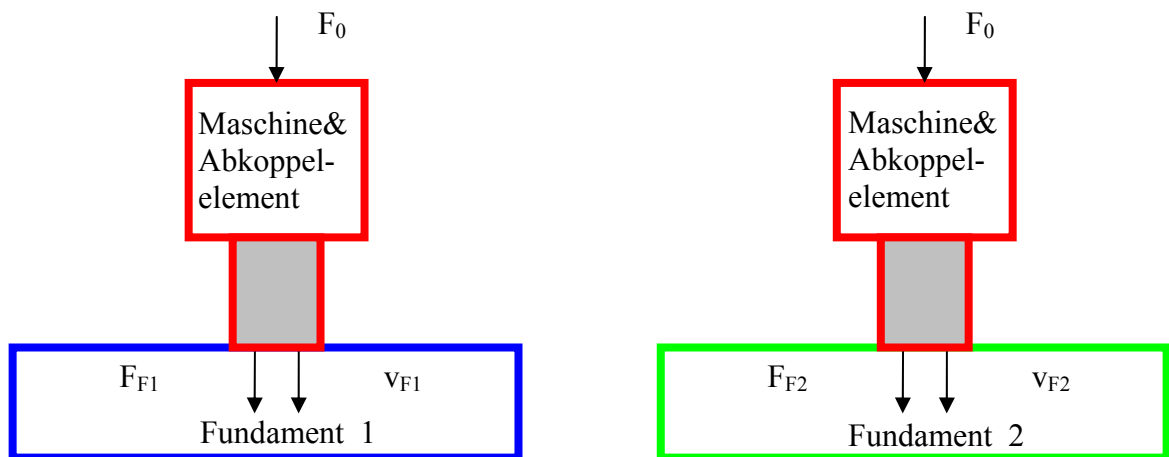


Abbildung 3.4: Schema der elastischen Koppelung

Die in Kap 3.1 aufgestellte Gleichung 3.11 gilt dann analog für die elastische Koppelung. Bei der Bestimmung der Admittanzen sowie der Schnelle  $v_{F1}$  werden die Maschine und das Abkoppellement als ein einziges Bauteil betrachtet.

### 3.3 Überprüfung des Verfahrens

Bevor die Formeln der Vorausberechnung angewendet werden, wird das Verfahren (Gl. 3.11) für die starre und elastische Koppelung am Beispiel eines analytisch lösbaren Fall überprüft. Dazu wird die Maschine als Masse und die Fundamente als Einmassenschwinger abgebildet. Dies hat den Vorteil, dass sämtliche Admittanzen und die Schwingschnellen analytisch berechnet werden können. Für die Überprüfung der elastischen Koppelung wird das Abkoppellement als masselose Feder mit Dämpfung angenommen. Auf einen mathematischen Beweis der Gleichung 3.11 wird an dieser Stelle verzichtet.

Die mechanischen Eigenschaften Masse, Dämpfung und Steifigkeit sind folgendermaßen gewählt:

Maschine: Masse  $m = 1 \text{ kg}$

Abkoppellement: Steifigkeit  $k = 100.000 \text{ N m}^{-1}$ , Dämpfung  $d = 10 \text{ N s m}^{-1}$

Fundament 1: Masse  $m = 0,1 \text{ kg}$ , Steifigkeit  $k = 100.000 \text{ N m}^{-1}$ ,  
Dämpfung  $d = 10 \text{ N s m}^{-1}$

Fundament 2: Masse  $m = 0,2 \text{ kg}$ , Steifigkeit  $k = 1.000.000 \text{ N m}^{-1}$ ,  
Dämpfung  $d = 10 \text{ N s m}^{-1}$

Für die starre und elastische Koppelung ergeben sich daraus die analytisch bestimmte Schnelle und die vorausberechnete Schnelle nach Gl. 3.11 bei einer anregenden Kraft von 1 N zu:

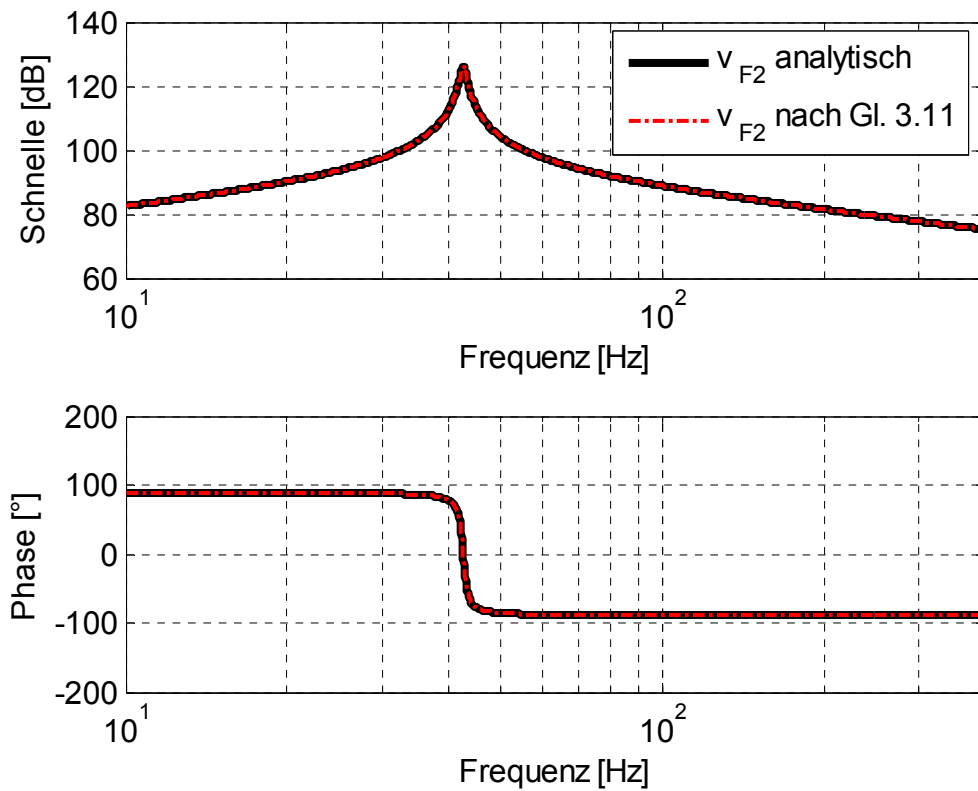


Abbildung 3.5: Prognose der Schnelle bei starrer Koppelung

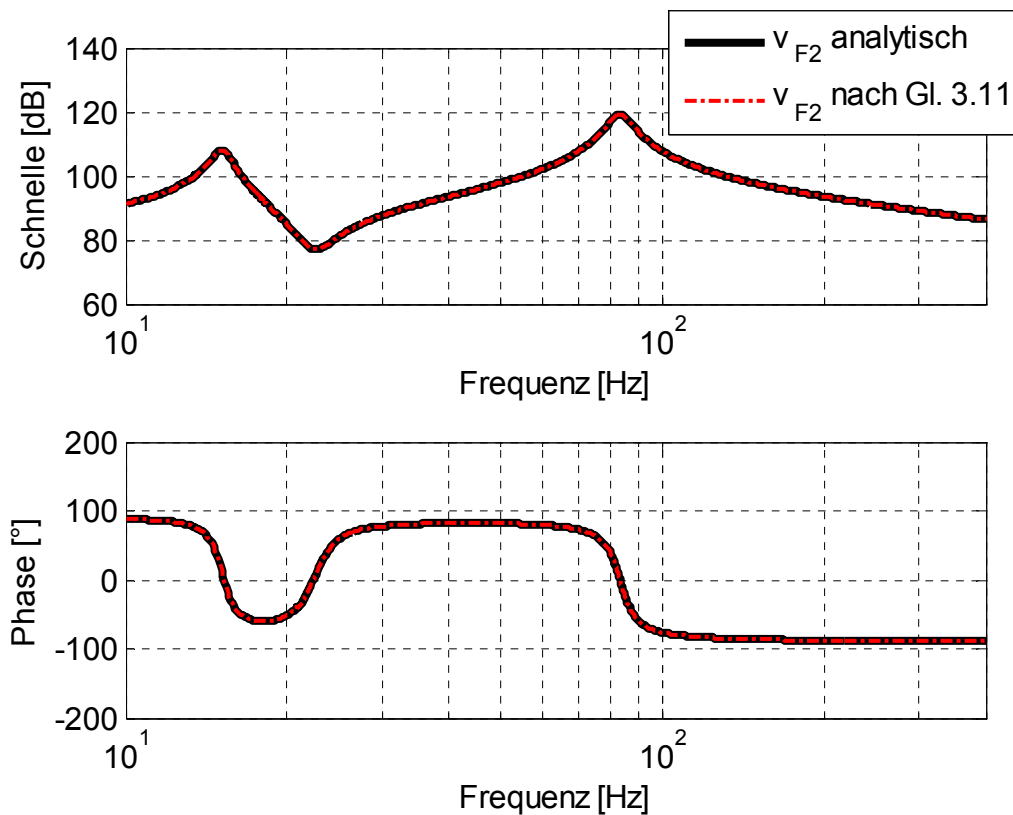


Abbildung 3.6: Prognose der Schnelle bei elastischer Koppelung

In den Diagrammen verläuft die vorausberechnete Schnelle praktisch deckungsgleich mit der analytischen Lösung. Die aufgestellten Berechnungsgleichungen sind somit zutreffend.

### 3.4 Anwendung des Verfahrens

Die analytisch nachgewiesenen Berechnungsgleichungen werden als nächstes an einer realen Struktur überprüft.

#### 3.4.1 Verwendeter Prüfstand

Für die Untersuchungen müssen zunächst zwei verschiedene Fundamente aufgebaut werden. Die Fundamente bestehen aus einem gelenkig gelagerten Biegebalken mit Rechteckprofil. Die Lagerung wird auf langen, biegeweichen Gewindestangen der Größe M 2,5 realisiert und hat damit weitestgehend gelenkigen Charakter (siehe Abb. 3.7).

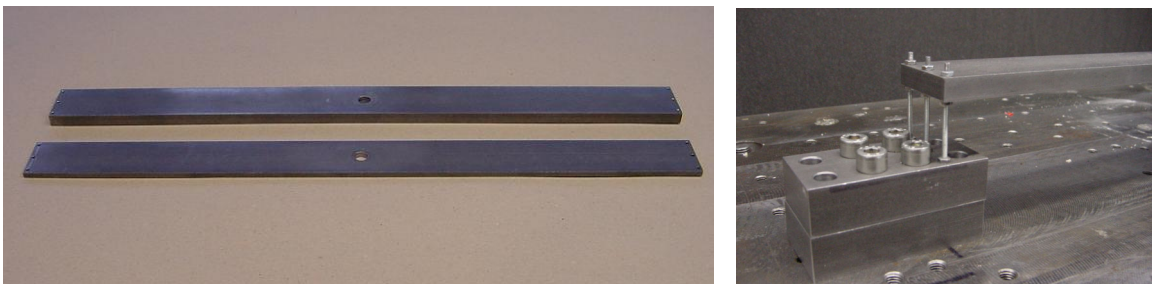


Abbildung 3.7: Balkenfundament

Die Abmessungen des Balkens betragen:

Fundament 1:  $l \times b \times h = 520 \times 40 \times 5 \text{ mm}^3$  (Masse ca. 800g)

Fundament 2:  $l \times b \times h = 520 \times 40 \times 10 \text{ mm}^3$  (Masse ca. 1600g)

Als Maschine wird eine zylindrische Masse (Durchmesser 40mm, Höhe 40mm;  $m = 380\text{g}$ ) benutzt. Als Betriebskraft wird in der Simulation eine harmonische Kraft angenommen, die am oberen Ende der Maschine angreift. Bei den Messungen werden die Betriebskräfte durch einen Shaker in Form eines weißen Rauschens bzw. durch einen Kraftimpuls mit einem Impulshammer aufgebracht.

Für die elastische Koppelung wurde als Abkoppellement ein zylindrisches Gummimetallelement der Firma Vibracoustic (Bez. C4040 / Artikel-Nr. 509237) verwendet.

Bei der Befestigung der Masse und des Abkoppellements auf dem Fundament wird eine Unterlegscheibe zwischengelagert, um die Kontaktfläche und somit den Einfluss auf das Fundament gering zu halten und den nicht vermeidbaren Steifigkeitszuwachs zu minimieren.

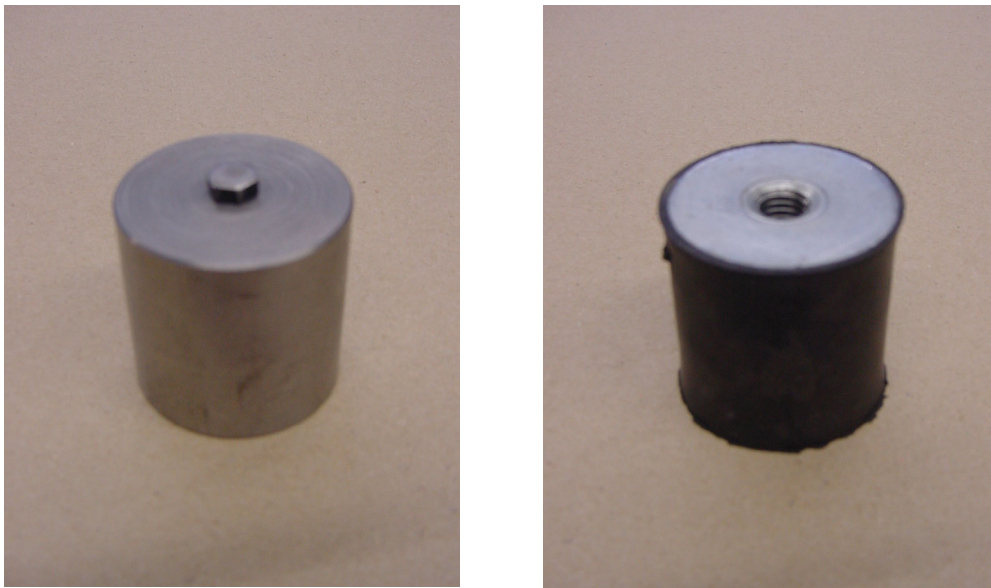


Abbildung 3.8: Maschine und Abkoppellement

### 3.4.2 Bestimmung der Admittanzen und Schwingschnellen

Die für die Vorausberechnung benötigten Daten werden sowohl messtechnisch als auch in der FEM-Simulation bestimmt.

In der messtechnischen Untersuchung erfolgt die Anregung sowohl mit einem elektrodynamischen Shaker als auch mit einem Impulshammer. Die Strukturantwort wird mittels eines piezoelektrischen Beschleunigungssensors (IEPE-Type) gemessen, während die Kraft an der Krafteinleitungsstelle mit einem piezoelektrischen Kraftsensor (IEPE-Type) gemessen wird. Die Datenaufzeichnung und Auswertung erfolgt über eine PC-basierende Messwerterfassung. Die Berechnung des Schnellespektrums und die Erstellung der Diagramme erfolgt mit der Software MATLAB (Version R14). Die

Simulation wird mit der FEM -Software ANSYS (Version 11.0) durchgeführt. Mittels der Frequenzganganalyse (Methode FULL) wird der Frequenzgang der Struktur bei bekannter Kraftanregung berechnet und daraus die Übertragungsfunktion bestimmt [52].

Der Prüfstand wird für die Simulation mit der Finite-Element-Methode (FEM) modelliert. Sowohl der Balken als auch die Masse bestehen aus Stahl, für den ein lineares und isotropes Werkstoffverhalten angenommen wird. Als Element wurde das Tetraeder-Volumenelement SOLID92 gewählt. Dabei handelt es sich um ein quadratisches Element mit zusätzlichen Knoten auf den Kanten. Da Tetraeder-Elemente die einzigen Volumenelemente sind, für die vollautomatische und auf beliebige Geometrien anwendbare Vernetzungsalgorithmen existieren, werden nur diese verwendet. Die Vernetzung erfolgt mit Hilfe des vollautomatischen Volumen-Vernetzungsalgorithmus von ANSYS mit einer im gesamten Rechengebiet konstanten Elementgröße.

Als Dämpfung wird das Lehrsche Dämpfungsmaß eingesetzt. Für die Simulation wurden folgende Materialkennwerte angenommen:

Stahl:

Elastizitätsmodul	$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ [N m}^{-2}\text{]}$
Querkontraktionszahl	$\mu = 0,3 \text{ [-]}$
Dichte	$\rho = 7.86 \cdot 10^3 \text{ [kg m}^{-3}\text{]}$
Lehrsches Dämpfungsmaß	$D = 0,01 \text{ [-]}$

Elastomer:

Elastizitätsmodul	$E = 3 \cdot 10^6 \text{ [N m}^{-2}\text{]}$
Querkontraktionszahl	$\mu = 0,5 \text{ [-]}$
Dichte	$\rho = 1,1 \cdot 10^3 \text{ [kg m}^{-3}\text{]}$
Lehrsches Dämpfungsmaß	$D = 0,05 \text{ [-]}$

Zur Bestimmung der notwendigen Elementgröße werden verschiedene Vernetzungsvarianten miteinander verglichen, mit dem Ziel, eine ausreichende Genauigkeit bei geringer Rechenzeit zu erhalten. Dabei werden hauptsächlich die berechneten Eigenfrequenzen betrachtet. Die gewählte Elementgröße für die Simulation beträgt 7 mm.

### 3.4.3 Anwendung des Verfahrens bei starrer Koppelung

Mit der Formel 3.11 und den ermittelten Werten für die Admittanzen und der Schnelle kann die Vorausberechnung erfolgen. Um die berechneten Werte vergleichen und bewerten zu können, wird der Schwingungszustand auf dem Fundament 2 bestimmt und mit dem vorausberechnetem Zustand verglichen.

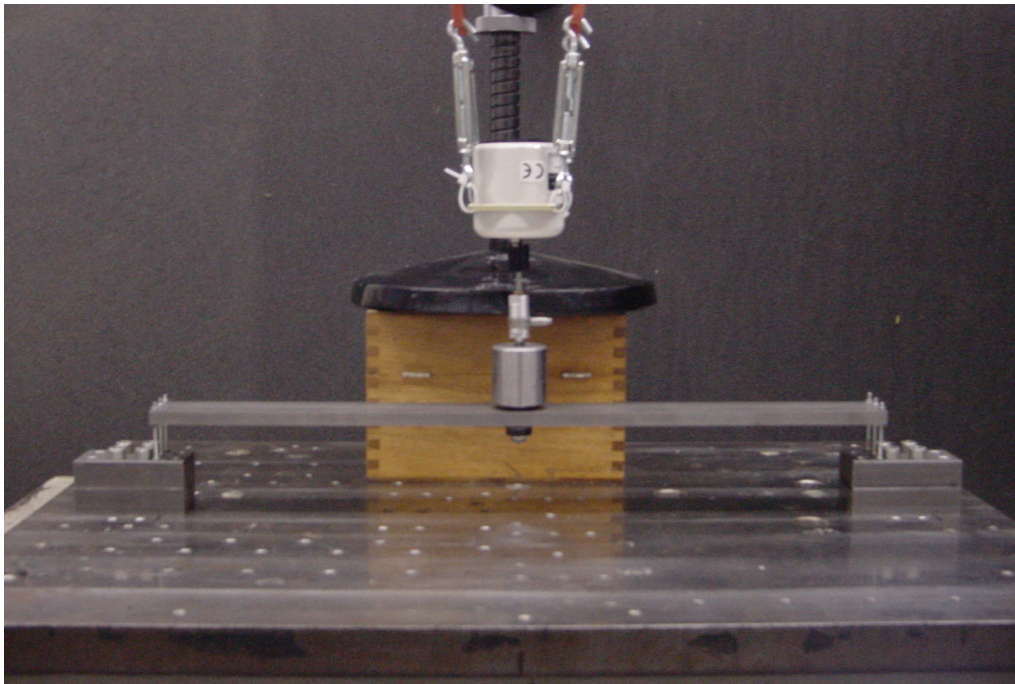


Abbildung 3.9: Prüfstand bei starrer Koppelung

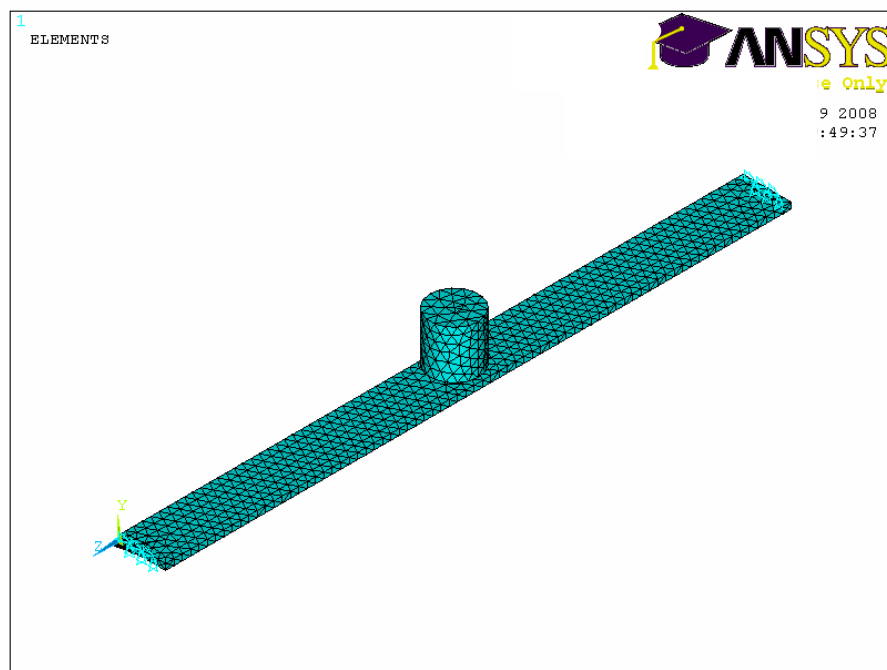


Abbildung 3.10: FE- Modell der starren Koppelung

Zunächst werden die Ergebnisse betrachtet, die sich aus der FEM-Simulation ergeben.

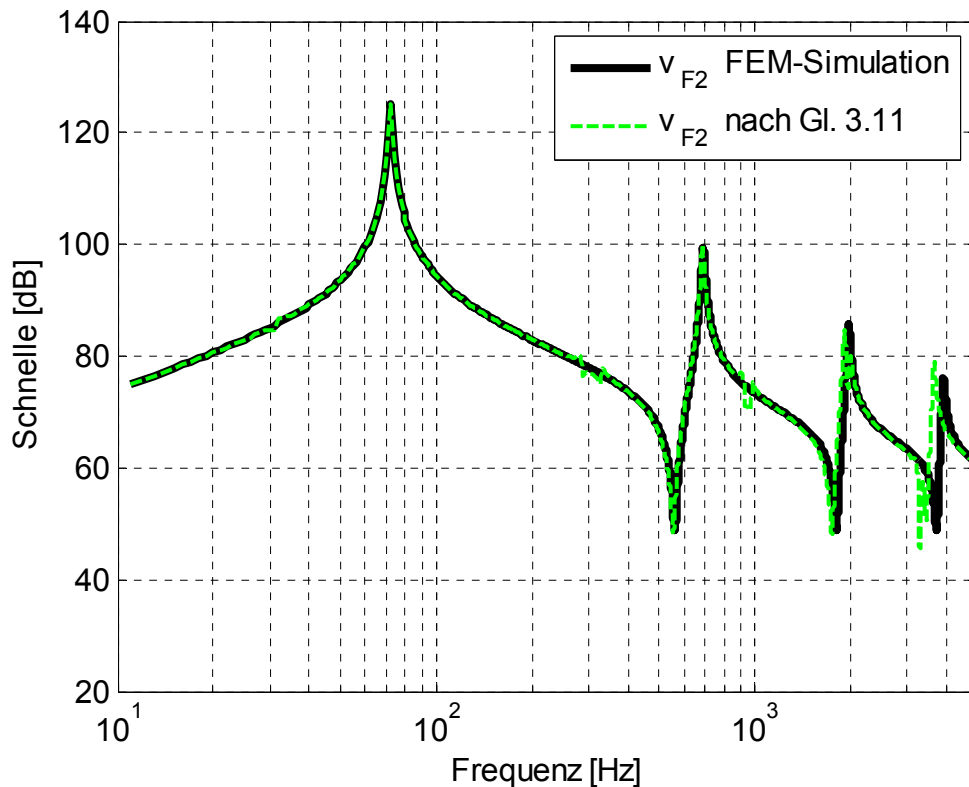


Abbildung 3.11: Prognose der Schnelle bei starrer Koppelung der FEM-Simulation

Aus Abb. 3.11 kann man entnehmen, dass sich die Schnelle für den Fall der starren Koppelung auf Basis der Simulationsergebnisse über große Frequenzbereiche gut prognostizieren lässt. Dabei werden sowohl die Eigenfrequenzen als auch der Verlauf des Schnellespektrums bis hin zu den Antiresonanzen weitestgehend richtig abgebildet. Es fallen aber auch geringe Unterschiede zwischen den Simulationsergebnissen und der Vorausberechnung des Schnellespektrums auf. Um deren Ursache zu klären, werden die Überhöhungen des Schnellespektrums mit den Eingangswerten der Vorausberechnungsformel (Gl. 3.11) verglichen (siehe Anhang).

Die Eigenfrequenzen des Systems ergeben sich immer an den Stellen, an denen die Amplituden der Admittanz des Fundaments 2 sowie der Maschine übereinstimmen (72 Hz, 686 Hz, 1912 Hz und 3653 Hz). Somit kommt dem Berechnungsschritt  $h_{F2} - h_{M22}$  in der Gleichung 3.11 eine besondere Bedeutung zu. Die Antiresonanzen befinden sich an den Stellen, an denen die Admittanz des Fundaments 2 Minima aufweist (555 Hz, 1739 Hz, 3457 Hz). Die Eigenfrequenzen und die Antiresonanzen entsprechen dabei weitestgehend denen der simulierten Schwingschnelle. Unterschiede ergeben sich zum einen durch

Ungenauigkeiten in den Admittanzen des Fundaments 2 und der Maschine, sowie zum anderen durch die unvermeidbare Versteifung des Fundaments bei montierter Maschine.

Im weiteren Verlauf des Schnellespektrums sind bei einzelnen Frequenzen Unterschiede zwischen dem Simulationsergebnis und der Vorausberechnung des Schnellespektrums erkennbar. Dies hängt sowohl mit den verwendeten Admittanzverläufen und dem Schnellespektrum zusammen, die in die Berechnungsgleichung mit eingehen. So sind die Abweichungen in Abb. 3.11 bei 284 Hz, 324 Hz, 917 Hz, 987 Hz und 3300 Hz auf die Admittanz des Fundaments 1 zurückzuführen.

Ein ähnliches Ergebnis ergibt sich aus der Vorausberechnung auf Basis der Messungen (s. Abb. 3.12 und 3.13). Zunächst wird die Berechnung mit den Messergebnissen, die mit dem Shaker gewonnen wurden, betrachtet. Im Anschluss daran wird die Berechnung des Schnellespektrums mit den Messergebnissen, die mit dem Impulshammer gewonnen wurden, durchgeführt. Die Schnellespektren sind dabei auf eine anregende Kraft von 1N normiert.

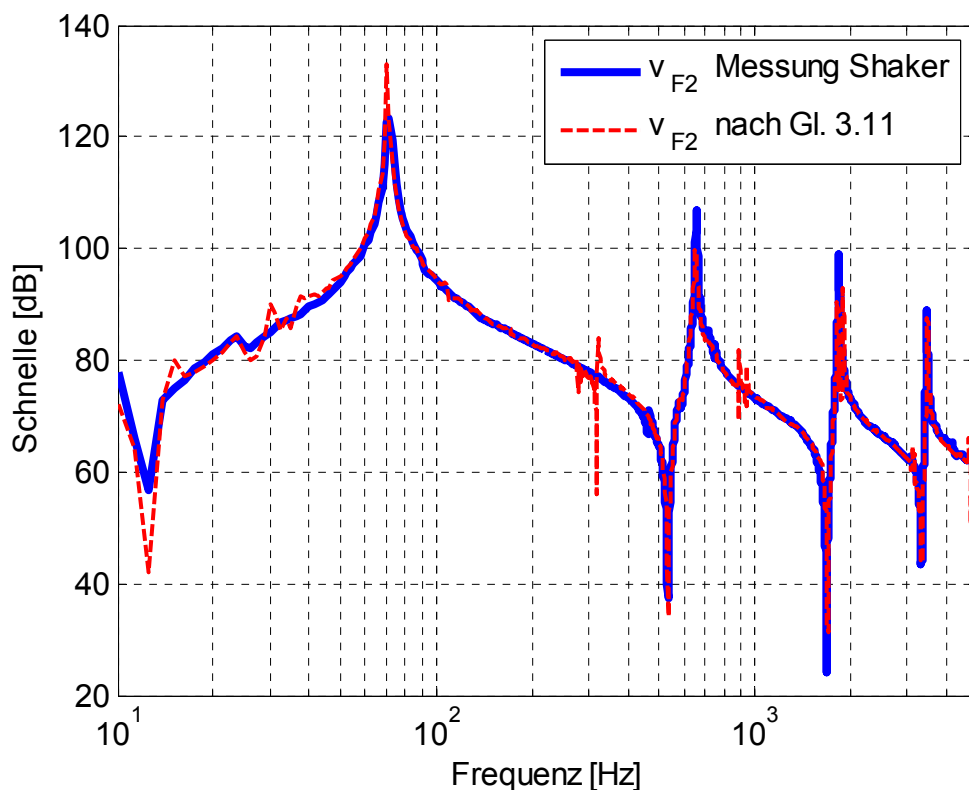


Abbildung 3.12: Prognose der Schnelle bei starrer Koppelung der Shaker-Messung

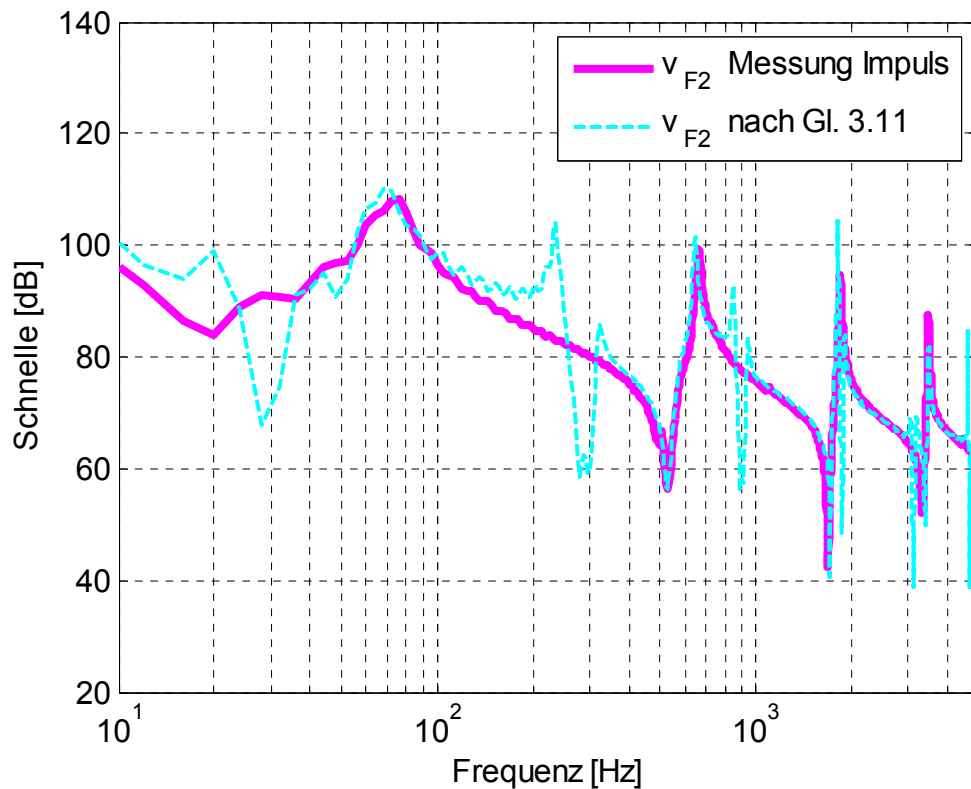


Abbildung 3.13: Prognose der Schnelle bei starrer Koppelung der Impuls-Messung

Wie schon bei der Vorausberechnung der Schnelle auf Basis der Simulationsergebnisse lässt sich auch bei der Vorausberechnung auf Basis der Messergebnisse das Schnellespektrum für den Fall der starren Koppelung über große Frequenzbereiche gut prognostizieren (Abb. 3.12 und 3.13). Dabei werden sowohl die Eigenfrequenzen als auch der Verlauf des Schnellespektrums bis hin zu den Antiresonanzen weitestgehend abgebildet. Die Unterschiede lassen sich, wie bei der Untersuchung auf Basis der Simulationsergebnisse, zum einen durch die Versteifung des Fundaments durch die montierte Maschine, zum anderen durch die Ungenauigkeiten in den verwendeten Admittanzen und Schwingungspegeln in der Berechnungsgleichung 3.11 erklären.

Bei der Anwendung des Verfahrens mit der Impulsanregung (Abb. 3.13) ergeben sich bei einzelnen Frequenzen erhebliche Abweichungen von bis zu 20 dB zwischen den gemessenen und vorausberechneten Schnelleverläufen auf dem Anwenderfundament. Das ist ein erheblicher Nachteil zur Shakermessung. Es hat aber den Vorteil, dass die Bestimmung der Impedanzen mittels der Impulsmethode im Vergleich zur Shakeranregung nur einen geringen zeitlichen und materiellen Aufwand bedeutet.

Beim Vergleich zwischen dem vorausberechneten Schnellespektrum aus der Simulation und der Messung fallen die Unterschiede bei den auftretenden Eigenfrequenzen auf. Da die Lagerbedingungen des Balkens in der Messung nicht den idealen Bedingungen in der Simulation entsprechen, kommt es wahrscheinlich zu einer Verschiebung der Eigenfrequenzen.

### 3.4.4 Anwendung des Verfahrens bei elastischer Koppelung

Analog zu Kapitel 3.4.2 ergeben sich für die elastische Koppelung die vorausberechneten Schnellespektren (s. Abb. 3.14 - 3.16).

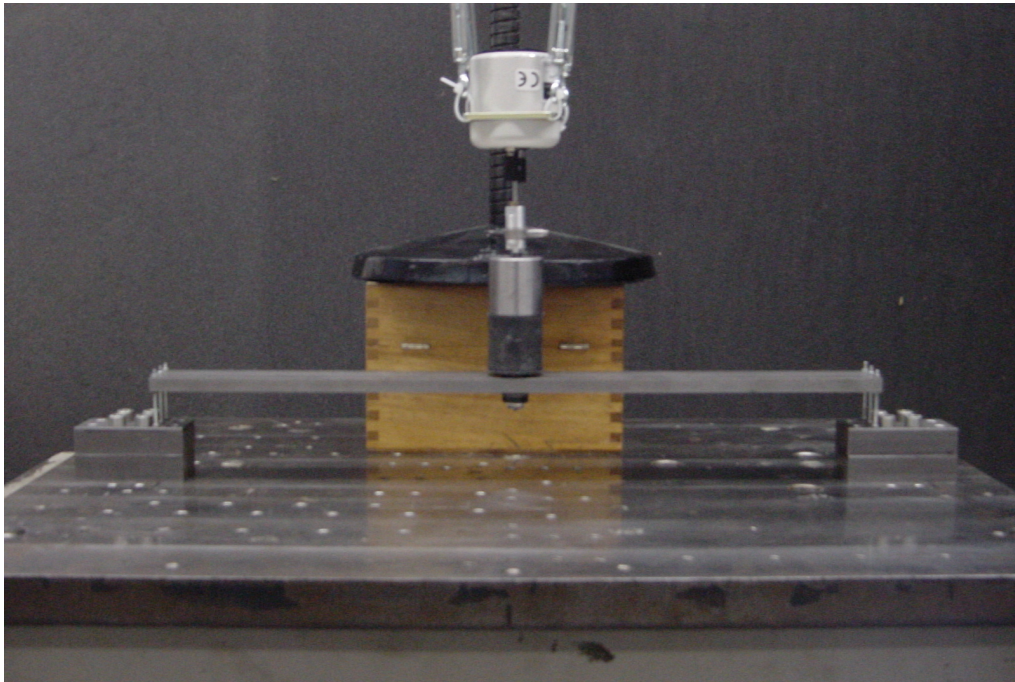


Abbildung 3.14: Prüfstand der elastischen Koppelung

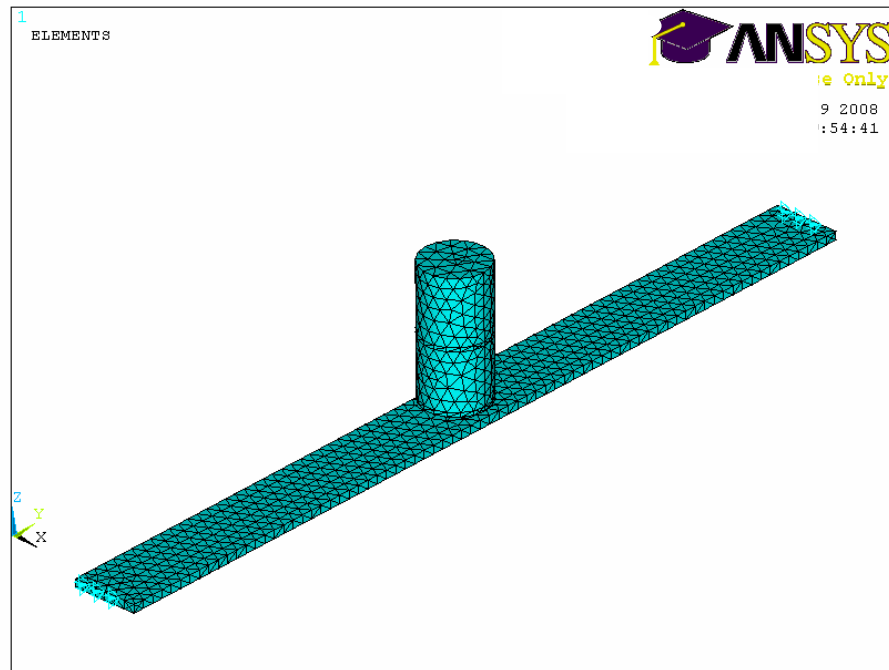


Abbildung 3.15: FE- Modell der elastischen Koppelung

Zunächst werden wieder die Ergebnisse betrachtet, die sich aus der FEM-Simulation ergeben. Im Anschluss daran werden die Ergebnisse auf Basis der Messergebnisse dargestellt.

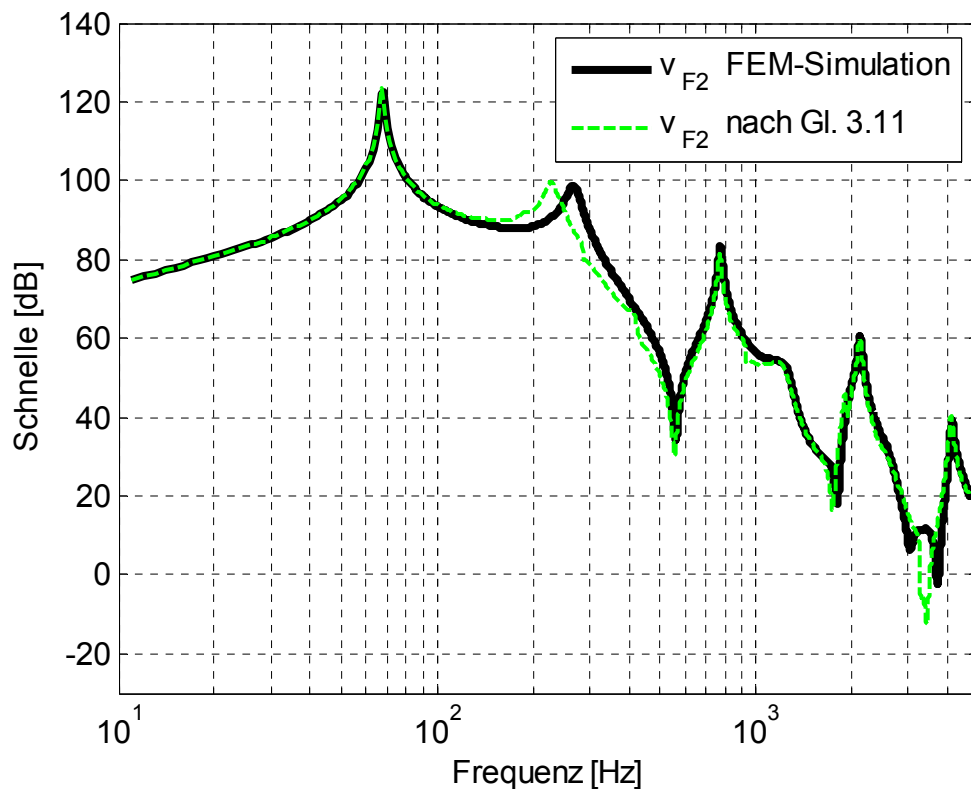


Abbildung 3.16: Prognose der Schnelle bei elastischer Koppelung der FEM-Simulation

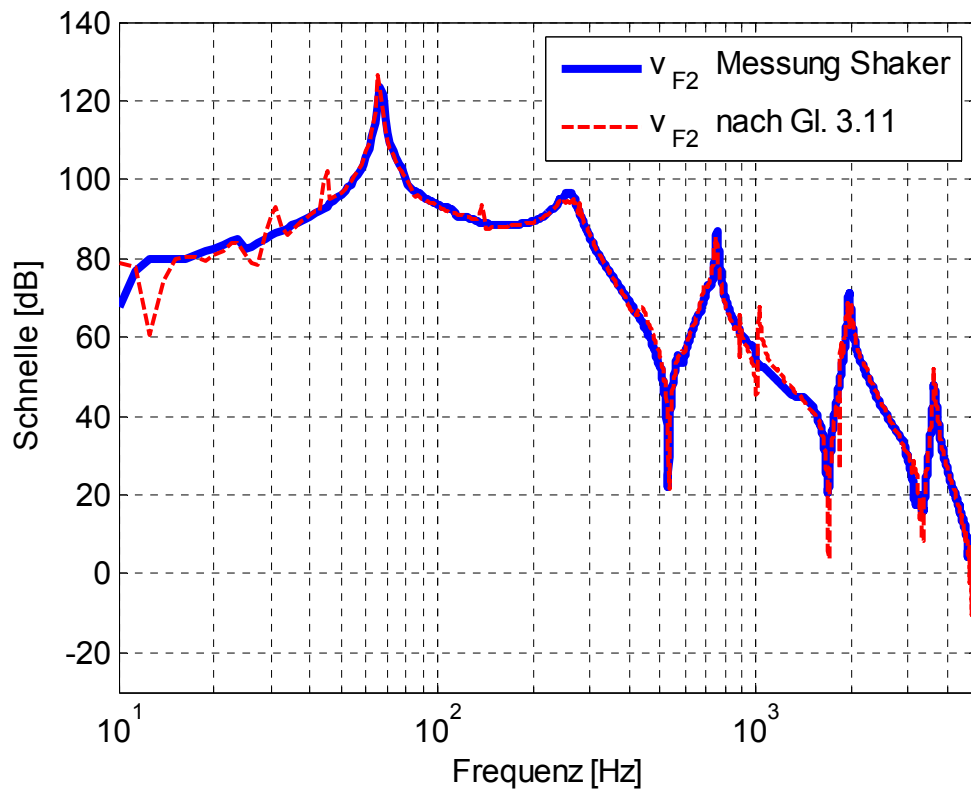


Abbildung 3.17: Prognose der Schnelle bei elastischer Koppelung der Shaker-Messung

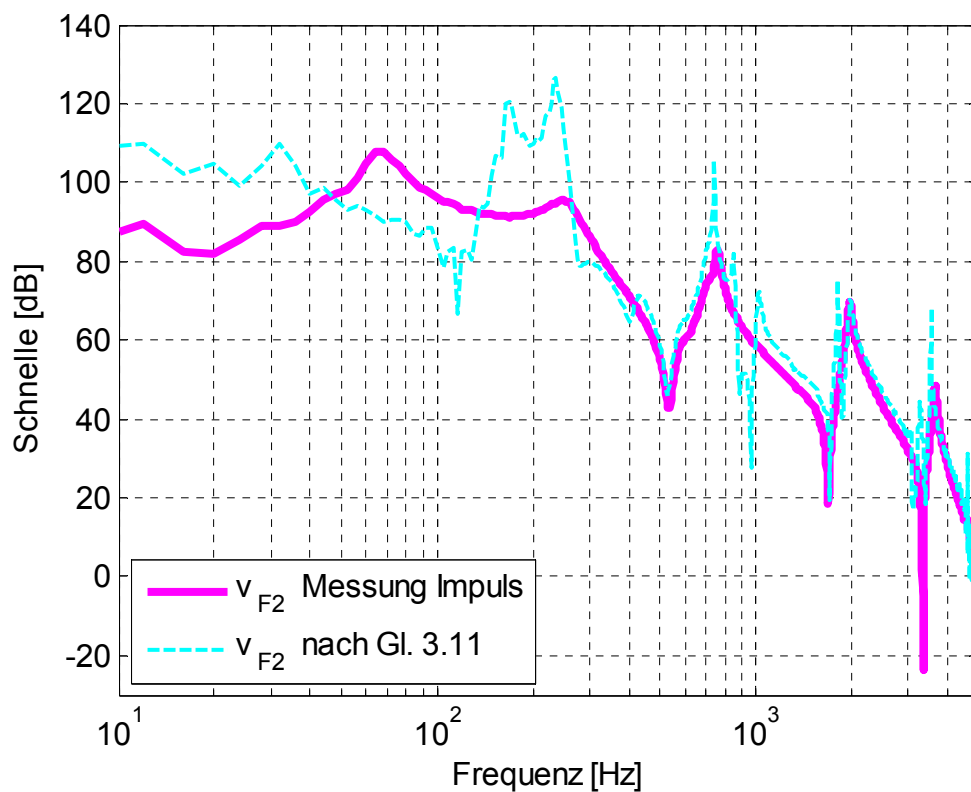


Abbildung 3.18: Prognose der Schnelle bei elastischer Koppelung der Impuls-Messung

Auch für den Fall der elastischen Koppelung lässt sich in großen Bereichen das Schnellespektrum gut prognostizieren. Die dabei auftretenden Unterschiede zwischen vorausberechnetem Schnellespektrum und simuliertem bzw. gemessenem Schnellespektrum liegen in den gleichen Größenordnungen wie bei der starren Koppelung. Die Ursachen der Abweichungen sind die gleichen wie bei der starren Koppelung.

Die Überhöhungen des Schnellespektrums der FEM-Simulation bei 67 Hz, 771 Hz, 2125 Hz und 4126 Hz stammen aus Biegeeigenschwingungen des Balkens, während die Überhöhung des Schnellespektrums bei 228 Hz der ersten Eigenfrequenz des Abkoppellements in Anregungsrichtung entspricht.

### 3.5 Zusammenfassung Kapitel 3

Zunächst wurden die Berechnungsgleichungen der Vorausberechnung für die starre und elastische Koppelung hergeleitet und überprüft. Die vorausgegangenen Untersuchungen dienen dem Nachweis der Richtigkeit des Vorausberechnungsverfahrens. Dazu wurde die Richtigkeit mittels bekannter Zusammenhänge überprüft und nachgewiesen.

Die Untersuchung an einer realen Struktur zeigt weiterhin, dass das Verfahren den Verlauf des Schnellespektrums bei aufwändig ermittelten Eingangswerten für die Berechnungsgleichung mit geringen Abweichungen sowohl messtechnisch als auch in der Simulation gut wiedergibt. Erkennbare Unterschiede treten hauptsächlich bei einzelnen Frequenzen auf. Dies hängt sowohl an den verwendeten Admittanz- und Schwingungsverläufen, als auch an ausgeführten Rechenoperationen in der Gleichung 3.11.

Jedoch müssen die für die Rechnung benötigten Eingabegrößen mit größter Genauigkeit bestimmt werden, da es sonst zu großen Abweichungen in der Vorausberechnung des Schnellespektrums nach Gl. 3.11 kommen kann. Weitere Hinweise zu diesem Punkt findet man bei Langer [06].

## 4 Beschreibung der Eingangsimpedanz in Abhängigkeit der lokalen Struktureigenschaften

Die Eingangsimpedanz realer Bauteile besitzt unendlich viele Eigenfrequenzen und Antiresonanzen (s. Kap 2.1.4). Dabei nimmt die Eigenmodendichte zu hohen Frequenzen hin zu. Beschränkt man sich auf einen bestimmten Frequenzbereich, reduziert sich deren Anzahl, jedoch bleibt immer noch eine Fülle an Eigenfrequenzen und Antiresonanzen vorhanden. Um die Eingangsimpedanz in Abhängigkeit der lokalen Struktureigenschaften verändern zu können, muss sie in einem vorgegebenen Frequenzbereich mathematisch beschrieben werden.

Analog zur theoretischen und experimentellen Systemanalyse wird die Idee, eine reale Struktur als Summe von Einmassenschwingern (SDOF's) aufzufassen, genutzt. Aus der Superposition der Übertragungsfunktionen dieser Einmassenschwinger kann damit die angenäherte Eingangsimpedanz in Abhängigkeit von den mechanischen Struktureigenschaften Masse, Dämpfung und Steifigkeit dieser Einmassenschwinger beschrieben werden [47, 53]. Dieses Identifikationsverfahren wird auch als SDOF-Verfahren bezeichnet [45, 54]. Das SDOF-Verfahren ist auf lineare Systeme beschränkt, da bei nichtlinearen Systemen das Superpositionsprinzip nicht mehr gilt. Gegebenenfalls kann ein nichtlineares System um einen Arbeitspunkt linearisiert werden, um es mit dem SDOF-Verfahren beschreiben zu können. Außerdem setzt das Verfahren voraus, dass die Eigenformen in dem betrachteten Frequenzbereich nicht modal gekoppelt sind, d.h. dass die Impedanz keine dicht beieinander liegenden Eigenfrequenzen aufweist. In diesem Fall kann eine Beschreibung mittels des MDOF-Verfahren erfolgen [45, 54], bei der Mehrmassenschwinger für die Modellbildung zugrunde gelegt werden. Dies ist aber nicht Gegenstand dieser Untersuchung.

Durch diese mathematische Beschreibung besteht ein Zusammenhang zwischen Eingangsimpedanz und den mechanischen Struktureigenschaften Masse, Dämpfung und

Steifigkeit. Damit können diese lokalen Eigenschaften individuell verändert und die Auswirkung auf die Eingangsimpedanz berechnet werden.

## 4.1 Mathematische Beschreibung des SDOF-Verfahrens

Die mathematische Beschreibung des SDOF-Verfahrens teilt sich in zwei Schritte auf. Zunächst müssen die lokalen Struktureigenschaften der Ersatzstruktur bestimmt werden, im Anschluss daran wird aus den einzelnen Einmassenschwingern die resultierende Admittanz dieser Ersatzstruktur berechnet.

Ausgangspunkt der Ermittlung der lokalen Größen ist der Verlauf der Eingangsadmittanz. Zunächst wird für jede Überhöhung des Amplitudenfrequenzgangs die zugehörige Resonanzeigenfrequenz  $\omega_i$  abgelesen. Übliche Maschinen sind meist schwach gedämpfte Systeme ( $1 \cdot 10^{-2} < D < 1 \cdot 10^{-3}$ ) [45, 47]. Bei diesen kann die Dämpfung an den Eigenfrequenzen aus der Halbwertsbreitenmessung ermittelt werden [56]. Hierzu werden die links- bzw. rechtsseitig vom lokalen Maximalwert des Frequenzgangs liegenden Frequenzen bestimmt, bei denen die Amplitude gegenüber dem Maximalpegel um 3 dB abgefallen ist. Das Lehrsche Dämpfungsmaß an diesen Stellen ergibt sich aus:

$$D_i = \frac{\omega_{\text{rechts},i} - \omega_{\text{links},i}}{2 \cdot \omega_i} \quad (4.1)$$

Die Steifigkeit an der Stelle der Eigenfrequenz kann aus Gl. 2.12 mit  $\eta = \Omega/\omega = 1$  bestimmt werden. Für  $H_{\text{max}}$  ist der Amplitudenwert der Admittanz an der Stelle der betrachteten Resonanzeigenfrequenz  $\omega_i$  einzusetzen:

$$k_{\text{max},i} = \frac{1}{H_{\text{max},i}} \cdot \frac{1}{2D_i} \cdot j \cdot \omega_i \quad (4.2)$$

Die Masse kann aus der Gleichung der Eigenfrequenz des Einmassenschwingers bestimmt werden:

$$m_i = \frac{k_i}{\omega_i^2} \quad (4.3)$$

Somit liegen alle lokalen Größen der idealen Elemente (Masse, Dämpfung und Steifigkeit) vor. Ausgehend davon kann die Übertragungsfunktion der einzelnen Einmassenschwinger berechnet werden. Zuvor können diese lokalen Eigenschaften individuell verändert und angepasst werden. Die Admittanz eines Einmassenschwingers ergibt sich aus [49]:

$$\underline{H}_i(\Omega) = \frac{1}{[(k_i - m_i \cdot \Omega^2) + j \cdot d_i \cdot \Omega]} \cdot j \cdot \omega_i \quad (4.4)$$

Superpositioniert man nun die Admittanzen aller Einmassenschwinger auf, ergibt sich die Admittanz des Ersatzmodells:

$$\underline{H}_{\text{ges}}(\Omega) = \sum_{i=1}^n \underline{H}_i(\Omega) \quad (4.5)$$

## 4.2 Anwendung des SDOF-Verfahrens an einer Balkenstruktur

Die Idee, eine Struktur aus einer Summe von Einmassenschwingern abzubilden, wird zunächst am Beispiel des Balkenprüfstands aus Kap. 3.3 angewendet.

### 4.2.1 Beschreibung der Admittanz mit dem SDOF-Verfahren

Ausgehend vom Verlauf der Eingangsadmittanz des Balkens mit 5mm Dicke, können die idealen Elemente der Einmassenschwinger nach Kap. 4.1 berechnet werden. Da die Kraft in der Balkenmitte angreift, werden nur die ungeraden Eigenformen angeregt. Bei den geraden Eigenformen befindet sich in der Balkenmitte an der Anregungsstelle ein Knotenpunkt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. In dem betrachteten Frequenzbereich besitzt die Eingangsadmittanz fünf Resonanzüberhöhungen, welche durch fünf unabhängige Einmassenschwinger beschrieben werden.

Frequenz	lokale Masse m	lokale Dämpfung D	lokale Steifigkeit k
43 Hz (1.EF)	0.548 kg	0.01	40.000 N m <sup>-1</sup>
392 Hz (3.EF)	0.412 kg	0.01	2.500.000 N m <sup>-1</sup>
1100 Hz (5.EF)	0.419 kg	0.01	20.000.000 N m <sup>-1</sup>
2185 Hz (7.EF)	0.425 kg	0.01	80.000.000 N m <sup>-1</sup>
3664 Hz (9.EF)	0.434 kg	0.01	230.000.000 N m <sup>-1</sup>

Tabelle 4.1: Lokale Größen des Balkenprüfstands 5mm

Anhand dieser Werte der idealen Elemente der Einmassenschwinger können die Admittanzen bestimmt und superponiert werden. Auffällig ist dabei, dass die lokalen Massen ungefähr der halben Masse des Balkens (800g) entsprechen. Dies kann damit begründet werden, dass je die Hälfte der Gesamtmasse des Balkens dem Ort der Maximalschwingung, der andere Teil dem unbewegten Teil der Lagerung zugeordnet werden kann.

Die Admittanz des Balkens und die Admittanzen der fünf Einmassenschwinger sind in Abb. 4.1 dargestellt. Die resultierende Admittanz aus der Superposition der Einmassenschwinger beschreibt die Eingangsadmittanz des Balkens (Abb. 4.2). Neben der Amplitude ist auch die Phase der Admittanz mit abgebildet.

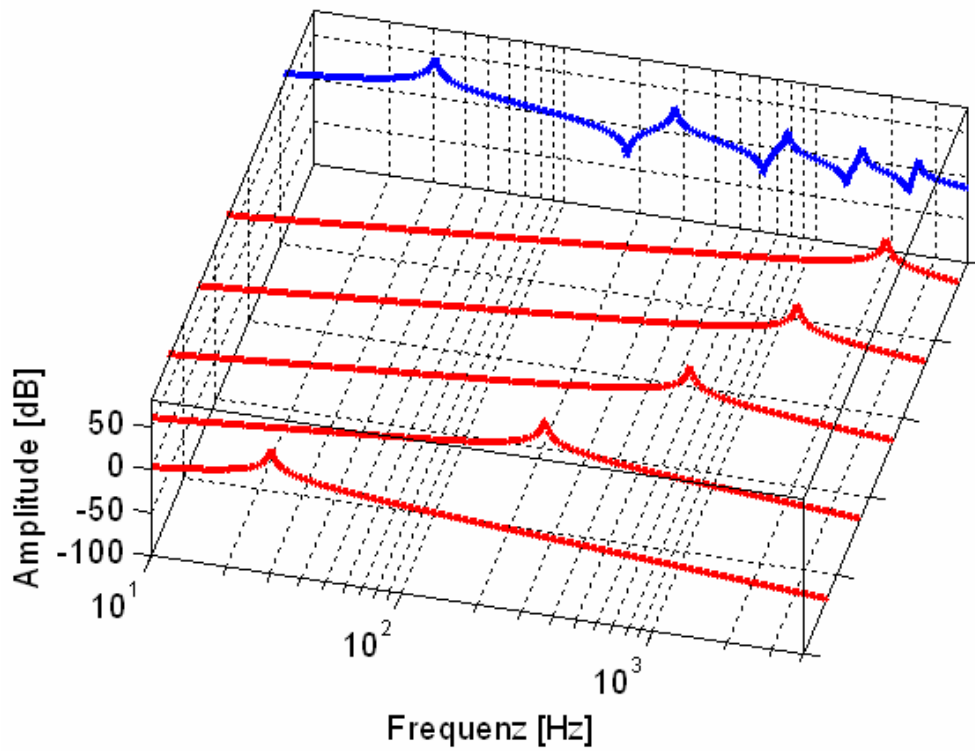


Abbildung 4.1: Grundidee des SDOF-Verfahrens

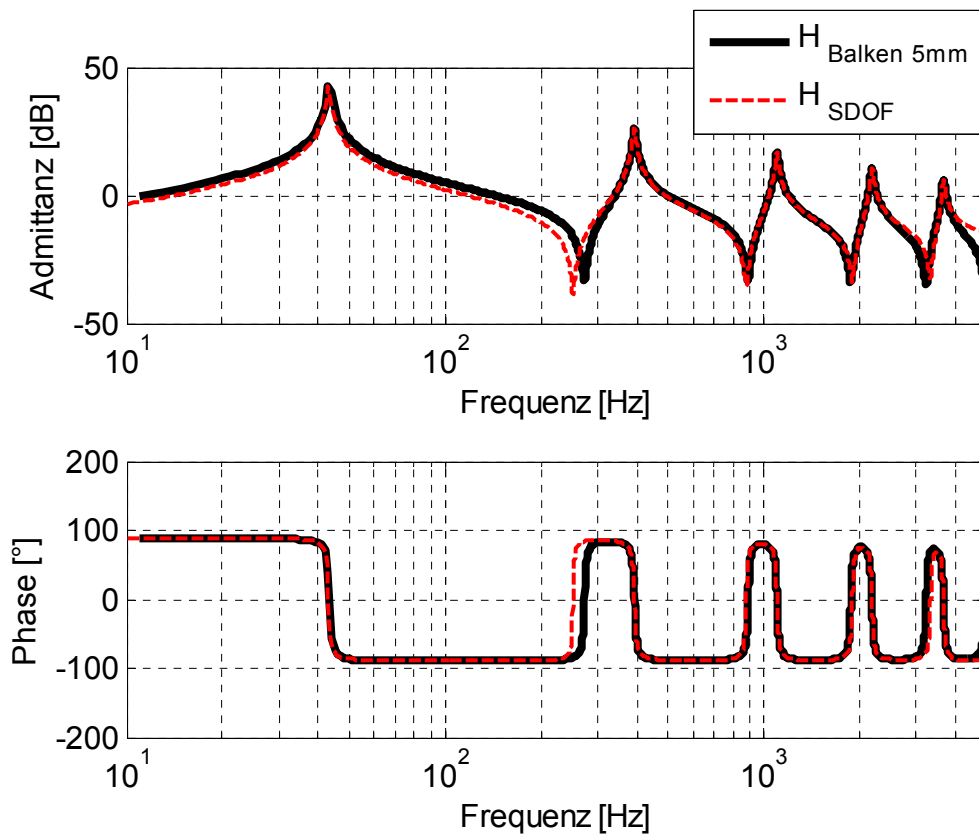


Abbildung 4.2: SDOF-Verfahren: Admittanz Balken 5mm

Abb. 4.2 kann man entnehmen, dass sich die Admittanz des Balkens mittels des SDOF-Verfahrens gut beschreiben lässt. Dies bestätigt die Annahme, dass das dynamische Schwingungsverhalten einer Struktur ersatzweise aus Einmassenschwingern dargestellt werden kann. Es fallen aber auch Unterschiede zwischen dem realen Verlauf und dem angenäherten Verlauf der Admittanz auf.

In Abb. 4.2 erkennt man, dass die Resonanzen bei den höheren Eigenfrequenzen nicht korrekt abgebildet werden. Das liegt daran, dass die vorhandenen Eigenfrequenzen des Balkens oberhalb von 5000 Hz außerhalb des betrachteten Frequenzbereichs liegen und somit nicht durch einen Einmassenschwinger abgebildet werden. Allerdings haben auch diese Einmassenschwinger einen Einfluss auf den Verlauf der Admittanz im betrachteten Frequenzbereich. Dies trifft insbesondere auf die Abbildung der Antiresonanzen und den Phasenverlauf zu. Um den Verlauf in dem betrachteten Frequenzbereich korrekt abzubilden, ist es deshalb notwendig, bei der Durchführung des SDOF-Verfahrens den betrachteten Frequenzbereich zu erhöhen. Dies ist beispielhaft in Abb. 4.3 zu sehen, in dem ein zusätzlicher Einmassenschwinger mit einer Eigenfrequenz von 5850 Hz mit abgebildet wurde.

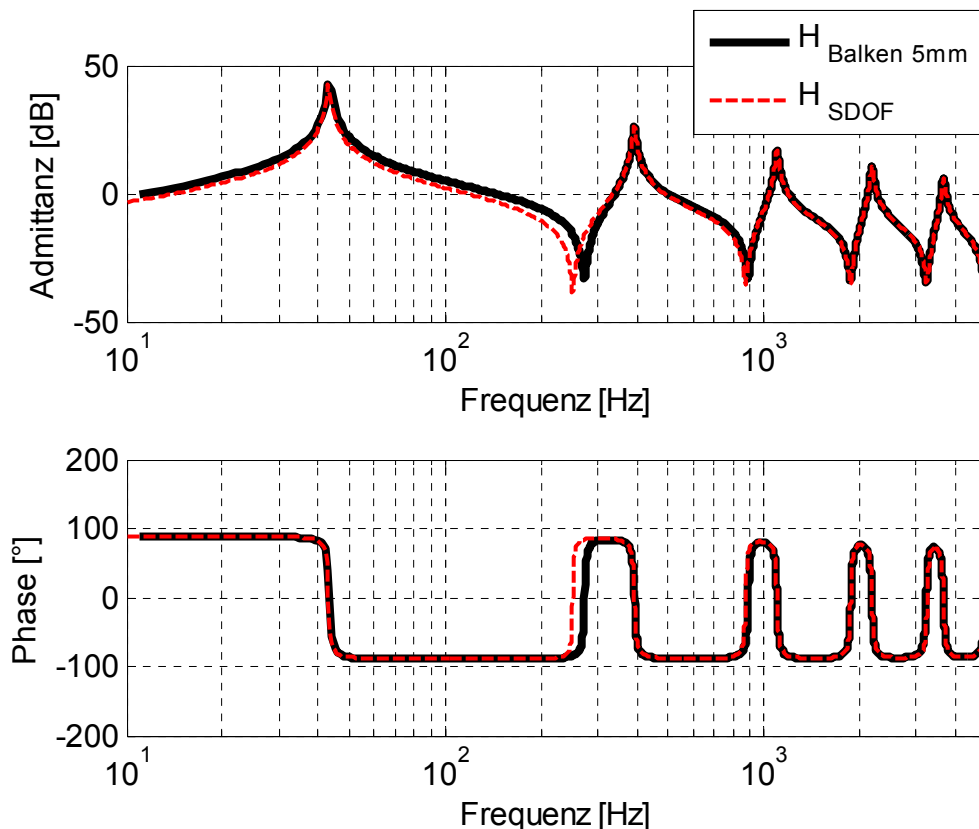


Abbildung 4.3: SDOF-Verfahren: Admittanz Balken 5mm mit SDOF bei 5850 Hz

## 4.2.2 Verlauf der Admittanz bei Variation der lokalen Struktureigenschaften

Um das SDOF-Verfahren zur Admittanzbeschreibung bei veränderten Struktureigenschaften anwenden zu können, muss zunächst überprüft werden, wie eine Variation der idealen Elemente der Einmassenschwinger mit einer Veränderung der Struktureigenschaften an der Koppelstelle einer Struktur zusammenhängt.

Ausgehend vom untersuchten Balkenprüfstand wird deshalb in der Simulation die Eingangsadmittanz des Balkens der Elastizitätsmodul halbiert, um eine definierte geänderte Steifigkeit zu erlangen und die Auswirkung auf die Eingangsimpedanz zu untersuchen.

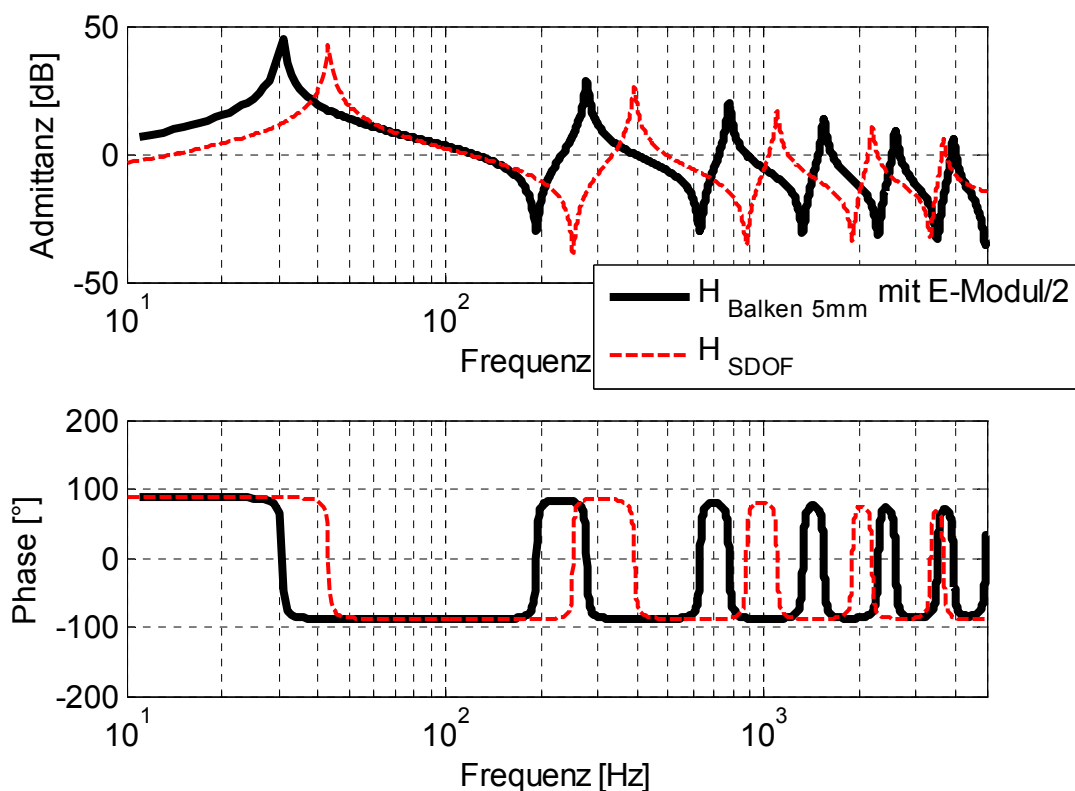


Abbildung 4.4: SDOF-Verfahren: Balken 5mm SS mit E-Modul/2

Verändert man die Steifigkeit des Balkens, sieht man an den Simulationsergebnissen (Abb. 4.4), dass sich auch die Eingangsimpedanz ändert. Um eine Abbildung mittels idealer Elemente zu untersuchen, werden im nächsten Schritt die Steifigkeiten der idealen Einmassenschwinger halbiert (Abb. 4.5).

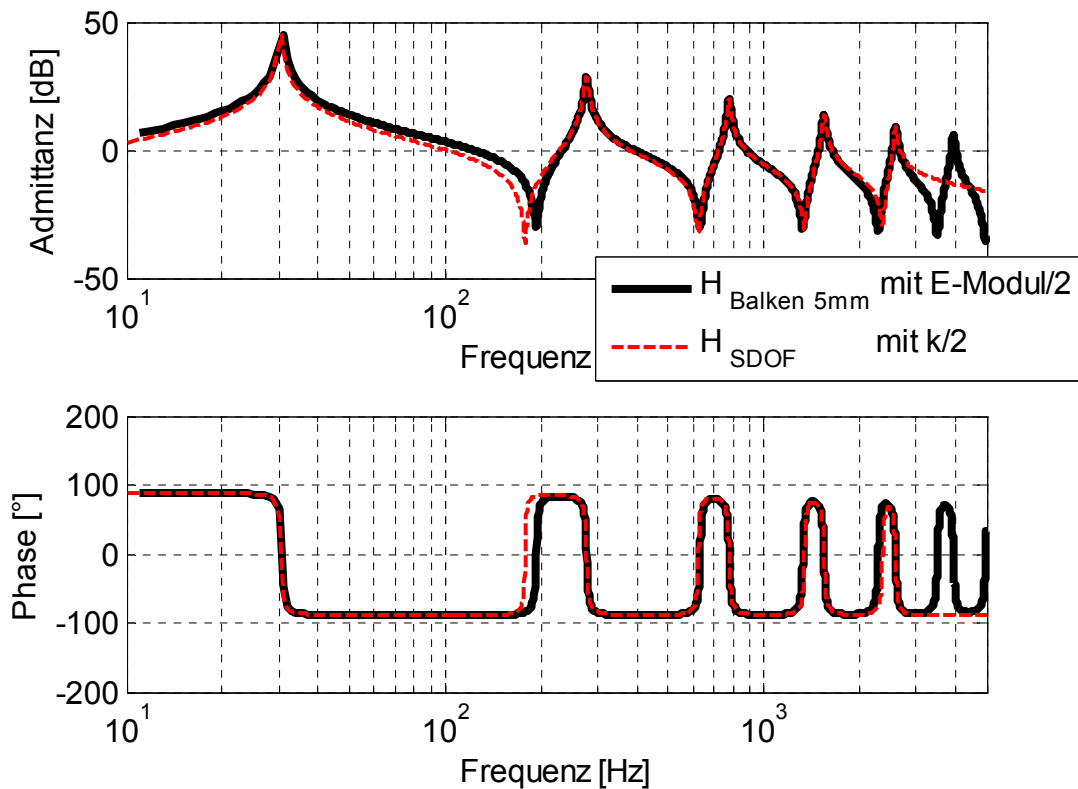


Abbildung 4.5: SDOF-Verfahren: Balken 5mm SS mit E-Modul/2 und Steifigkeit/2

Auch hier erkennt man eine gute Übereinstimmung zwischen den Verläufen der Eingangsimpedanzen der Struktur und der Einmassenschwinger. Zum gleichen Ergebnis gelangt man bei Variation der Masse bzw. der Dichte sowie bei Veränderung der Dämpfung. Somit kann man anhand der Ergebnisse sagen, dass durch das SDOF-Verfahren die lokalen Eigenschaften Masse, Dämpfung und Steifigkeit verändert werden können und damit eine gute Annäherung zur tatsächlichen Eingangsimpedanz erzielt werden kann.

### 4.3 Anwendung des SDOF-Verfahrens an einer Ersatzstruktur

Um die Anwendung des SDOF-Verfahrens an einer realen Struktur zu überprüfen, wird als nächstes Beispiel eine Ersatzstruktur verwendet. Bei der Ersatzstruktur handelt es sich um einen rechteckigen Stahlrahmen mit den äußeren Abmessungen 500 mm • 500 mm, der aus Vierkanntmaterial mit den Abmessungen 30mm • 30mm und 3mm Materialdicke besteht. Auf diesem Rahmen sind auswechselbare Aluminiumplatten mit den Abmessungen 440mm • 205mm mit den Dicken von 1mm und 2mm mit Schrauben befestigt (Abb. 4.6). Die Ersatzstruktur ist am Stiel fest eingespannt (Abstand 80mm), der Anregungspunkt für die Bestimmung der Admittanz befindet sich vom unteren Rand 100mm und vom linken Rand 150mm entfernt.

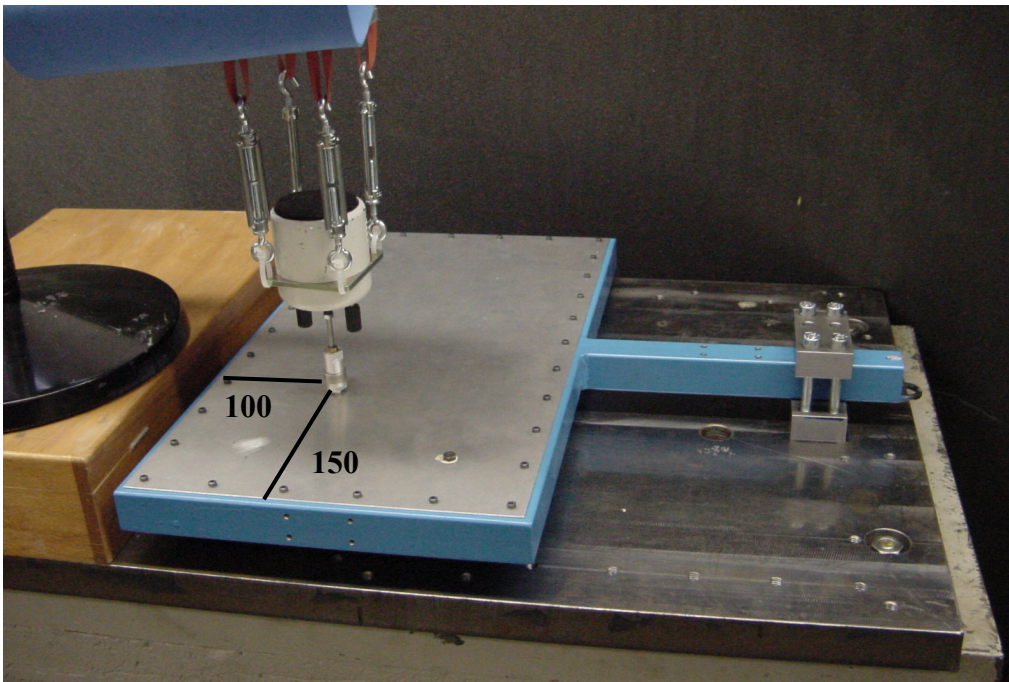


Abbildung 4.6: Ersatzstruktur

#### 4.3.1 Bestimmung der Admittanzen

Zur Messung der Eingangsadmittanz wird die Struktur mit einem elektrodynamischen Shaker mit weißem Rauschen analog zu den Messungen in Kap. 3.3 angeregt. Betrachtet man die Admittanzen des in Abb. 4.7 dargestellten Versuchsaufbaus, stellt man die in Kap. 2.1.4 beschriebenen drei typischen Bereiche einer Admittanz bei einem realen Bauteil fest. Der Bereich I reicht dabei von 10 Hz – 30 Hz, Bereich II von 30 Hz – 3600 Hz und Bereich III von 3600 Hz -10 kHz.

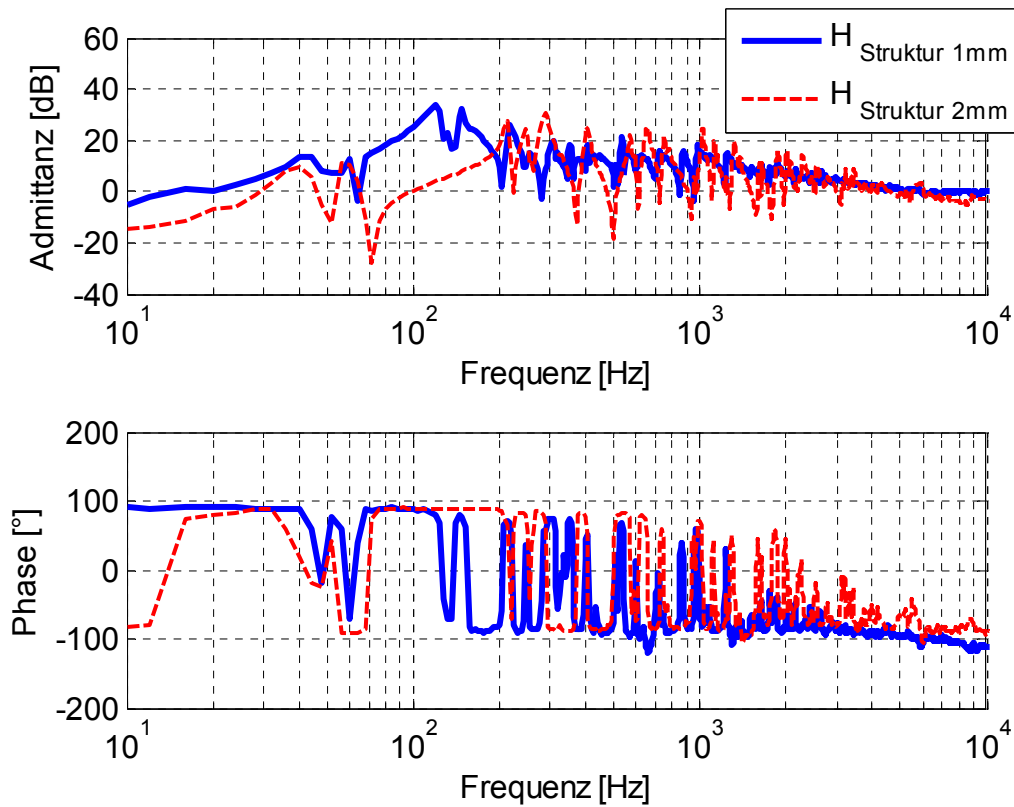


Abbildung 4.7: Admittanz der Ersatzstruktur aus Messung

Im Anschluss wird die Struktur in dem betrachteten Frequenzbereich von 1 Hz bis 1000 Hz mittels der Finite-Element-Methode wie bei den FEM-Simulationen in Kap. 3.3 untersucht (Abb. 4.8) und der Frequenzgang an der Anregungsstelle berechnet (Abb. 4.9).

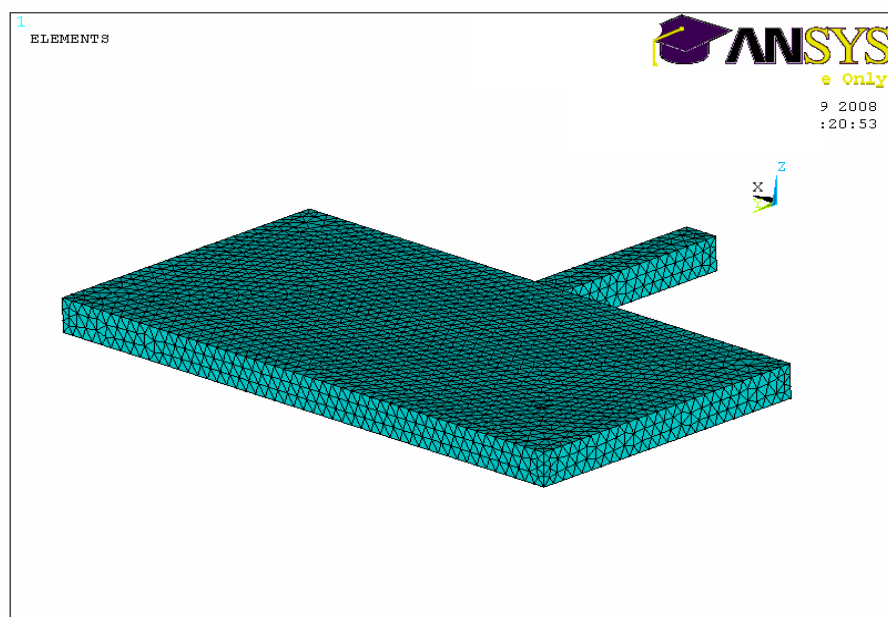


Abbildung 4.8: FE- Modell der Ersatzstruktur

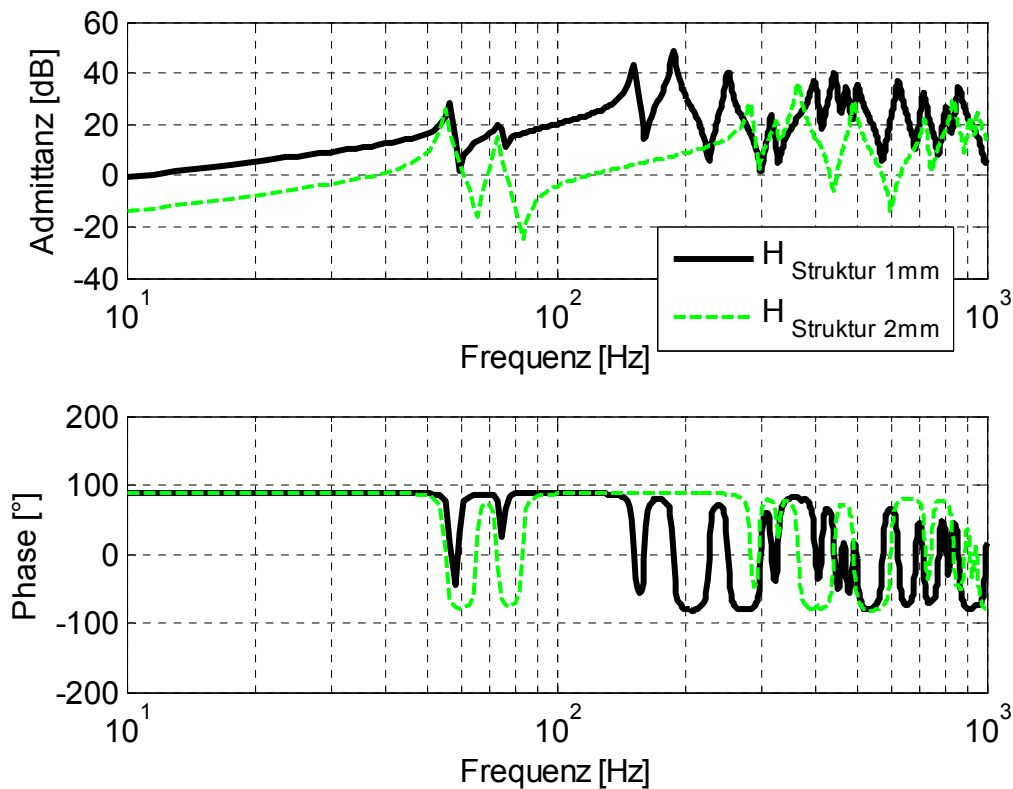


Abbildung 4.9: Admittanz der Ersatzstruktur aus FEM-Simulation

Vergleicht man die messtechnisch erfassten und FEM-berechneten Admittanzen, stellt man eine gute Übereinstimmung fest.

Eine genauere Betrachtung der Admittanzen der Ersatzstruktur mit der 1mm- und 2mm-Aluminiumplatte liefert im Amplitudenspektrum gleich bleibende (z.B. bei 57 Hz und 74 Hz) und veränderliche Eigenfrequenzen (z.B. bei 151Hz und 186 Hz bei der Struktur mit 1mm Platte und bei 281Hz und 364 Hz bei der Struktur mit der 2 mm Platte).

Um diese Frequenzen Schwingformen zuordnen zu können, wird mittels der FEM-Simulation eine Modalanalyse an der Ersatzstruktur durchgeführt. In Abb. 4.10 sind die relevanten Eigenformen dargestellt.

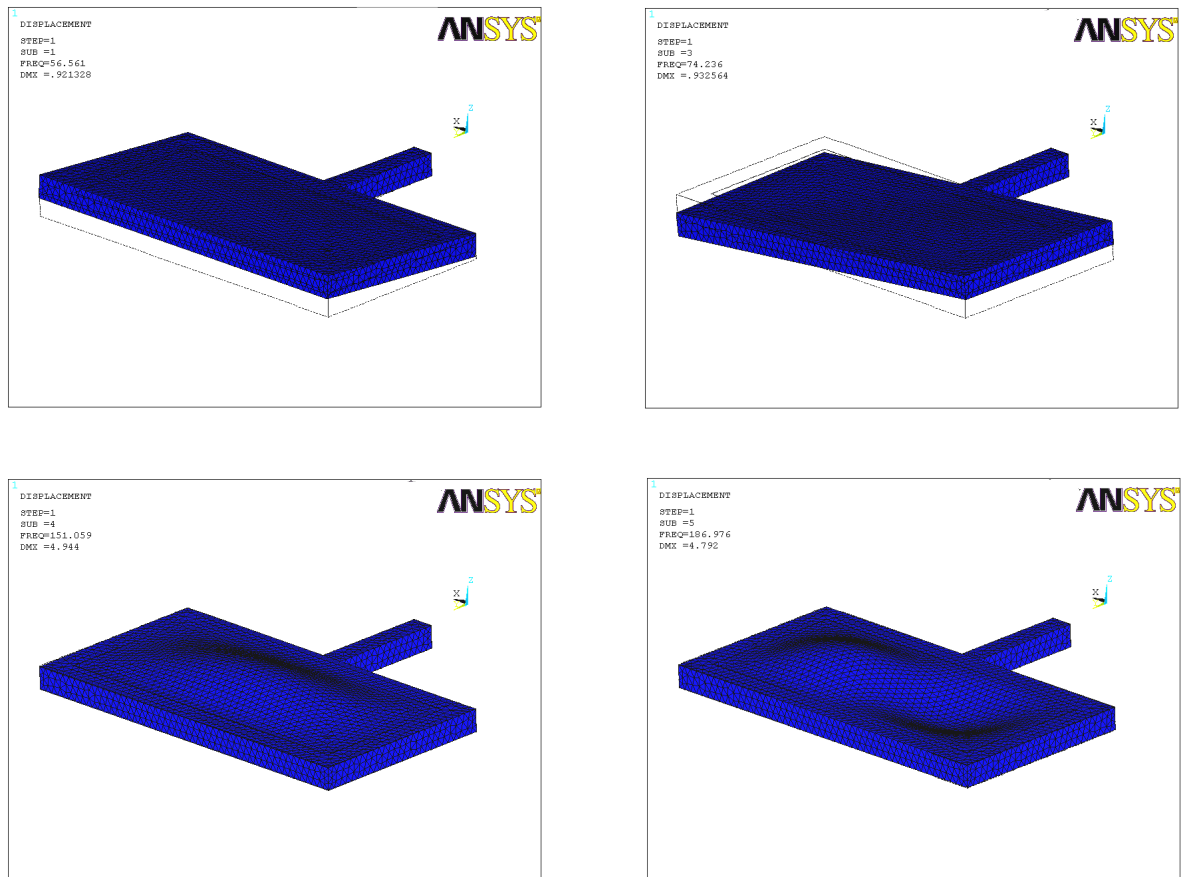


Abbildung 4.10: Eigenschwingformen der Ersatzstruktur

An den Ergebnissen dieser Modalanalyse erkennt man, dass die frequenzvarianten Eigenfrequenzen aus dem Rahmen stammen, während die veränderlichen Eigenfrequenzen der 1. und 2. Eigenmode der Platte zugeordnet werden können.

### 4.3.2 Beschreibung der Admittanz mit dem SDOF-Verfahren

Zunächst müssen die zu ermittelnden Eingangsadmittanzen mittels des SDOF-Verfahrens beschrieben werden. Setzt man die Admittanz nach dem SDOF-Verfahren aus Einmassenschwingern zusammen, erkennt man für beide Strukturen (Plattendicke 1mm und 2 mm) sowohl in der Amplitude als auch im Phasenverlauf eine gute Übereinstimmung (Abb. 4.11 und Abb. 4.12).

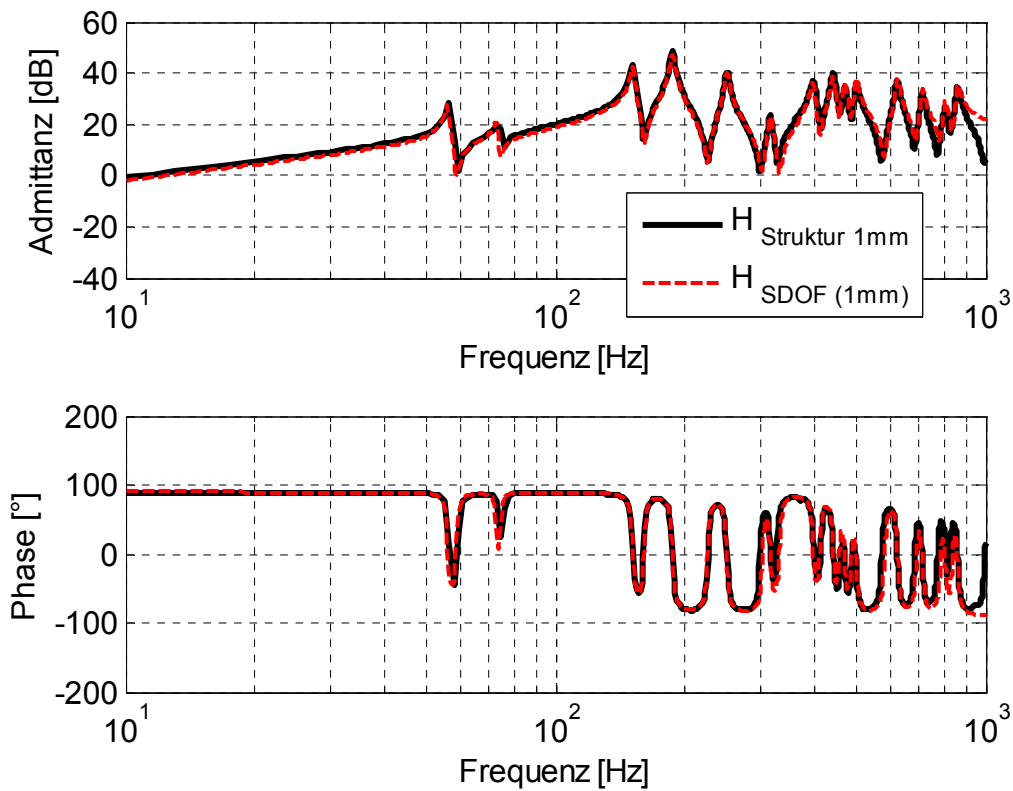


Abbildung 4.11: SDOF-Verfahren: Ersatzstruktur 1mm

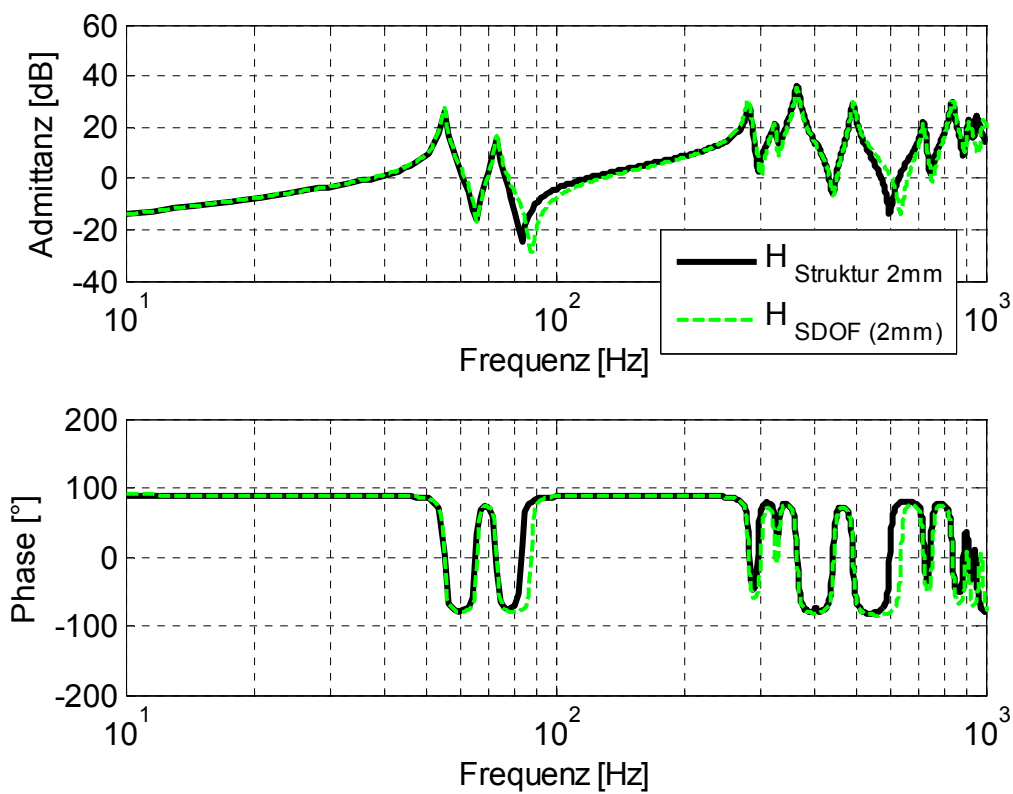


Abbildung 4.12: SDOF-Verfahren: Ersatzstruktur 2mm

### 4.3.3 Verlauf der Admittanz bei Veränderung der lokalen Struktureigenschaften

Um das SDOF-Verfahren zu überprüfen, wird im Folgenden versucht, aus der Admittanz der Struktur mit der 2 mm-Aluminiumplatte die Admittanz der Struktur mit der 1mm-Aluminiumplatte herzuleiten. Dazu werden in der Frequenzganganalyse in ANSYS für die 2 mm-Platte veränderte Materialeigenschaften zugrunde gelegt. Da sich bei einer Platte die Biegesteifigkeit mit der 3. Potenz der Wandstärke und die Masse linear zur Wandstärke verhalten, wird der Elastizitätsmodul mit dem Faktor  $1/8 (= 1/(2^3))$  und die Dichte mit dem Faktor  $1/2$  multipliziert. Analog dazu werden bei den Werten der idealen Elemente der Einmassenschwinger die Steifigkeiten mit dem Faktor  $1/8 (= 1/(2^3))$  und die Massen mit dem Faktor  $1/2$  multipliziert. Damit ergeben sich die Admittanzen wie folgt:

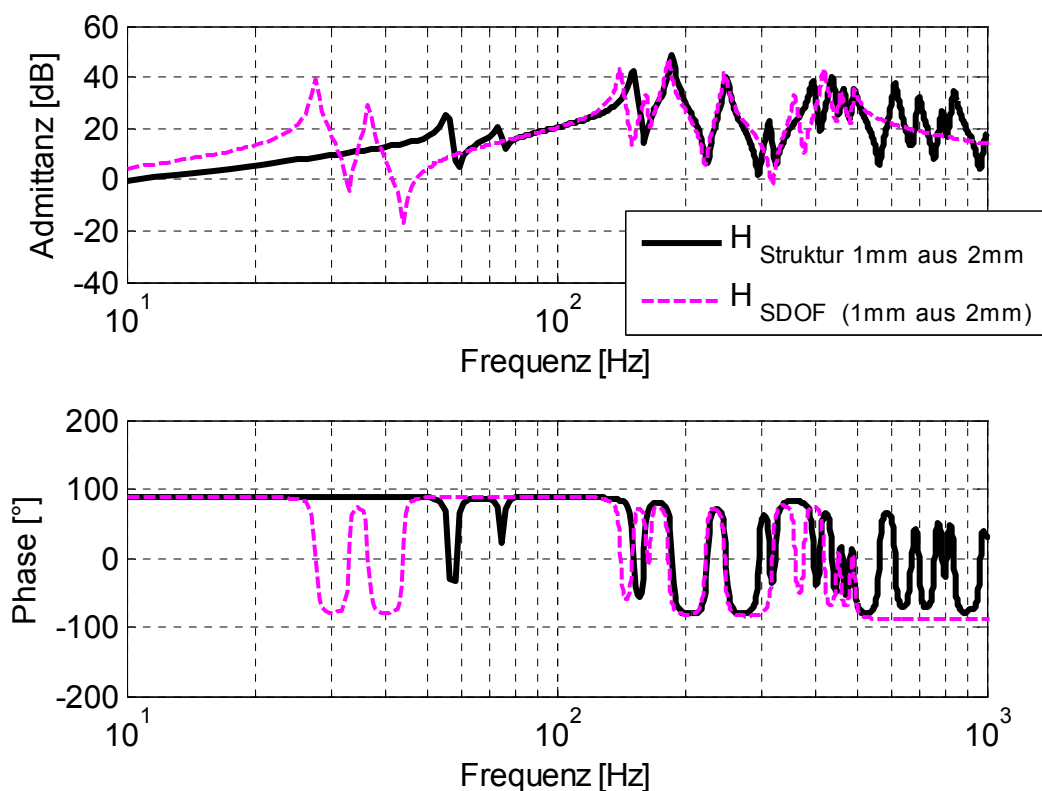


Abbildung 4.13: SDOF-Verfahren: Ersatzstruktur 1 mm und 2 mm

Die Admittanz aus der Simulation stimmt mit der Admittanz der Struktur mit 1mm Platte überein. Bei der Admittanz aus dem SDOF-Verfahren, die aus den veränderten Werten für Steifigkeit und Masse gewonnen wurde, kommt es erwartungsgemäß zu Abweichungen (Abb. 4.13). Bei den Eigenfrequenzen, die von der Platte herrühren (140 Hz zu 151 Hz und 181 Hz zu 186 Hz) kommt es zu einer guten Übereinstimmung. Bei den Eigenfrequenzen,

die durch den Rahmen kommen (28 Hz zu 57 Hz und 37 Hz zu 74 Hz), weichen die nach dem SDOF-Verfahren berechneten Eigenfrequenzen voneinander ab. Dies ist jedoch zu erwarten, da die Materialparameter des Rahmens in der Simulation im Gegensatz zu den lokalen Struktureigenschaften des SDOF-Verfahrens nicht geändert wurden.

Aus diesem Ergebnis erkennt man die Problematik, die sich bei einer Veränderung der Struktureigenschaften realer Bauteile ergibt:

Die Bestimmung der veränderten Admittanz auf Basis der lokalen Eigenschaften ist nur dann gültig, wenn die Geometrie einer Struktur unverändert bleibt sowie die Änderungen der lokalen Eigenschaften die komplette Struktur umfassen. Dies können neben den Materialparametern auch Maßnahmen wie das Aufbringen von Dämpfungsbelägen und Schwerebelägen sein. Werden wie in diesem Beispiel nur einzelne Bereiche einer Struktur geändert, ergeben sich unvermeidbare Abweichungen zur realen Admittanz der geänderten Konstruktion.

#### **4.4 Mathematische Beschreibung einer Vorsatzmasse**

Beim Entwurf geräuscharmer Maschinenstrukturen werden häufig Vorsatzmassen eingesetzt, um unerwünschte Schwingungen zu minimieren [47]. Aus diesem Grund wird in diesem Kapitel untersucht, wie sich das Hinzufügen einer Vorsatzmasse zu einer beliebigen Eingangsimpedanz auswirkt.

Um eine Vorsatzmasse mit abzubilden, wird diese als Reihenschaltung zu der vorhandenen Struktur an der Kraftereinleitungsstelle betrachtet. Als Voraussetzung muss dabei gegeben sein, dass die Masse in dem betrachteten Frequenzbereich keine Eigenfrequenzen aufweist und somit als starr angenommen werden kann. Bei idealer Betrachtung besitzt die Vorsatzmasse kein Volumen (Punktmasse), in der Realität wird sie deshalb als kompaktes Bauteil angenähert. In diesem Fall ist die Eingangsimpedanz gleich der Transferimpedanz zwischen Eingang und Ausgang der Masse. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die Gleichung 4.6 nur für eine reine Punktmasse gilt. Eine zusätzliche Versteifung der Koppelstelle durch eine räumlich ausgedehnte Vorsatzmasse wird bei dem vorgestellten Verfahren nicht berücksichtigt.

Die Gesamtadmittanz errechnet sich aus der Reihenschaltung zweier Admittanzen [30] zu

$$\underline{H}_{\text{ges}}(\omega) = \frac{\underline{H}_1(\omega) \cdot \underline{H}_2(\omega)}{\underline{H}_1(\omega) + \underline{H}_2(\omega)} \quad (4.6)$$

Zur Überprüfung dient der Balken mit der Dicke von 5 mm aus Kap. 3.3, der mit einer Vorsatzmasse von 380 g betrachtet wird.

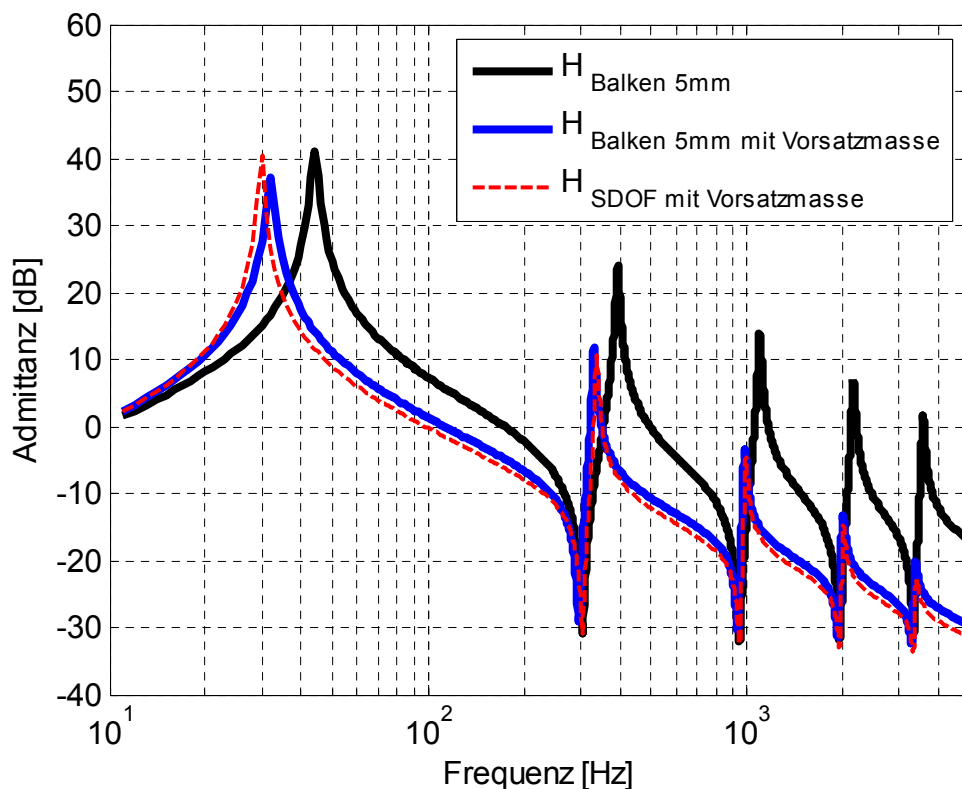


Abbildung 4.14: Admittanz mit Vorsatzmasse

Wie der Abbildung 4.14 zu entnehmen ist, kann somit eine zusätzliche Vorsatzmasse mit dem SDOF-Verfahren abgebildet werden. Die Unterschiede zwischen simuliertem und berechnetem Verlauf der Admittanz mit Vorsatzmasse ergeben sich durch die Versteifung des Balkens bei montierter Masse, wie in Kap. 3 beschrieben.

## 4.5 Zusammenfassung Kapitel 4

In Kapitel 4 wurde die Möglichkeit untersucht, eine Impedanz in Abhängigkeit der lokalen Eigenschaften Masse, Dämpfung und Steifigkeit zu beschreiben. Dazu wurde die Idee des SDOF-Verfahrens angewendet, welche eine Struktur durch eine Summe von Einmassenschwingern abbildet.

Wie die Ergebnisse bestätigen, kann durch das SDOF-Verfahren eine mathematische Beschreibung der Admittanz einer Struktur erzielt werden. Damit liegen die lokalen Eigenschaften Masse, Dämpfung und Steifigkeit der Struktur an der Anregungsstelle vor, welche im Folgenden gezielt beeinflusst und die Admittanz der veränderten Struktur bestimmt werden kann. Die Veränderung der lokalen Eigenschaften ist aber nur dann anwendbar, wenn die Geometrie einer Struktur unverändert bleibt und die Änderungen der Eigenschaften die komplette Struktur umfassen. Dies können neben den Materialparametern auch Maßnahmen wie das Aufbringen von Dämpfungsbelägen und Schwerebelägen sein. Werden wie in dem gezeigten Beispiel der Ersatzstruktur nur einzelne Bereiche einer Struktur geändert, ergeben sich unvermeidbare Abweichungen zur realen Admittanz der geänderten Konstruktion.

## **5 Vorausberechnung der Schwingschnelle bei Variation der lokalen Struktureigenschaften**

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse aus Kapitel 3 und 4 zusammengeführt. In Kapitel 3 wurde der übertragene Körperschall in Abhängigkeit der Eingangsimpedanz berechnet. In Kapitel 4 wurde diese Eingangsimpedanz in Abhängigkeit der Struktureigenschaften Masse, Dämpfung und Steifigkeit beschrieben. Damit kann die Aufgabenstellung dieser Arbeit, nämlich die Entwicklung einer Prognosemethodik für die Schwingungsanregung von dynamischen Systemen in Abhängigkeit von den Struktureigenschaften Masse, Dämpfung und Steifigkeit beantwortet werden.

Im Anschluss wird das Verfahren zur Auslegung der Verhältnisse der lokalen Größen genutzt werden, um das Schnellespektrum an der Koppelstelle zu minimieren. Mit den Ergebnissen dieses Kapitels kann auch die Fragestellung beantwortet werden, wie viel Potenzial eine Veränderung der Struktureigenschaften auf eine bestehende Konfiguration bietet.

Damit lassen sich mit den vorhandenen Berechnungsverfahren grundlegende Diskussionen des Schwingungsverhaltens in Abhängigkeit der Struktureigenschaften durchführen, die sonst nur mit sehr aufwändigen parametrischen FEM-Berechnungen oder umfangreichen Messreihen möglich wären. Besonders hoch ist die Bedeutung der Eigenfrequenzen, die sich nicht aus den Eigenfrequenzen der Strukturen ergeben, sondern sich erst durch die Koppelung Maschine – Fundament neu einstellen.

In Kapitel 5 werden zur Untersuchung wieder einfache geometrische Strukturen zugrunde gelegt. Aufgrund der Allgemeingültigkeit der angegebenen Gleichungen kann das Verfahren aber auch auf komplizierte Strukturen übertragen werden.

## 5.1 Berechnung des übertragenen Körperschalls bei Verwendung des SDOF-Verfahrens

Bevor die Vorausberechnung der Schwingschnelle bei Variation der lokalen Größen eingesetzt werden kann, muss zunächst überprüft werden, ob die Kombination von Vorausberechnung und SDOF-Verfahren zu den richtigen Ergebnissen führt. Dabei wird im Folgenden nur die starre Anbindung betrachtet, die Ergebnisse der elastischen Koppelung ergeben sich analog dazu.

Ausgehend von dem Beispiel des Balkenprüfstands in Kapitel 3.3, wird zunächst die Eingangsimpedanz des Fundaments 2 durch das SDOF-Verfahren beschrieben und in Gleichung 3.11 der Vorausberechnung eingesetzt. Für die Überprüfung werden die Werte aus der FEM-Simulation verwendet. Die Werte, die sich aus dem SDOF-Verfahren für das Fundament 2 ergeben, sind in Kap. 4.2 angegeben.

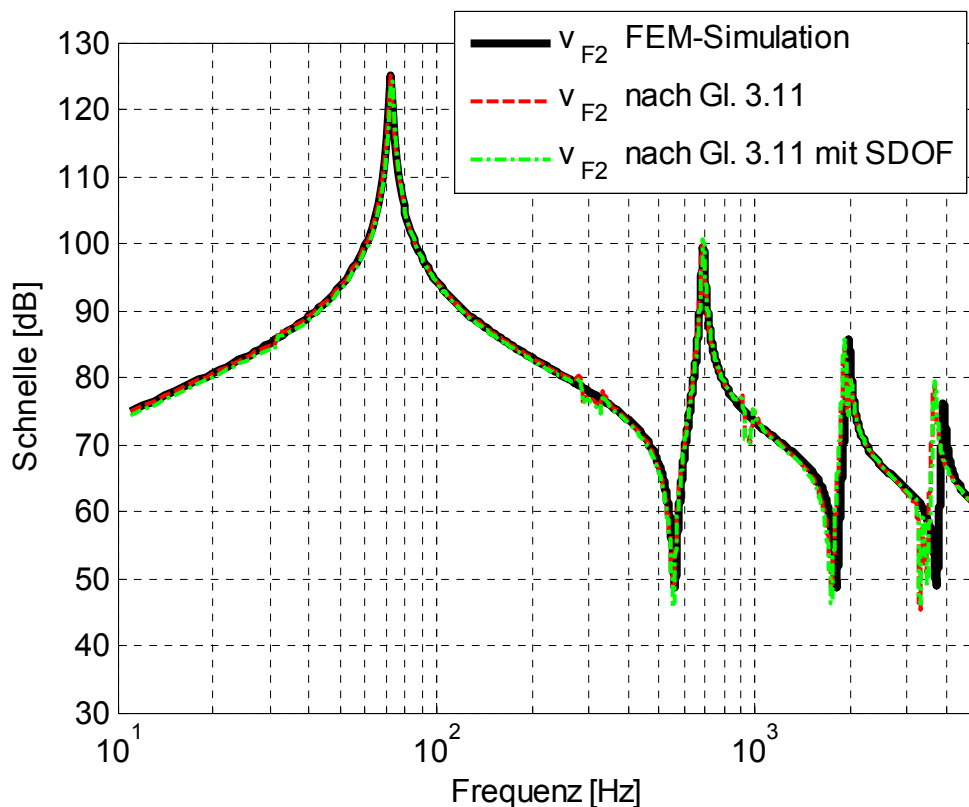


Abbildung 5.1: SDOF-Verfahren: Vorausberechnung der Schnelle

Wie man in Abb. 5.1 erkennt, ergeben sich zwischen der Vorausberechnung mit und ohne SDOF-Verfahren keine nennenswerten Unterschiede. Dies setzt jedoch voraus, dass das SDOF-Verfahren die Admittanz ausreichend genau beschreibt. Wie bereits bei der

Betrachtung der Messfehler in Kap. 3.4.3 erläutert, können schon geringe Unterschiede zwischen der Admittanz des Fundaments und der aus dem SDOF-Verfahren ermittelten Admittanz durch die aufwändige Berechnungsgleichung zu großen Abweichungen in der Vorausberechnung führen.

Wie im Kap. 3.5 bereits angesprochen, kann das SDOF-Verfahren auch zur Verbesserung von Messergebnissen genutzt werden. Dies soll am Beispiel des Balkenprüfstands aus Kapitel 3 näher erläutert werden. Bei der Messung mittels des Impulsverfahrens unterliegt die Admittanz einer starken Ungenauigkeit. Durch Annäherung des Amplitudenverlaufs mittels des SDOF-Verfahrens kann der Amplituden- und Phasenverlauf verbessert werden, womit eine genauere Prognoserechnung durchgeführt werden kann. Dazu müssen zunächst alle gemessenen Verläufe mittels des SDOF-Verfahrens mathematisch beschrieben werden. Damit kann dann die Berechnung nach Gl. 3.11 erneut durchgeführt werden.

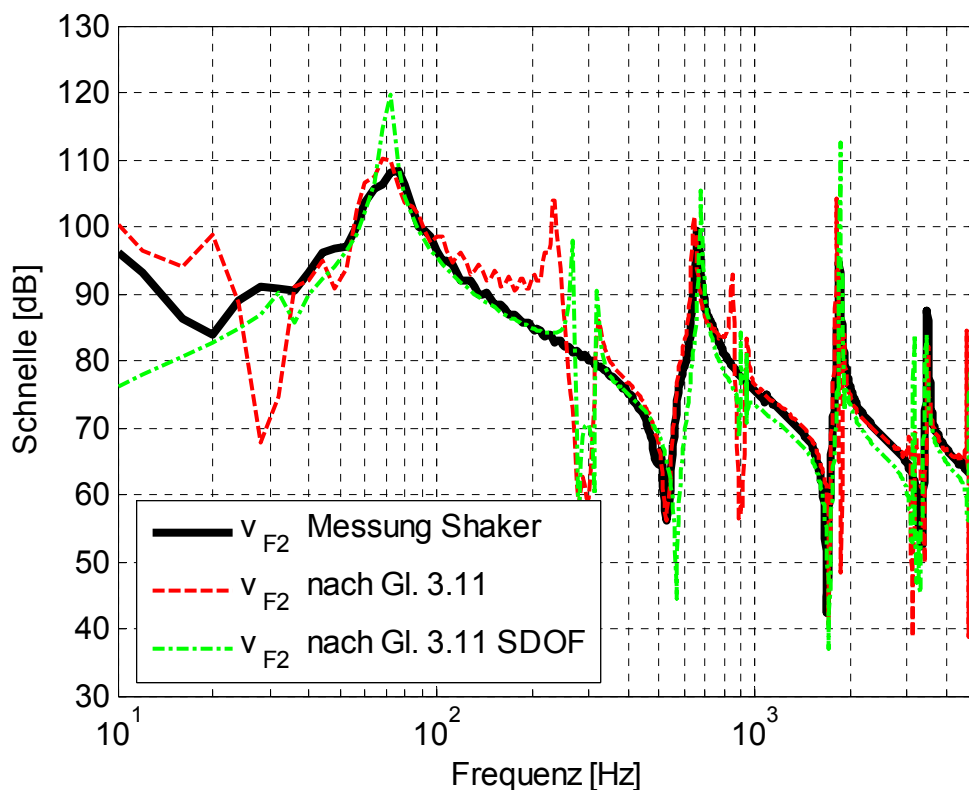


Abbildung 5.2: SDOF-Verfahren: Verbesserung von Messergebnissen

Wie der Abbildung 5.2 zu entnehmen ist, lassen sich dadurch Fehler in der Vorausberechnung minimieren. Allerdings hängt dies stark von der Genauigkeit der Beschreibung der Eingangswerte der Berechnungsgleichung mittels des SDOF-Verfahren ab.

## 5.2 Vorausberechnung der Schwingschnelle bei starrer Koppelung

Im Folgenden wird der Einfluss der lokalen Eigenschaften Masse, Dämpfung und Steifigkeit auf die Schnelle an der Koppelstelle untersucht. Dazu wird wieder der schon bekannte Balkenprüfstand aus Kap. 3.3 betrachtet und die Ergebnisse der FEM-Simulation zugrunde gelegt. Die lokalen Eigenschaften des Balkens werden einzeln variiert und die Auswirkung auf das Spektrum der Schnelle betrachtet. Dazu werden die in Tabelle 4.1 aufgelisteten Struktureigenschaften des SDOF-Verfahrens zugrunde gelegt. Außerdem wird die Wirkung einer Vorsatzmasse  $m_v$  in die Betrachtung mit einbezogen.

Als erstes wird die lokale Masse in vier Schritten verändert. Dazu werden die idealen Massen der einzelnen Einmassenschwinger jeweils mit dem Faktor 2, 4 ( $= 2^2$ ) und 8 ( $= 2^3$ ) multipliziert. Durch Superposition der einzelnen Übertragungsfunktionen kann dann die Admittanz des veränderten Fundaments bestimmt und das Schnellespektrum an der Koppelstelle berechnet werden (Abb. 5.3).

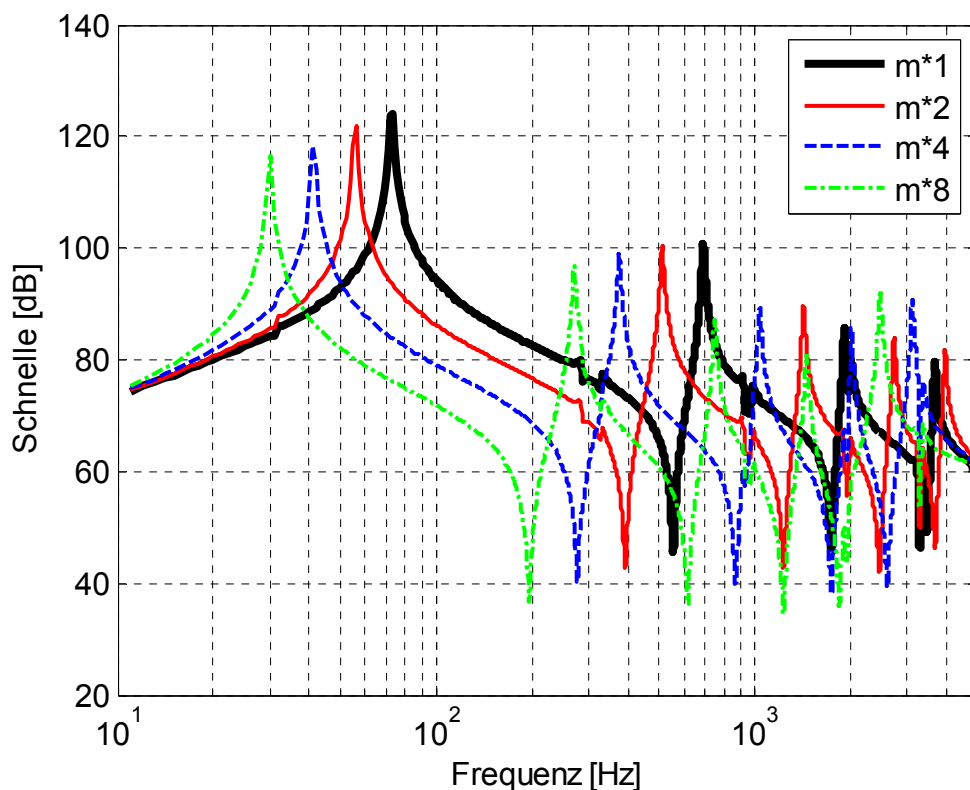


Abbildung 5.3: Prognose der Schnelle bei Variation der Masse; starre Koppelung

Erhöht man die lokale Masse, stellt man zunächst fest, dass sich die Eigenfrequenzen erwartungsgemäß verringern. Zusätzlich wird auch das Schnellespektrum an der Koppelstelle geringer. Allerdings liegt das Schnellespektrum durch die Frequenzverschiebung in manchen Frequenzbereichen oberhalb des Ausgangszustands.

Betrachtet man die veränderte Admittanz des Fundaments 2 (Abb. 5.4), kommt man zu den gleichen Erkenntnissen wie bei der Betrachtung der vorausberechneten Schnelle. Dieser Zusammenhang lässt sich bereits aus der Maschinenakustischen Grundgleichung (Gl. 2.1) erkennen.

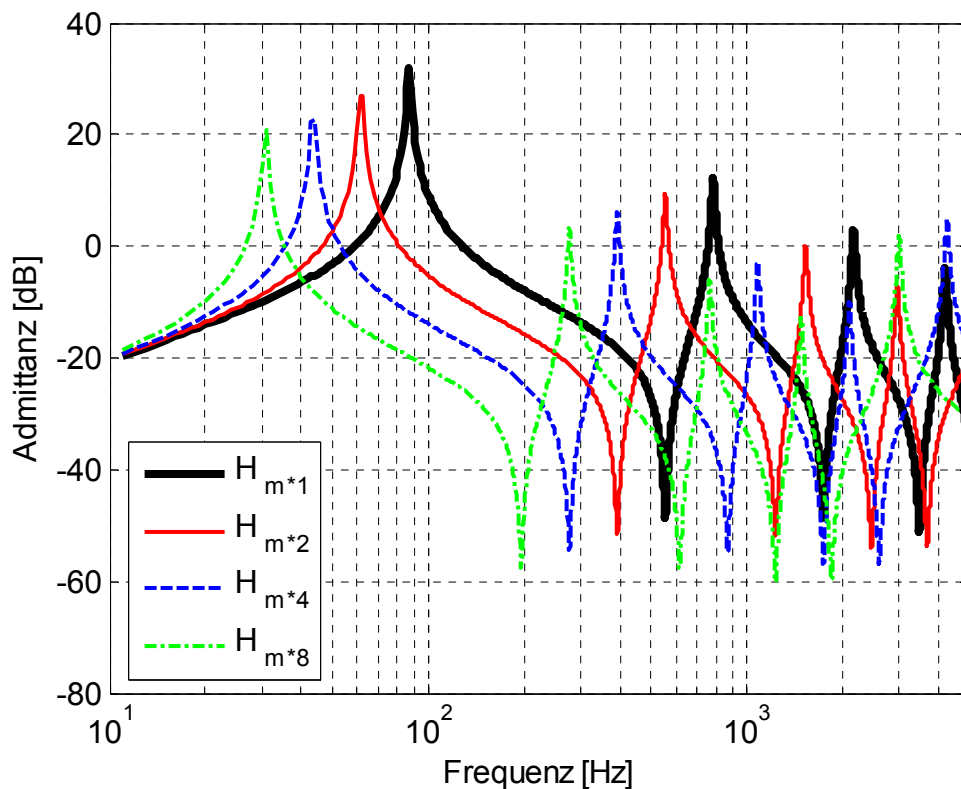


Abbildung 5.4: Admittanz bei Variation der Masse; starrer Koppelung

Erhöht man die lokale Masse, stellt man bei der Admittanz des Fundaments 2 fest, dass sich die Eigenfrequenzen erwartungsgemäß mit dem Faktor  $\sqrt{2}$  bei Verdoppelung der lokalen Masse verringern. Jedoch lässt sich bei der Betrachtung der Admittanz keine Aussage über die Höhe des zu erwartenden Schnellespektrums machen. Zudem sind auch die Eigenfrequenzen des Gesamtsystems, welche sich aus der Koppelung Maschine – Fundament ergeben, aus der Betrachtung der Admittanz nicht ersichtlich. Aus diesen

Gründen beschränken sich die folgenden Untersuchungen auf die Betrachtung des Schnellespektrums.

Als nächstes wird die Erhöhung der lokalen Dämpfung betrachtet. Dazu wird das Lehrsche Dämpfungsmaß der einzelnen Einmassenschwinger um den Faktor 2, 4 und 8 erhöht.

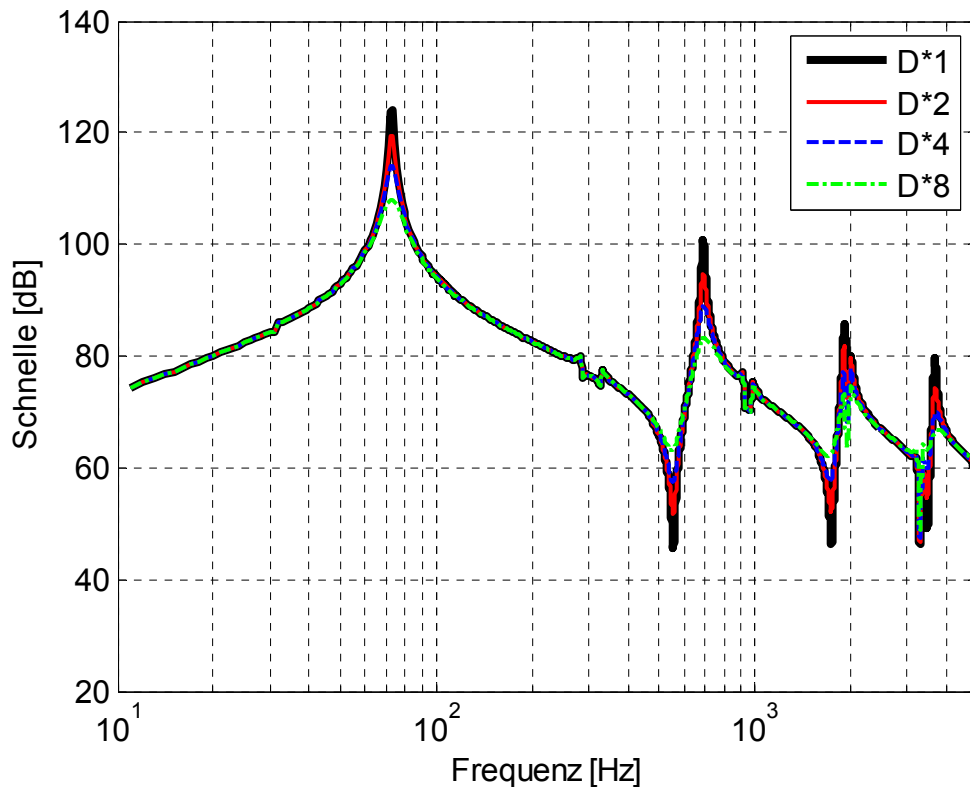


Abbildung 5.5: Prognose der Schnelle bei Variation der Dämpfung; starre Koppelung

Eine Erhöhung der Dämpfung macht sich demnach nur in den Amplitudenüberhöhungen des Schnellespektrums an den Eigenfrequenzen des Systems deutlich bemerkbar (Abb. 5.5). An den Schnellespektren zwischen diesen Überhöhungen des Schnellespektrums lässt sich erwartungsgemäß keine Verringerung feststellen. Lediglich im Bereich der Antiresonanzen liegt der Körperschallpegel oberhalb des Ausgangszustands.

Im nächsten Schritt wird die lokale Steifigkeit variiert. Dazu werden die idealen Steifigkeiten der einzelnen Einmassenschwinger mit dem Faktor 2, 4 und 8 multipliziert.

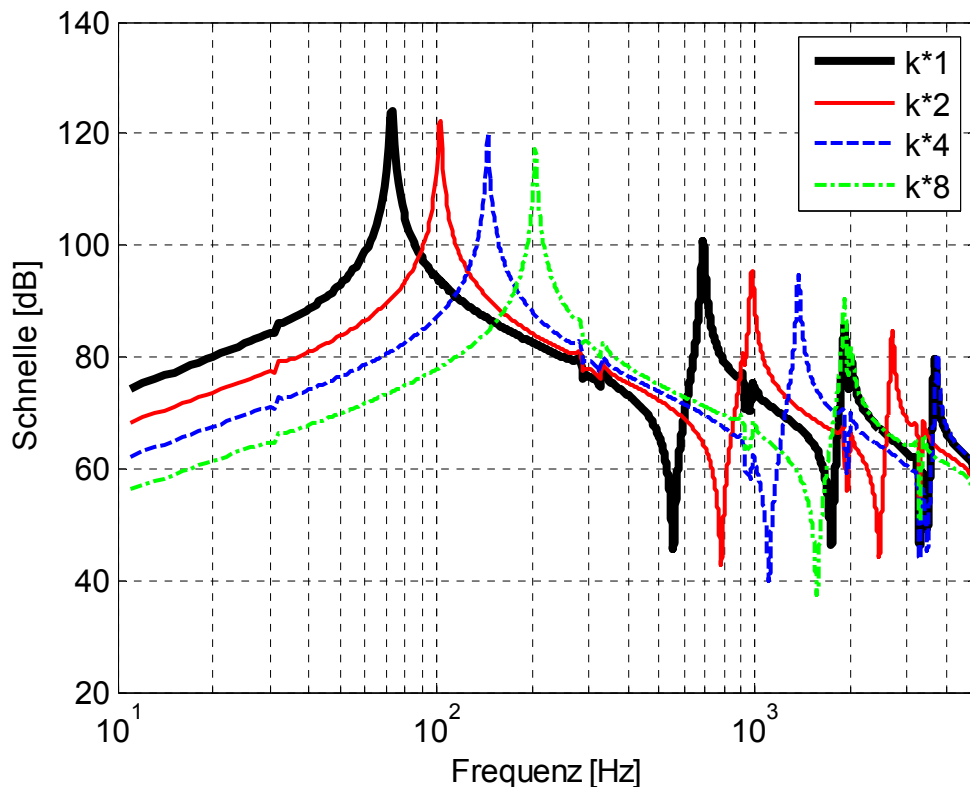


Abbildung 5.6: Prognose der Schnelle bei Variation der Steifigkeit; starre Koppelung

Erhöht man die lokale Steifigkeit, stellt man fest, dass sich die Eigenfrequenzen zu höheren Frequenzen hin verschieben. Zusätzlich wird bei dieser Maßnahme aber auch das Schnellespektrum geringer. Allerdings liegt der Körperschallpegel, wie auch schon bei der Variation der lokalen Massen, durch die Frequenzverschiebung in manchen Bereichen oberhalb des Ausgangszustands.

Neben der Veränderung der lokalen Eigenschaften wird auch der Einsatz einer Vorsatzmasse  $m_v$  auf das Schnellespektrum hin untersucht. Dafür wird die Vorsatzmasse stufenweise auf 1600 g, 4800 g und 11.200 g erhöht und das Schnellespektrum an der Koppelstelle berechnet. Die Vorsatzmassen wurden dabei so gewählt, dass sie mit der Erhöhung der lokalen Masseeigenschaft der Struktur verglichen werden können. Bei dieser Untersuchung wurden diese mit dem Faktor 2, 4 und 8 erhöht. Legt man die Gesamtmasse des Balkens von 1600 g zugrunde (s. Kap. 3.4.1), ergibt sich somit ein Gesamtgewicht von 3200 g, 6400 g und 12800 g. Die gleiche Gesamtmasse ergibt sich, wenn man die Masse des Balkens mit der Vorsatzmasse addiert.

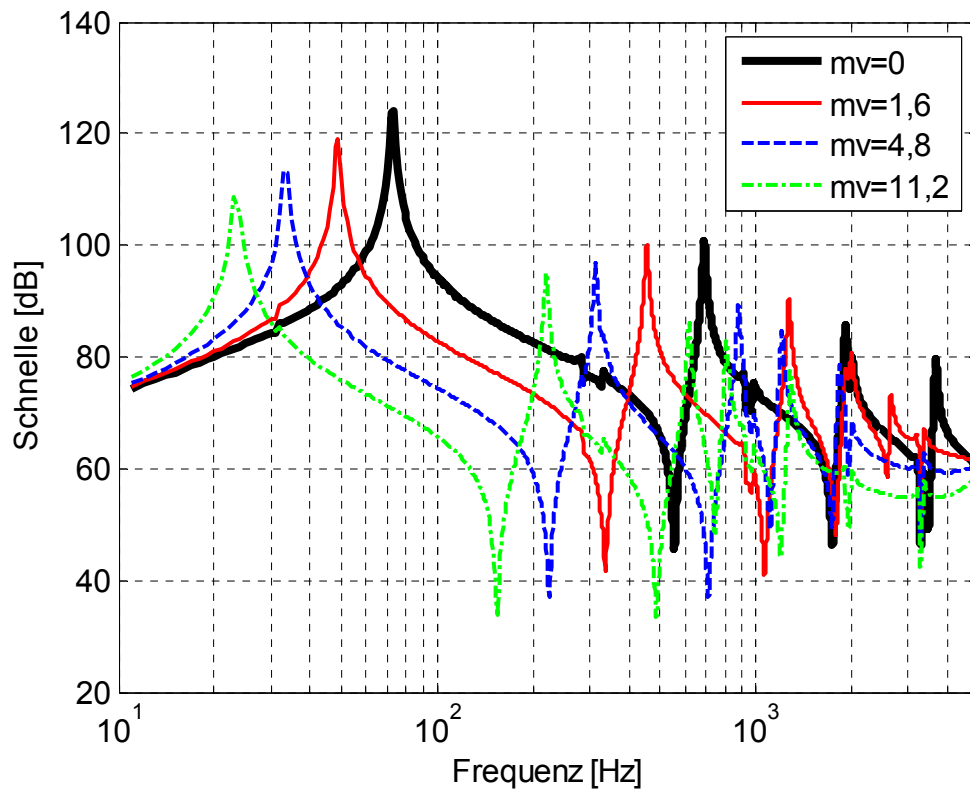


Abbildung 5.7: Prognose der Schnelle bei Variation der Vorsatzmasse; starre Koppelung

Erhöht man die Vorsatzmasse, stellt man wie in Kap. 5.2.1 bei der Variation der lokalen Masse fest, dass sich die Eigenfrequenzen zu tieferen Frequenzen hin verschieben und das Schnellespektrum geringer wird. Allerdings liegt auch hier der Körperschallpegel durch die Frequenzverschiebung in manchen Bereichen oberhalb des Ausgangszustands.

Vergleicht man nun das Schnellespektrum bei Erhöhung der lokalen Masseigenschaften in Abb. 5.3 mit denen der Vorsatzmasse in Abb. 5.7, stellt man fest, dass das Schnellespektrum bei vergleichbarer Masse bei dem Einsatz einer Vorsatzmasse geringer ist. Daraus lässt sich ableiten, dass ein zusätzlicher Masseneinsatz in Form einer Vorsatzmasse die bessere Alternative ist.

Nachdem in den vorangegangenen Kapiteln der Einfluss der einzelnen idealen Elemente sowie der Einsatz einer Vorsatzmasse betrachtet wurden, wird im Folgenden eine Kombination dieser Einflussfaktoren untersucht.

Im ersten Schritt werden die lokale Masse und die lokale Steifigkeit mit dem Faktor vier multipliziert. Im nächsten Schritt wird zusätzlich das Lehrsche Dämpfungsmaß um den

gleichen Faktor erhöht. Im Anschluss daran wird eine Zusatzmasse von 1600 g aufgebracht.

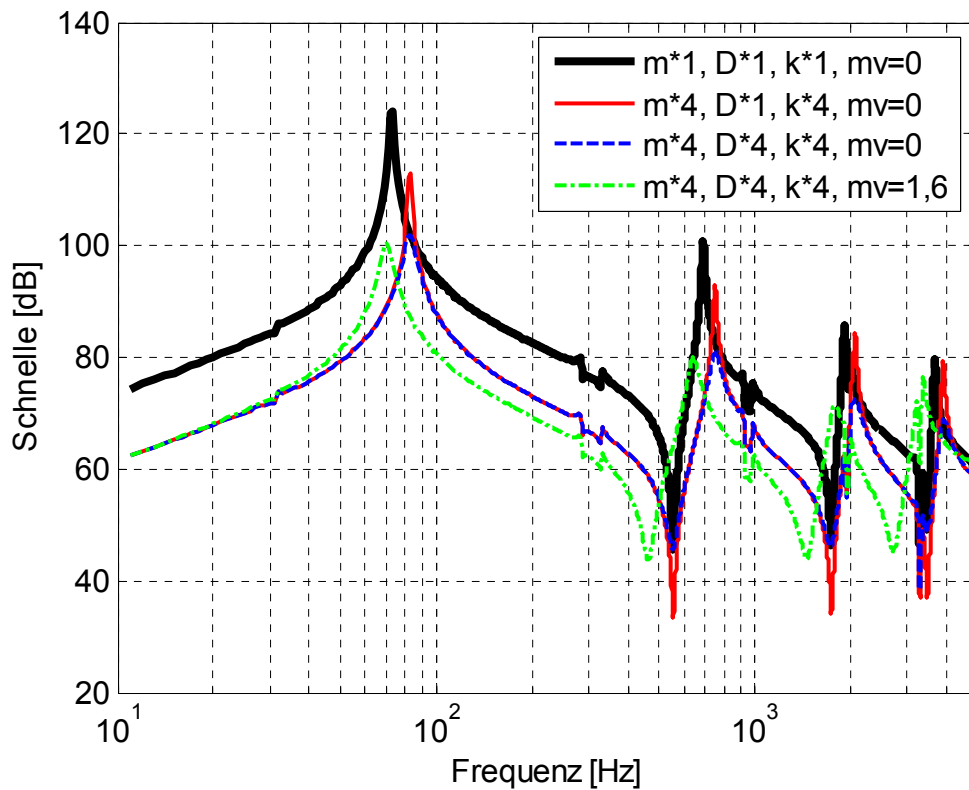


Abbildung 5.8: Prognose der Schnelle bei der starren Koppelung

Nach der Erhöhung der lokalen Masse und Steifigkeit stellt man in Abb. 5.8 eine Erhöhung der Eigenfrequenzen fest. Während bei einer gleichzeitigen Erhöhung der modalen Masse und Steifigkeit die Eigenfrequenz des Fundaments nach Gleichung 2.8 konstant bleibt, kommt es durch die Koppelung mit der Maschine dennoch zu dieser Änderung der Eigenfrequenzen des Gesamtsystems Maschine – Fundament. Diese veränderten Eigenfrequenzen werden durch die Betrachtung des Gesamtsystems in Gln. 3.11 mit abgebildet.

Gleichzeitig wird das Schnellespektrum geringer. Nachdem im zweiten Schritt die Dämpfung erhöht wurde sinkt der Körperschallpegel an der Koppelstelle weiter ab und liegt vollständig unter dem Ausgangszustand. Durch Einsatz einer Vorsatzmasse im vierten Schritt kann der Körperschallpegel zusätzlich reduziert werden. Jedoch wirkt sich der Einsatz der Vorsatzmasse auch wieder auf eine Verringerung der Eigenfrequenzen aus.

Mit einer Kombination der untersuchten Maßnahmen lässt sich das Schnellespektrum gezielt beeinflussen. Besonders bei der Kenntnis des anregenden Kraftspektrums lassen sich die dynamischen Eigenschaften anpassen. Welche Maßnahme am sinnvollsten ist, hängt dabei aber von dem betrachteten System ab und es kann deswegen keine pauschale Aussage gemacht werden.

### **5.3 Vorausberechnung der Schwingschnelle bei elastischer Koppelung**

Nachdem in Kapitel 5.2 der Einfluss der Variation der lokalen Eigenschaften auf den übertragenen Körperschall bei der starren Koppelung untersucht wurde, wird nun der Einfluss bei einer elastischen Koppelung betrachtet. Dabei wird wieder die FEM-Simulation zugrunde gelegt.

Die Variation der lokalen Eigenschaften wird in der bekannten Schrittweise aus Kap. 5.2 verändert und durch Superposition der einzelnen Übertragungsfunktionen das Schnellespektrum an der Koppelstelle berechnet. Zunächst wird die Änderung der lokalen Masse betrachtet:

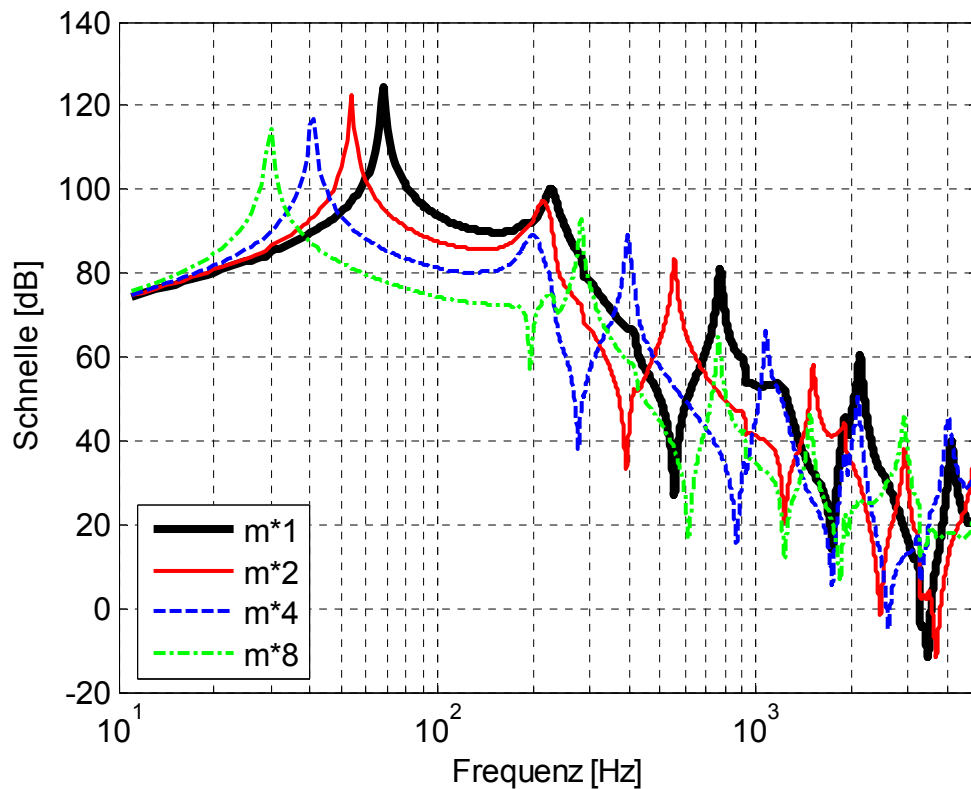


Abbildung 5.9: Prognose der Schnelle bei Variation der Masse; elastische Koppelung

Wie bei der starren Koppelung erfolgt auch bei der elastischen Koppelung (Abb. 5.9) eine Verschiebung der Eigenfrequenzen zu tieferen Frequenzen hin und das Schnellespektrum wird geringer. Allerdings liegt auch hier der Körperschallpegel durch die Frequenzverschiebung in manchen Bereichen oberhalb des Ausgangszustands.

Als nächstes wird die Erhöhung der lokalen Dämpfung betrachtet:

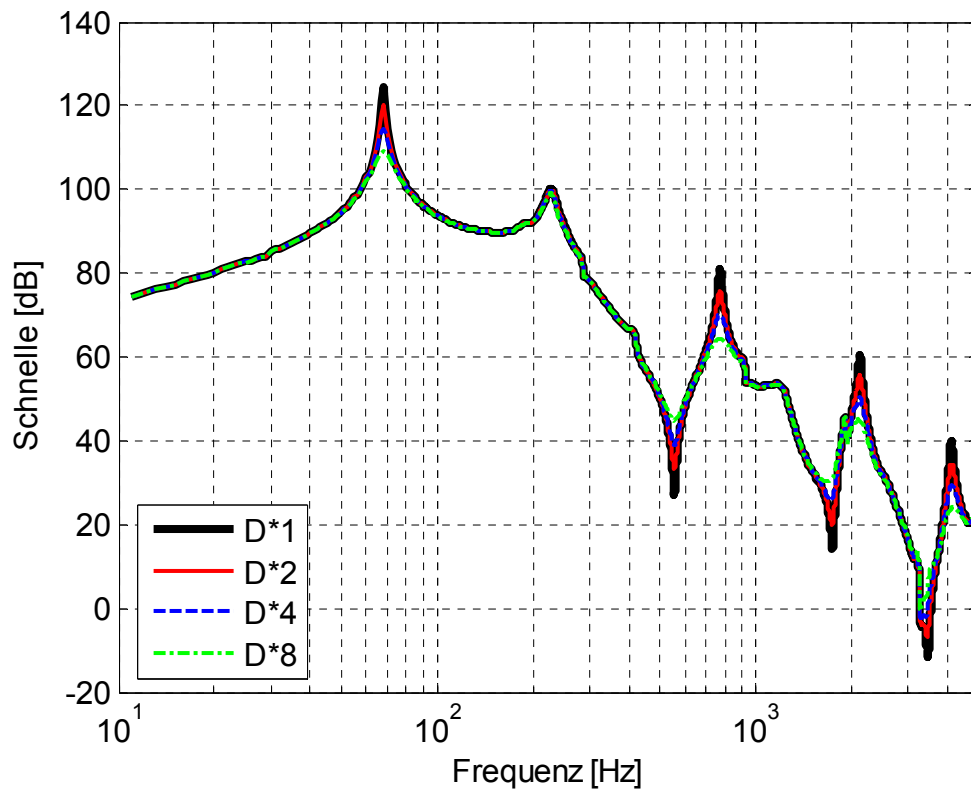


Abbildung 5.10: Prognose der Schnelle bei Variation der Dämpfung; elastische Koppelung

Eine Erhöhung der Dämpfung macht sich auch bei der elastischen Koppelung nur in den Amplitudenüberhöhungen bei den Resonanzfrequenzen deutlich bemerkbar. Allerdings wirkt sich dies nicht auf alle Überhöhungen aus (z.B. 228 Hz). Dies ist damit zu begründen, dass diese Überhöhung des Schnellespektrums aus der ersten Eigenmode des Abkoppellements in Anregungsrichtung stammt, während die Überhöhungen bei 67 Hz, 771 Hz, 2125 Hz und 4126 Hz aus Biegeeigenschwingungen des Balkens stammen (Vgl. Kap. 3.4). Aus diesem Grund hat die Erhöhung der lokalen Dämpfung des Balkens bei 228 Hz praktisch keinen Einfluss.

An dem Schnellespektrum zwischen diesen Überhöhungen lässt sich erwartungsgemäß keine Verringerung feststellen. Lediglich im Bereich der Antiresonanzen liegt der Körperschallpegel oberhalb des Ausgangszustands.

Im nächsten Schritt wird die lokale Steifigkeit variiert:

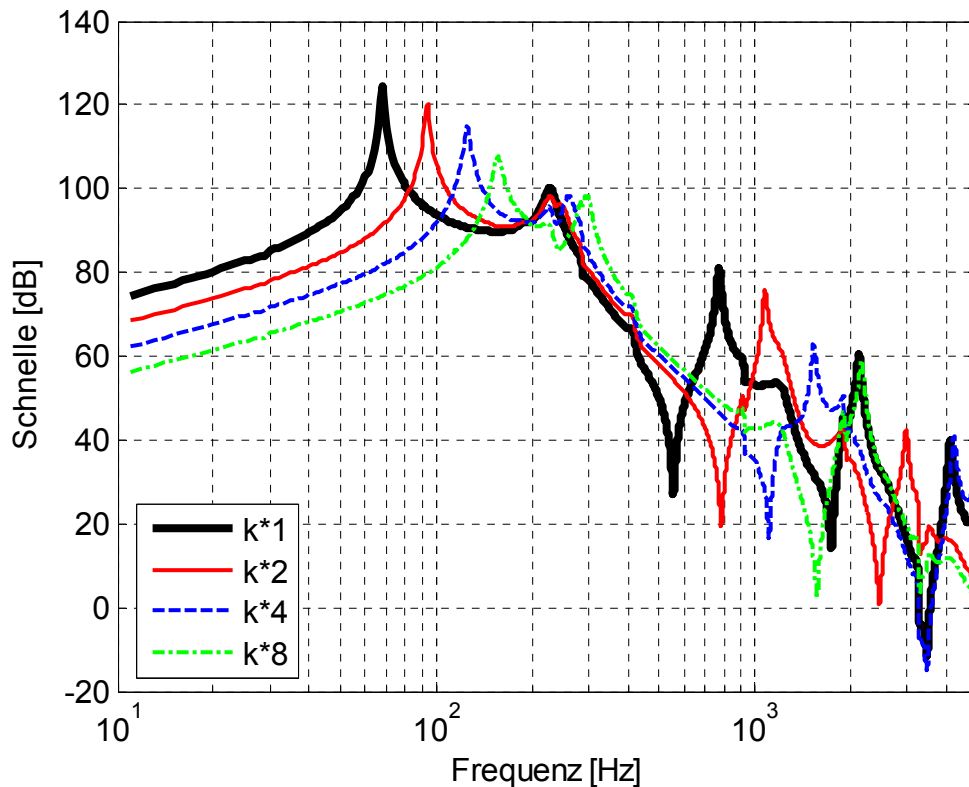


Abbildung 5.11: Prognose der Schnelle bei Variation der Steifigkeit; elastische Koppelung

Wie bei der starren Koppelung erfolgt auch bei der elastischen Koppelung (Abb. 5.11) eine Verschiebung der Eigenfrequenzen zu höheren Frequenzen hin und das Schnellespektrum wird geringer. Allerdings liegt auch hier wie bei der Erhöhung der lokalen Masse der Körperschallpegel durch die Frequenzverschiebung in manchen Bereichen oberhalb des Ausgangszustands.

Als nächstes wird der Einfluss einer Vorsatzmasse betrachtet:

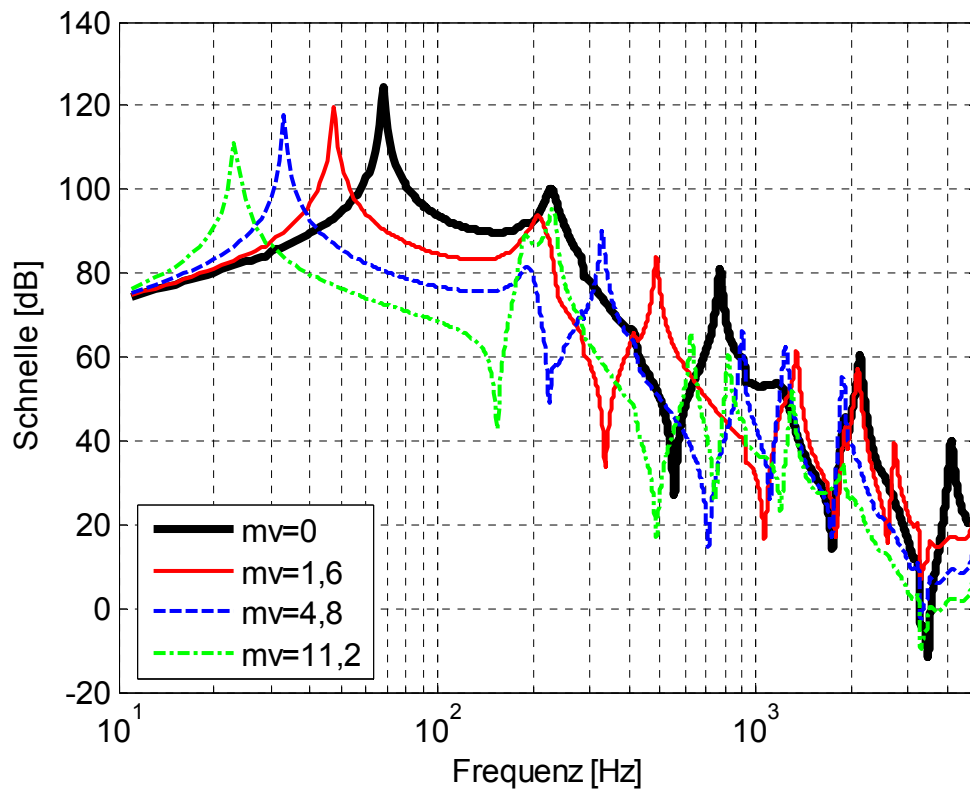


Abbildung 5.12 Prognose der Schnelle bei Variation der Vorsatzmasse; elastische Koppelung

Erhöht man die Vorsatzmasse, stellt man ähnlich wie in Kap. 5.2 fest, dass sich die Eigenfrequenzen zu tieferen Frequenzen hin verschieben und das Schnellespektrum geringer wird. Allerdings liegt auch hier die Schnelle durch die Frequenzverschiebung in manchen Bereichen oberhalb des Ausgangszustands.

Vergleicht man nun wiederum das Schnellespektrum bei Erhöhung der lokalen Masseeigenschaften in Abb. 5.9 mit denen der Vorsatzmasse in Abb. 5.12, stellt man fest, dass die Schnellespektren bei vergleichbarer Masse bei dem Einsatz einer Vorsatzmasse geringer sind. Daraus lässt sich auch für den Fall der elastischen Koppelung ableiten, dass ein zusätzlicher Masseneinsatz in Form einer Vorsatzmasse die bessere Alternative ist.

Im Folgenden wird die Kombination dieser Einflussfaktoren analog zur starren Koppelung untersucht:

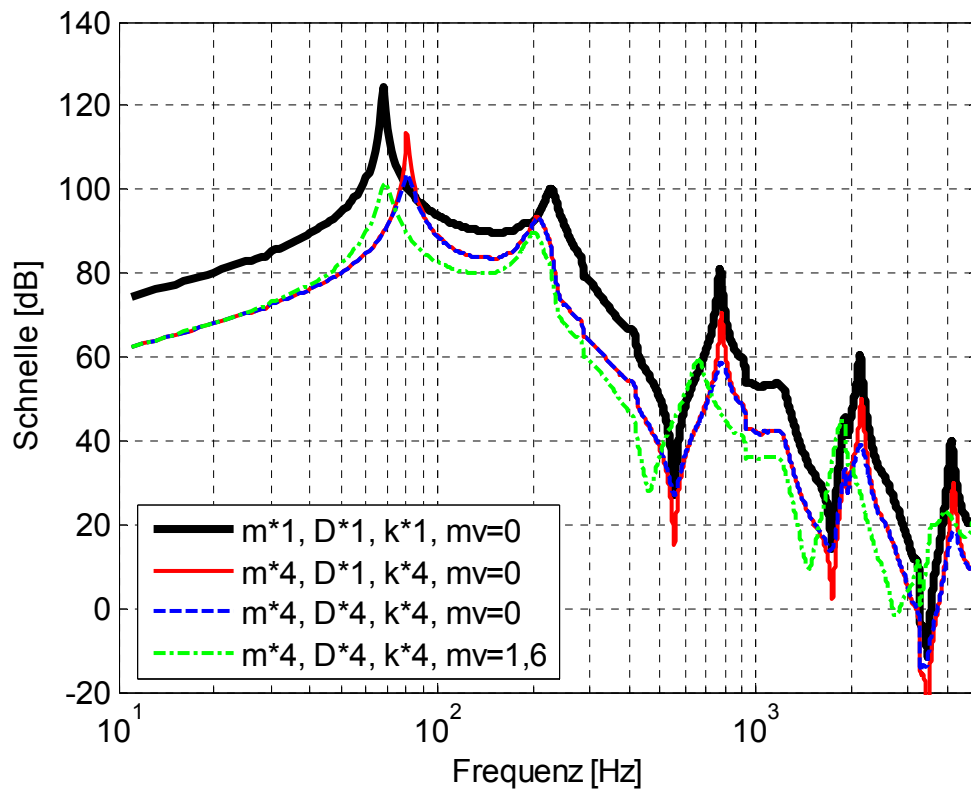


Abbildung 5.13 Prognose der Schnelle bei der elastischen Koppelung

Wie schon bei der starren Koppelung kommt es nach dem ersten Schritt zu einer Erhöhung der Eigenfrequenzen. Gleichzeitig wird das Schnellespektrum geringer. Durch die Erhöhung der Dämpfung sinkt der Körperschall an der Koppelstelle weiter ab. Durch Einsatz einer Vorsatzmasse kann der Körperschall zusätzlich reduziert werden. Jedoch wirkt sich der Einsatz der Vorsatzmasse auch wieder auf die Eigenfrequenzen des Systems aus.

Mit einer Kombination der Maßnahmen lässt sich auch bei der elastischen Koppelung das Schnellespektrum gezielt beeinflussen.

## 5.4 Zusammenfassung Kapitel 5

Wie die Untersuchungen gezeigt haben, lassen sich mit den vorhandenen Berechnungsverfahren grundlegende Diskussionen des Schwingungsverhaltens in Abhängigkeit der Struktureigenschaften durchführen, die sonst nur mit sehr aufwändigen parametrischen FEM-Berechnungen oder umfangreichen Messreihen möglich wären. Dabei konnte auch die Bedeutung der Eigenfrequenzen deutlich gemacht werden, die sich durch die Koppelung von Maschine und Fundament ergeben.

Mit einer Veränderung der lokalen Eigenschaften Masse, Dämpfung und Steifigkeit sowie dem Einfügen einer Vorsatzmasse lässt sich das Schnellespektrum gezielt beeinflussen. Besonders bei der Kenntnis des anregenden Kraftspektrums lassen sich die dynamischen Eigenschaften anpassen, um mit geringem Aufwand das Schnellespektrum an der Koppelstelle zu reduzieren.

Bei der untersuchten Balkenstruktur ist vor allem eine Kombination der betrachteten Maßnahmen sinnvoll, mit denen das Schnellespektrum bei gleich bleibender Eigenfrequenz reduziert werden kann. Eine Erhöhung der Dämpfung macht sich zusätzlich in der Reduktion des Schnellespektrums an den Eigenfrequenzen des Systems deutlich bemerkbar.

Da sich jede Struktur und jedes Optimierungsziel unterscheidet, kann keine allgemeingültige Aussage über die Wirkung der Maßnahmen vorgenommen werden.

## 6 Beispiel Schiffsfundament-Prüfstand

Die praktische Erprobung und Anwendung des entwickelten Verfahrens wird an einem unter realitätsnahen Bedingungen in einem Labor aufgebauten Schiffsantrieb durchgeführt.

Zunächst werden die Berechnungsgleichungen überprüft. Im Anschluss daran wird das Verfahren für eine Optimierung der Schwingschnelle genutzt. Dazu werden die lokalen Größen Masse, Dämpfung und Steifigkeit verändert sowie der Einfluss einer Vorsatzmasse betrachtet und die Auswirkung auf den übertragenen Körperschall bewertet. Dabei beschränkt sich dieses Beispiel prüfstandsbedingt auf den Fall der starren Koppelung.

### 6.1 Verwendeter Prüfstand

Für die Untersuchungen wird der Prüfstand des BMBF-Verbundprojekts AAL genutzt. In diesem Forschungsvorhaben geht es um eine „aktive Aggregatlagerung zur Reduktion von Strukturschwingungen und Körperschallübertragung“ auf der Basis von multifunktionaler, strukturintegrierter Aktor- und Sensorsysteme an einem Schiffsantrieb. Der Prüfstand befindet sich am Fraunhofer-Institut LBF in Darmstadt-Kranichstein [43].

Es handelt sich dabei um die Antriebseinheit und einen Teil eines Schiffsrumpfes, der von dem Projektpartner Firma Lürssen Werft GmbH & Co. KG zur Verfügung gestellt wurde.

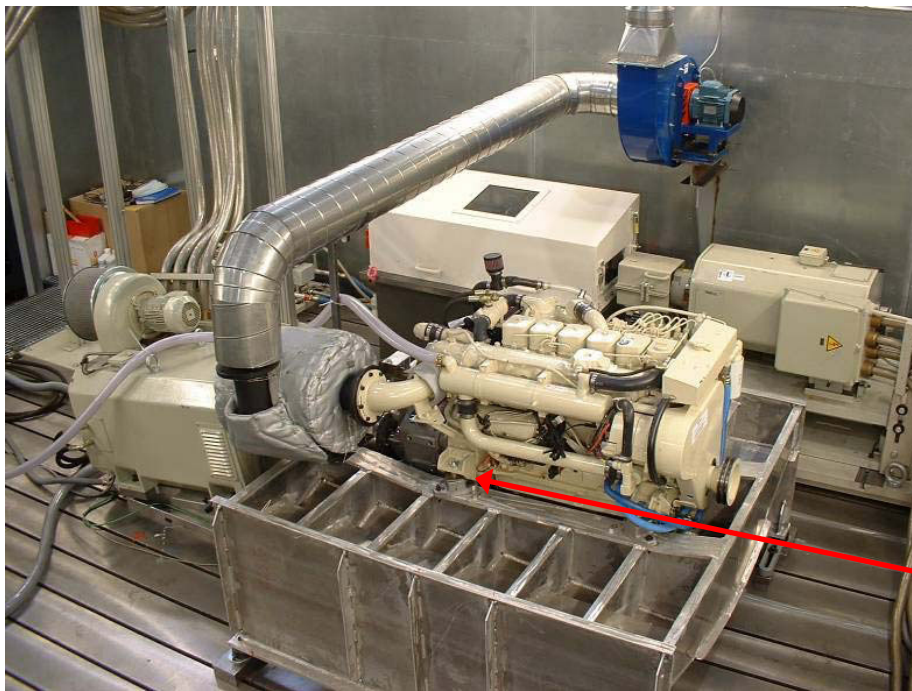


Abbildung 6.1: Prüfstand Schiffsfundament

Als Antriebseinheit dient ein 6-Zylinder Diesel-Schiffsmotor. Um im Labor möglichst realitätsnahe Lagerbedingungen abzubilden, handelt es sich bei dem Fundament um einen originalgetreuen Ausschnitt des Schiffsrumpfes mit der Grundfläche 1800 mm x 1800 mm und einem Eigengewicht von 320 kg. Das Fundament besteht hauptsächlich aus senkrecht zueinander stehenden Spanten und Planken, die aus einer Aluminiumlegierung gefertigt sind.

Die Befestigung der Antriebseinheit an das Fundament geschieht normalerweise über Elastomerelemente an den vier Koppelstellen. Für die folgenden Untersuchungen wurde die Koppelung jedoch auf eine starre Koppelung umgebaut. Um die Methode der Vorausberechnung überprüfen zu können, ist es notwendig, die Schnelle an der Koppelstelle an zwei verschiedenen Fundamenten zu messen. Da umfangreiche Umbaumaßnahmen des Fundaments nicht möglich waren, unterscheidet sich das Fundament 2 zum Fundament 1 um eine Vorsatzmasse von ca. 8 kg, die an jeder der vier Koppelstellen angebracht werden konnte (Abb. 6.2).

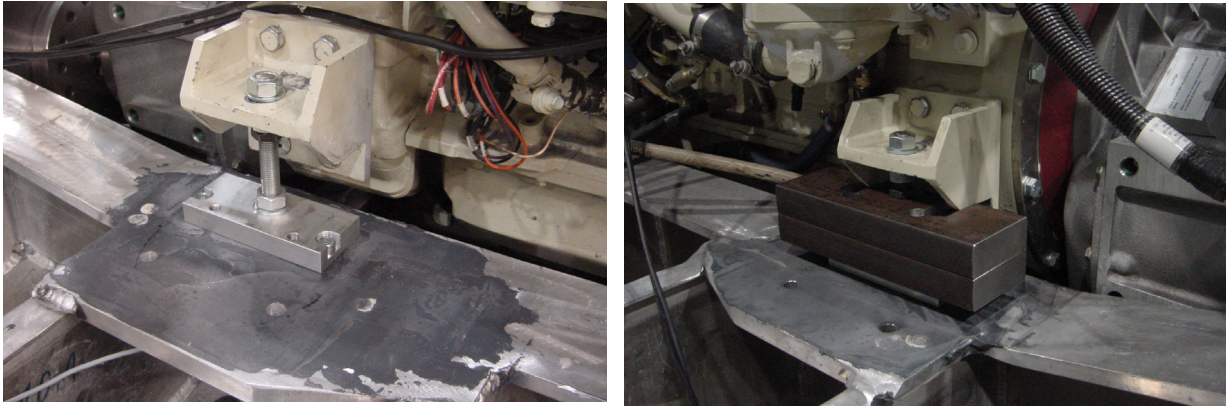


Abbildung 6.2: Koppelstelle ohne (links) und mit Vorsatzmasse (rechts)

## 6.2 Bestimmung der Admittanzen und Betriebsschwingung

Für die Vorausberechnung des Schnellespektrums werden die Admittanzen der beteiligten Systeme und die Betriebsschwingung am Fundament 1 benötigt. Zur Überprüfung des Verfahrens wird zusätzlich die Betriebsschwingung am Fundament 2 gemessen.

Um die Strukturantwort an den Koppelstellen zu messen, wurden diese mit einem piezoelektrischen Beschleunigungssensor (IEPE-Type) ausgerüstet. Für die Messung der Admittanzen wurden das Fundament und die Maschine mit einem Impulshammer angeregt und die eingeleitete Kraft wurde mit einem piezoelektrischen Kraftsensor (IEPE-Type) bestimmt. Obwohl sich in Kapitel 3 gezeigt hat, dass eine Anregung mittels eines elektrodynamischen Shakers zu genaueren Ergebnissen führt, wurde aus Gründen der Handhabbarkeit das Impulsverfahren ausgewählt. Die Datenaufzeichnung und Auswertung erfolgt über eine PC-basierte Messwerterfassung. Die Berechnung des Schnellespektrums und die Erstellung der Diagramme erfolgt mit der Software MATLAB (Version R14).

Die Schnelle an den Koppelstellen wurde an beiden Fundamenten bei einer Nenndrehzahl von 1000 U/min ohne Last gemessen. Da sich das Prognoseverfahren auf eine Einpunktkoppelung beschränkt, wird im Folgenden nur die Koppelstelle A betrachtet (siehe Abb. 6.1).

Die Schnellespektren bei Betrieb auf dem Fundament 1 sowie auf dem Fundament 2 sind in Abb. 6.3 dargestellt. Der Prüfstand befindet sich in einem Laborbereich, in dem mehrere Hydraulik-Prüfstände im Einsatz sind, so dass dort mit Störschwingungen gerechnet

werden muss. Deshalb wird zusätzlich das Schnellespektrum bei Stillstand des Antriebs mit berücksichtigt.

Die Ergebnisse werden bis zur Terzmittenfrequenz von 2500Hz betrachtet. Aus der Obergrenze dieser Terzmittenfrequenz ergibt sich die maximal dargestellte Frequenz zu 2818 Hz.

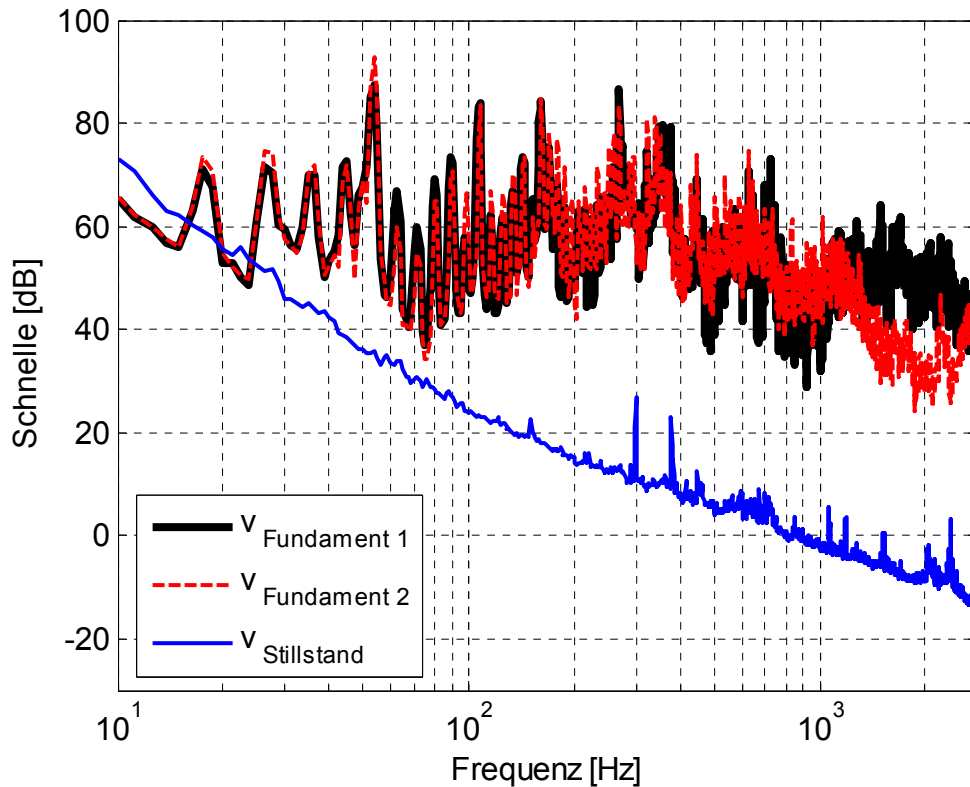


Abbildung 6.3: Gemessenes Schnellespektrum an der Koppelstelle A

Zunächst fällt in Abb. 6.3 auf, dass der Pegel bei Stillstand des Antriebs oberhalb von 80 Hz deutlich unterhalb der Schwingungspegel bei Betrieb des Prüfstands liegt. Somit kann ein Störeinfluss oberhalb dieser Frequenz vernachlässigt werden.

Vergleicht man die Schnellespektren, die auf dem Fundament 1 und auf dem Fundament 2 gemessen wurden (Abb. 6.3), erkennt man bei tiefen Frequenzen von 10 Hz bis 200 Hz eine gute Übereinstimmung. Im mittleren Frequenzbereich zwischen 200 Hz und 1200 Hz unterscheiden sich die Schnellespektrum abschnittsweise, liegen jedoch im Mittel auf gleichem Niveau. Erst bei hohen Frequenzen oberhalb von 1200 Hz unterscheiden sich die Schnellespektren an den beiden Fundamenten deutlich. Wie zu erwarten war, nimmt die Schnelle bei Einsatz der Vorsatzmasse zu hohen Frequenzen hin deutlich ab. Das

Ansteigen des Schnellespektrums auf dem Fundament 2 ab 2000Hz ist damit zu begründen, dass es sich bei der realen Vorsatzmasse (s. Abb. 6.2) um keine Punktmasse mehr handelt. Die räumliche Ausdehnung verändert die Eigenschaften der Koppelstelle, welches das Schwingungsverhalten des Systems beeinflusst (s. Kap. 4.4).

Bei beiden Kurven fällt zudem die sehr hohe Modendichte in den Frequenzgängen auf, die die Diagramme sehr unübersichtlich werden lassen. Um die Darstellung zu verbessern, wird ein gleitender Mittelwert berechnet. Dabei wird immer über dreißig Werte des Spektrums der Mittelwert gebildet mit dem Ziel, die Kurven zu glätten und damit die Unterschiede zwischen den Spektren zu verbessern. Durch die Berechnung der Mittelung können die Ergebnisse aber erst oberhalb von 40 Hz ausgewertet werden.

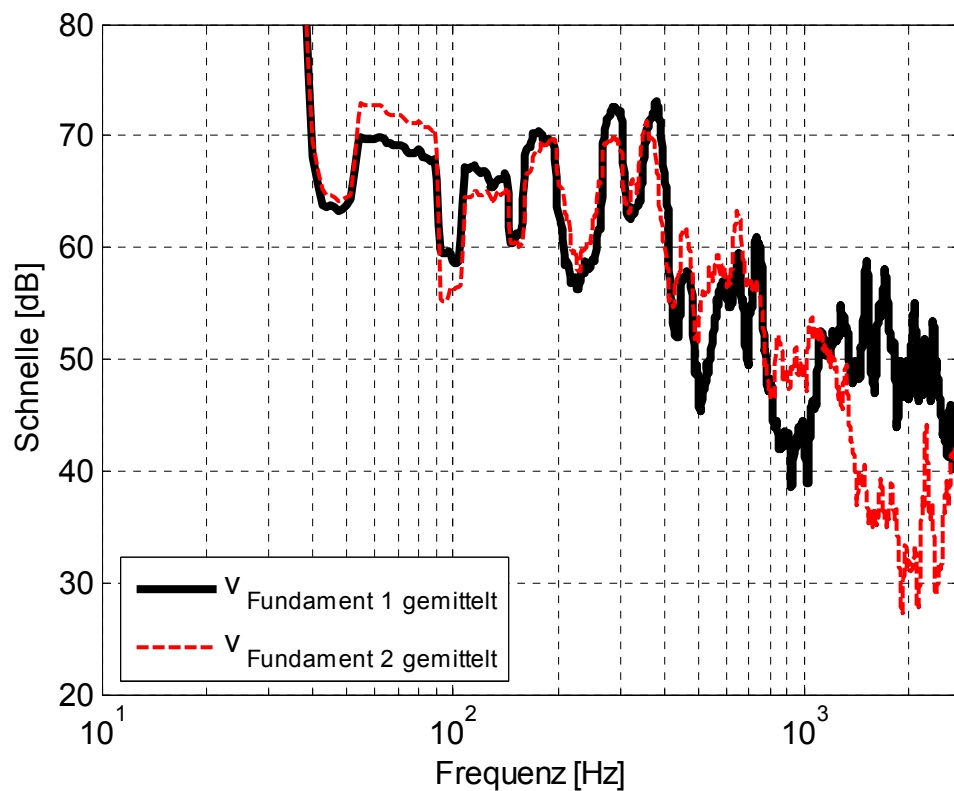


Abbildung 6.4: Gemessenes Schnellespektrum an der Koppelstelle A -gemittelt-

Anhand dieser Darstellung in Abb. 6.4 können die Erkenntnisse aus Abb. 6.3 bestätigt werden.

Eine andere gebräuchliche Darstellungsweise ist die Terzdarstellung [47].

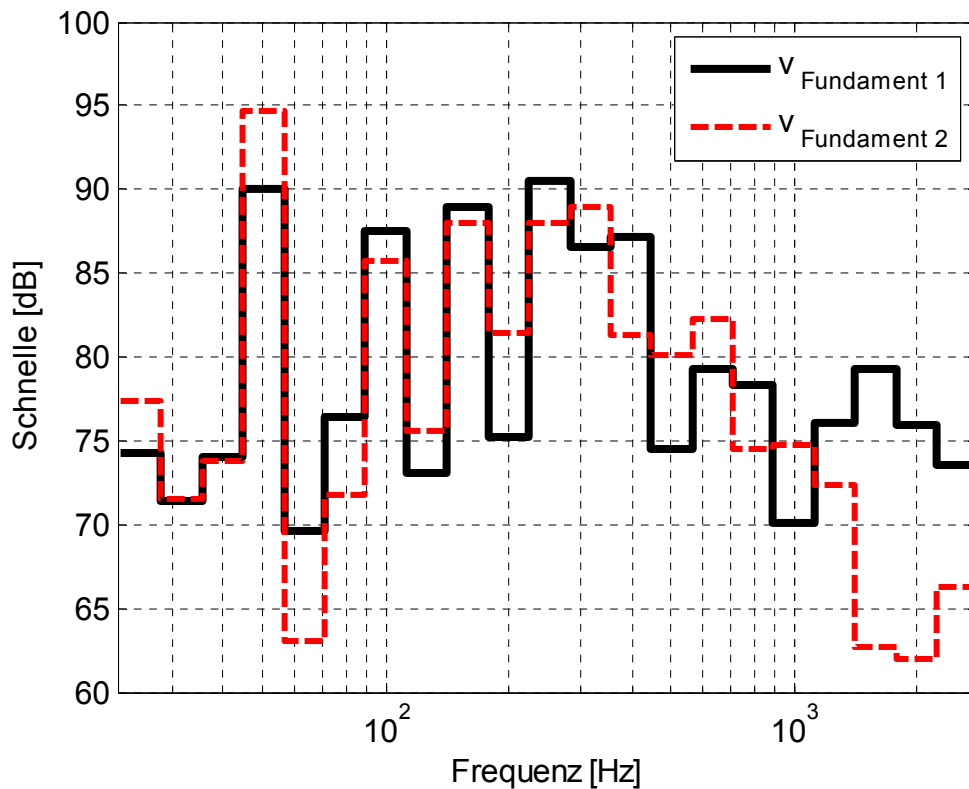


Abbildung 6.5: Gemessenes Schnellespektrum an der Koppelstelle A -Terzspektrum-

Da durch die Terzdarstellung in diesem Beispiel keine neuen Erkenntnisse gewonnen werden, wird sie im weiteren Verlauf nicht mehr mit dargestellt.

### 6.3 Überprüfung des Verfahrens

Um die in dieser Arbeit entwickelte Prognosemethodik zu überprüfen, wird anhand der Admittanzen der beteiligten Systeme sowie der Schnelle auf dem Fundament 1 die Schnelle auf dem Fundament 2 nach Gl. 3.11 vorausberechnet. Zur Kontrolle wird dieses ermittelte Schnellespektrum mit der gemessenen Schnelle auf dem Fundament 2 verglichen.

Die benötigte Admittanz des Fundaments kann dabei auf zwei verschiedenen Wegen ermittelt werden. Da sich die beiden Fundamente nur um die Vorsatzmasse unterscheiden, kann aus den Erkenntnissen aus Kapitel 4.4 die Admittanz des Fundaments 2 bei bekannter Vorsatzmasse aus der Admittanz des Fundaments 1 berechnet werden. Die zweite Möglichkeit besteht darin, die Admittanz des Fundaments 2 bei angebrachter Vorsatzmasse messtechnisch zu bestimmen.

### 6.3.1 Vorausberechnung mit berechneter Admittanz beim Einsatz einer Vorsatzmasse

Wie bereits beschrieben, kann die Admittanz mit den Erkenntnissen aus Kapitel 4.4 bestimmt werden. Die angebrachte Vorsatzmasse  $m_v$  hat ein Gewicht von 8 kg. Das Ergebnis dieser Berechnung ist in Abb. 6.6 dargestellt, zusätzlich sind die Admittanzen des Fundaments 1 und des Fundaments 2 mit angegeben.

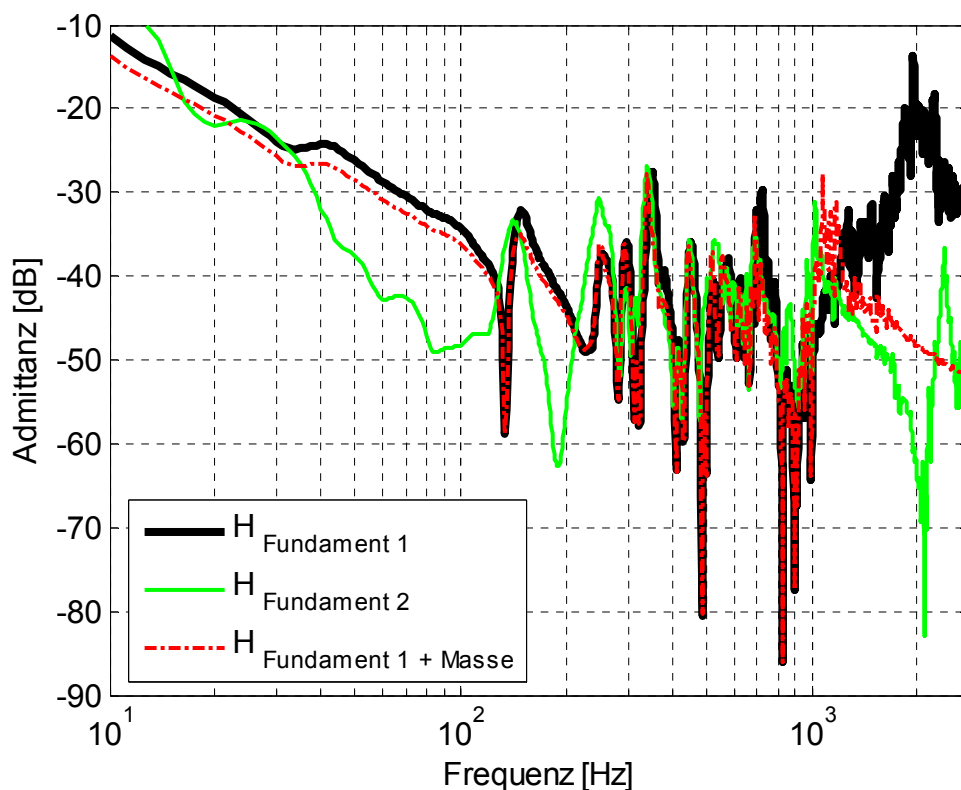


Abbildung 6.6: Berechnete Admittanz des Fundaments 2

Aus der Abb. 6.6 kann man entnehmen, dass sich die Admittanz des Schiffsfundaments mit Vorsatzmasse auf diese Weise gut beschreiben lässt. Erst oberhalb von 1800 Hz weicht die berechnete von der gemessenen Impedanz deutlich ab. Dies kann mit der räumlichen Ausdehnung der realen Vorsatzmasse begründet werden (s. Kap. 6.2).

Mit der ermittelnden Admittanz kann die Berechnung des Schnellespektrums nach Gl. 3.11 durchgeführt werden (Abb. 6.7). Neben der Darstellung der Schnellespektren wird auch die gemittelte Darstellung mit angegeben (Abb.6.8):

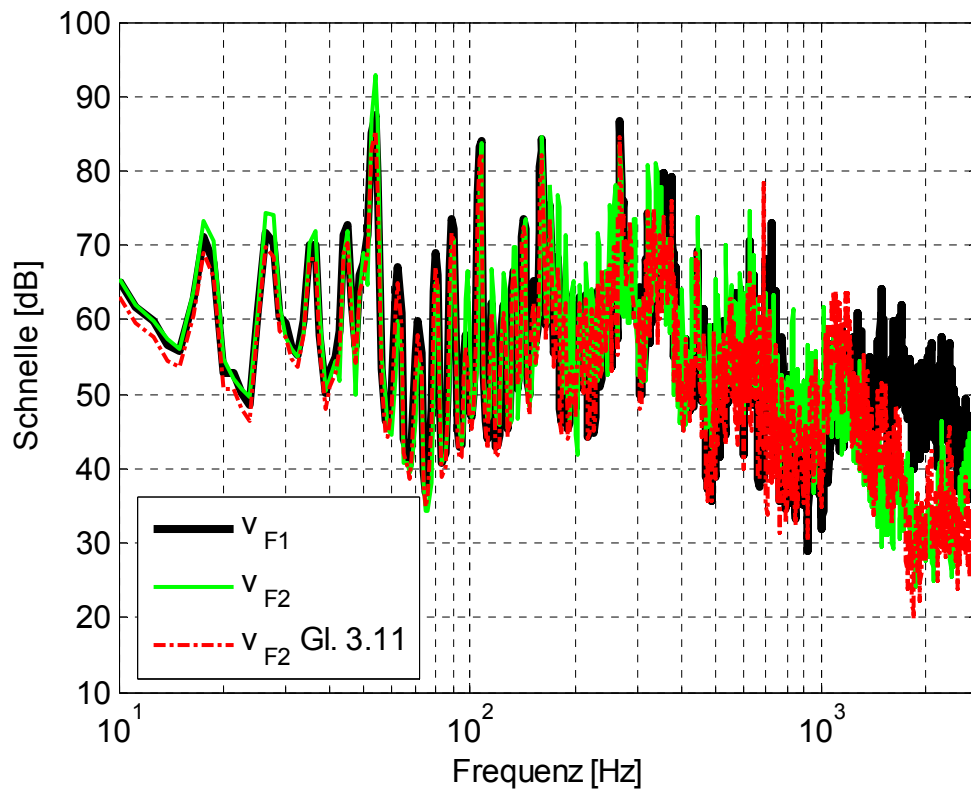


Abbildung 6.7: Gemessenes und berechnetes Schnellespektrum an der Koppelstelle A

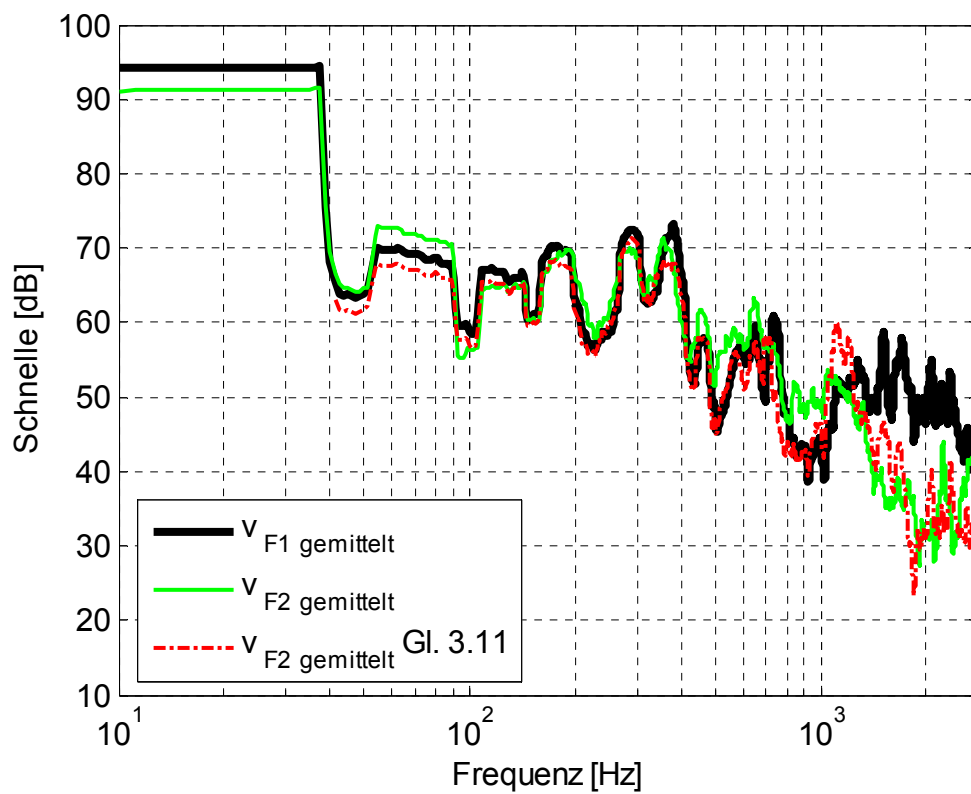


Abbildung 6.8: Gemessenes und berechnetes Schnellespektrum an der Koppelstelle A -gemittelt-

Aus den Abb. 6.7 und 6.8 kann man entnehmen, dass sich die Schnelle an dem Fundament 2 über große Frequenzbereiche gut prognostizieren lässt. Im Frequenzbereich von 10 Hz bis 1200 Hz liegen die Schnellespektren auf gleichem Niveau. Oberhalb von 1200 Hz gibt das berechnete Schnellespektrum auf dem Fundament 2 den Unterschied zu dem gemessenen Schnellespektrum auf dem Fundament 1 deutlich wieder. Ab ca. 2000 Hz unterscheiden sich die gemessenen und berechneten Schnellespektren auf dem Fundament 2. Dies ist wie in Kap. 6.2 mit der räumlichen Ausdehnung der Vorsatzmasse zu begründen. Der Unterschied zwischen gemessener und vorausberechneter Schnelle führt in manchen Bereichen zu Differenzen von bis zu 10 dB, dennoch wird der Verlauf in weiten Bereichen richtig wiedergegeben.

### **6.3.2 Vorausberechnung mit gemessener Admittanz des Fundaments 2**

Wird die Admittanz des Fundaments 2 messtechnisch bestimmt, besteht ebenfalls die Möglichkeit, das vorausberechnete Schnellespektrum mit der gemessenen Schnelle auf dem Fundament 2 zu vergleichen.

Diese Überprüfung schließt das SDOF-Verfahren mit ein. Dazu wird zunächst mittels des SDOF-Verfahrens die Admittanz des Fundaments 2 beschrieben. Die lokalen Strukturgrößen der verwendeten Einmassenschwinger können dem Anhang entnommen werden. Die Admittanz des Fundaments wird durch die Admittanz von 22 Einmassenschwingern im Frequenzbereich dargestellt.

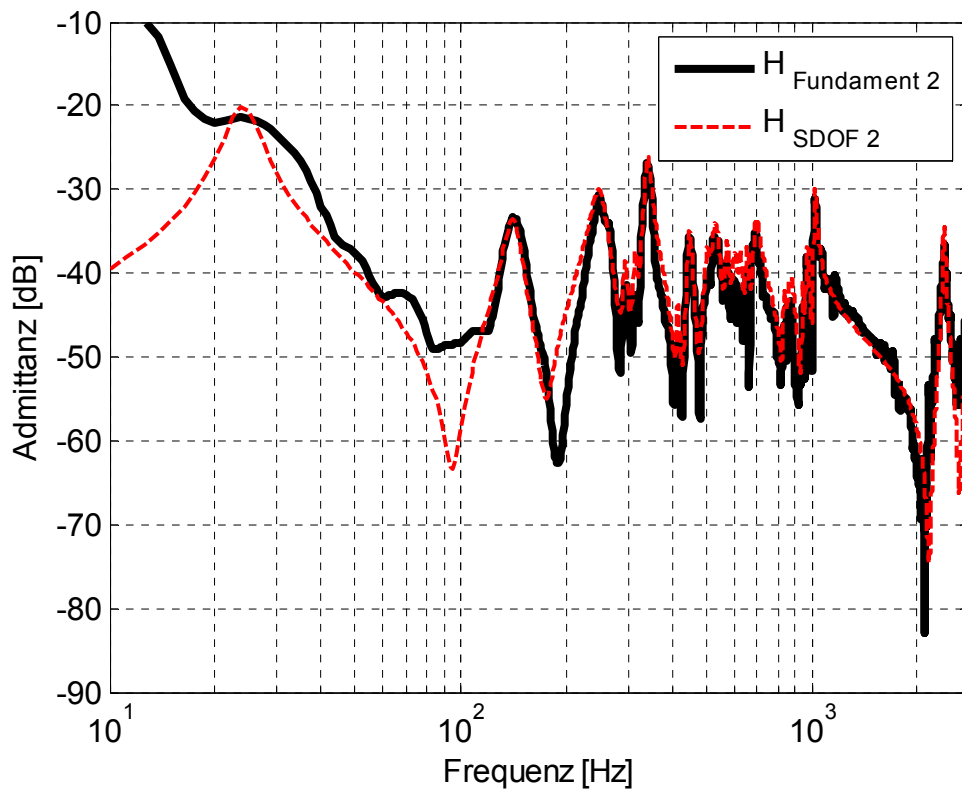


Abbildung 6.9: SDOF-Verfahren: Gemessene Admittanz des Fundaments 2

Aus der Abb. 6.9 kann man entnehmen, dass sich die Admittanz des Schiffsfundaments mittels des SDOF-Verfahrens gut beschreiben lässt.

Mit dieser Beschreibung der Admittanz kann die Vorausberechnung der Schnelle nach Gl. 3.11 durchgeführt werden (Abb. 6.10). Da die Darstellung sehr unübersichtlich ist, wird auch die Darstellung mit gemittelten Spektren betrachtet (Abb. 6.11).

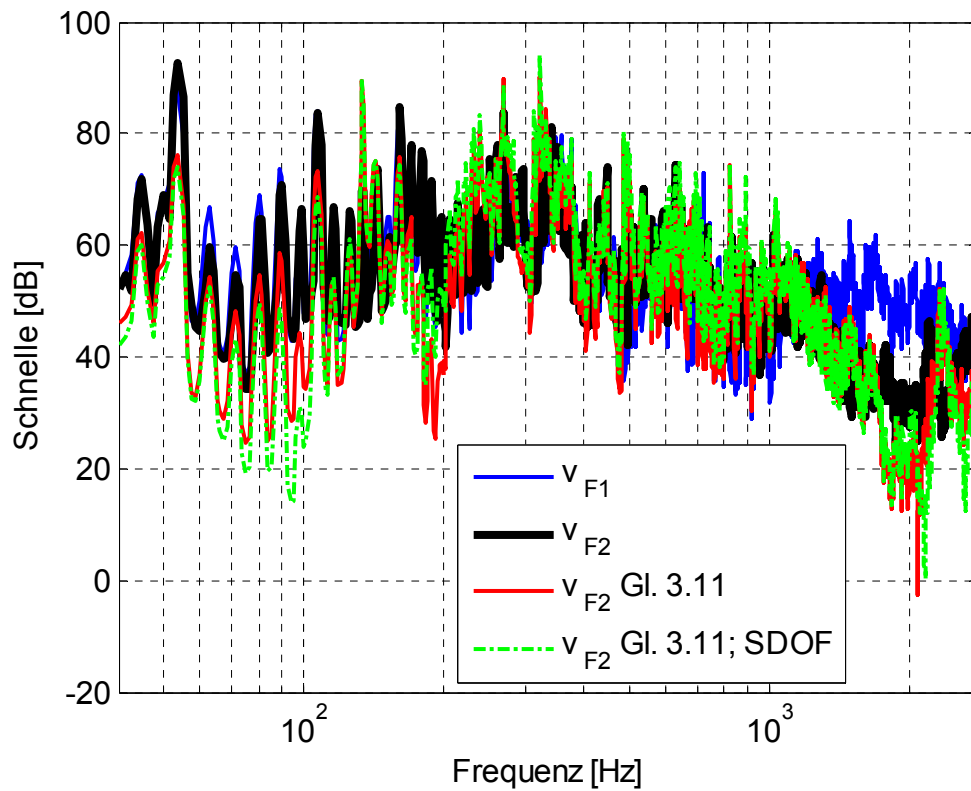


Abbildung 6.10: Gemessenes und berechnetes Schnellespektrum an der Koppelstelle A

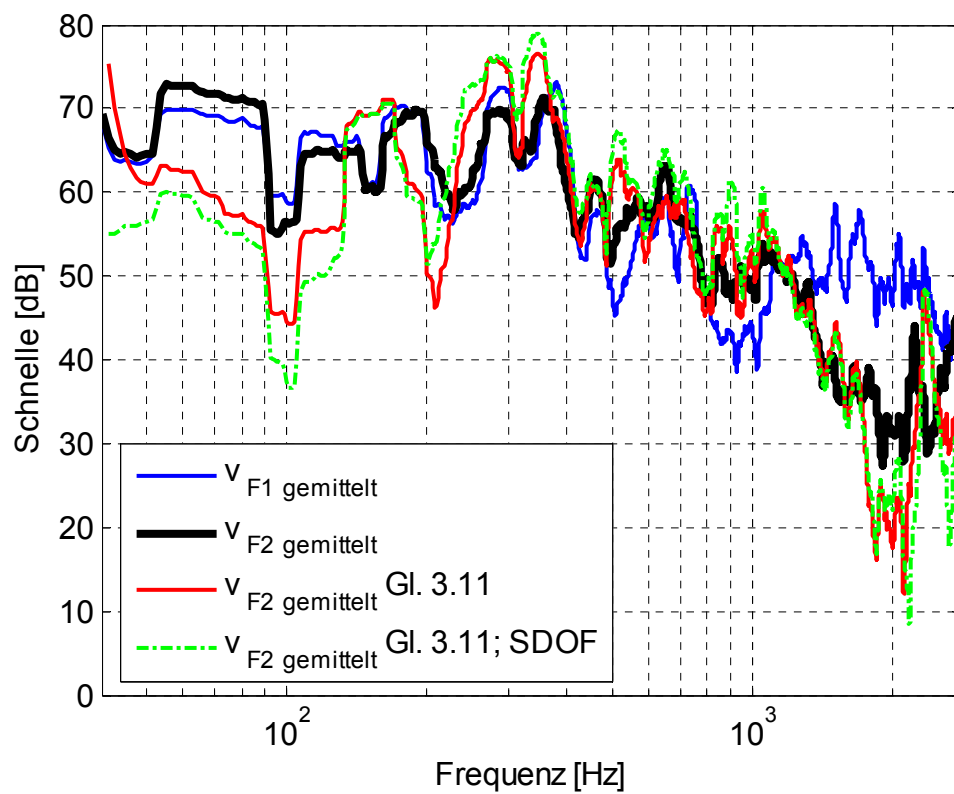


Abbildung 6.11: Gemessenes und berechnetes Schnellespektrum an der Koppelstelle A -gemittelt-

Auch aus den Abb. 6.10 und 6.11 kann man aus dem Vergleich von gemessener und vorausberechneter Schnelle auf dem Fundament 2 entnehmen, dass sich die Schnelle über große Frequenzbereiche ausreichend gut prognostizieren lässt. Dies gilt sowohl für die Vorausberechnung ohne und mit SDOF-Verfahren. Im tieffrequenten Bereich von 10 Hz bis 400 Hz ergeben sich jedoch deutliche Abweichungen von bis zu 20 dB bei einzelnen Frequenzen. Von 400 Hz bis 1300 Hz liegen die Schnellespektren eng beieinander. Oberhalb von 1300 Hz kommt es, wie im tieffrequenten Bereich, bei einzelnen Frequenzen zu Abweichungen von bis zu 20 dB. In diesem Bereich sind Prognosen des Schnellespektrums zu niedrig.

Bei dem Vergleich der prognostizierten Schwingungspegel mit denen des Fundaments 1 stellt man fest, dass oberhalb von 1200 Hz die Unterschiede des Schnellespektrums an den Fundamenten 1 und 2 von dem vorausberechneten Schnellespektrum deutlich abgebildet werden.

Damit ist der Nachweis der Anwendbarkeit des Verfahrens erbracht. Anhand der Ergebnisse des Verfahrens kann eine umfangreiche Untersuchung des übertragenen Körperschalls bei Variation der lokalen Eigenschaften und der Vorsatzmasse vorgenommen werden.

#### **6.4 Anwendung des Verfahrens: Vorausberechnung der Schwingschnelle bei Variation der lokalen Struktureigenschaften**

Im Folgenden werden die Einflüsse der lokalen Struktureigenschaften und der Einsatz einer Vorsatzmasse auf die Schnelle an der Koppelstelle untersucht. Die lokalen Eigenschaften des Fundaments werden einzeln variiert und die Auswirkung auf den Schwingungspegel betrachtet. Dazu werden die in Tabelle B1 aufgelisteten Struktureigenschaften des SDOF-Verfahrens zugrunde gelegt. Außerdem wird die Wirkung einer Vorsatzmasse in die Betrachtung mit einbezogen.

Durch die hohe Modendichte ist es nicht sinnvoll eine Veränderung bei einzelnen Frequenzen zu betrachten. Aus diesem Grund wird für die Untersuchung die gemittelte Darstellung des Schnellespektrums gewählt.

Als erstes wird die lokale Masse in vier Schritten verändert (Abb. 6.12). Dazu werden die idealen Massen der einzelnen Einmassenschwinger mit dem Faktor  $2^{0,25}$  ( $\approx 1,19$ ),  $2^{0,5}$  ( $\approx 1,41$ ) und 2 multipliziert. Durch Superposition der einzelnen Übertragungsfunktionen kann dann die Admittanz des veränderten Fundaments bestimmt und das Schnellespektrum an der Koppelstelle berechnet werden.

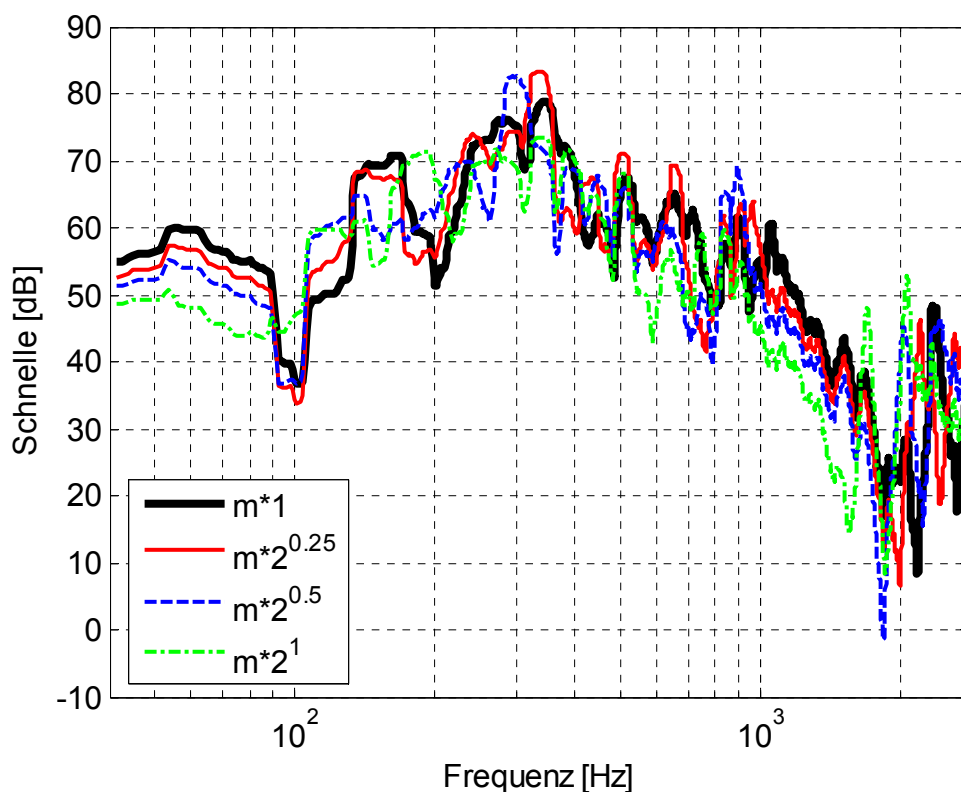


Abbildung 6.12: Prognose der Schnelle bei Variation der Masse -gemittelt-

Bei Variation der lokalen Masse lässt sich eine Reduktion der Schnelle bei tiefen Frequenzen bis 80 Hz, in dem Frequenzbereich von 1000 Hz bis 1700 Hz und oberhalb von 2500 Hz beobachten (Abb. 6.12). In den anderen Frequenzbereichen ändern sich hauptsächlich die Resonanzfrequenzen, die Amplituden bleiben jedoch konstant.

Als nächstes wird die Erhöhung der lokalen Dämpfung betrachtet (Abb. 6.13). Da die Dämpfung über das Aufbringen einer Belagsdämpfung wirkungsvoll erhöht werden kann,

wird das Lehrsche Dämpfungsmaß der einzelnen Einmassenschwinger um den Faktor 2, 4 ( $= 2^2$ ) und 8 ( $= 2^3$ ) erhöht.

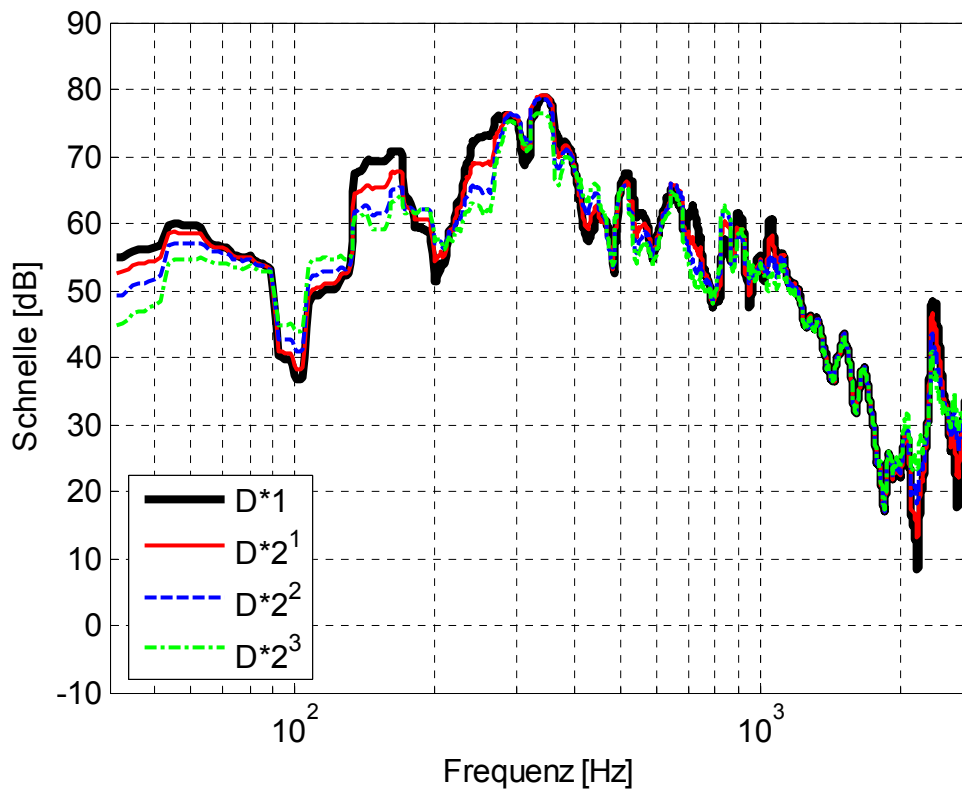


Abbildung 6.13: Prognose der Schnelle bei Variation der Dämpfung -gemittelt-

Eine Erhöhung der Dämpfung macht sich nur in einzelnen Frequenzbereichen bemerkbar (Abb. 6.13). In weiten Frequenzbereichen lässt sich jedoch keine Verringerung des Schnellespektrums feststellen. Dies kann analog zu Kap. 4.3 mit den unterschiedlichen Eigenformen des Systems erklärt werden.

Im nächsten Schritt wird die lokale Steifigkeit variiert. Dazu werden die idealen Steifigkeiten der einzelnen Einmassenschwinger mit dem Faktor  $2^{0,25}$  ( $\approx 1,19$ ),  $2^{0,5}$  ( $\approx 1,41$ ) und 2 multipliziert.

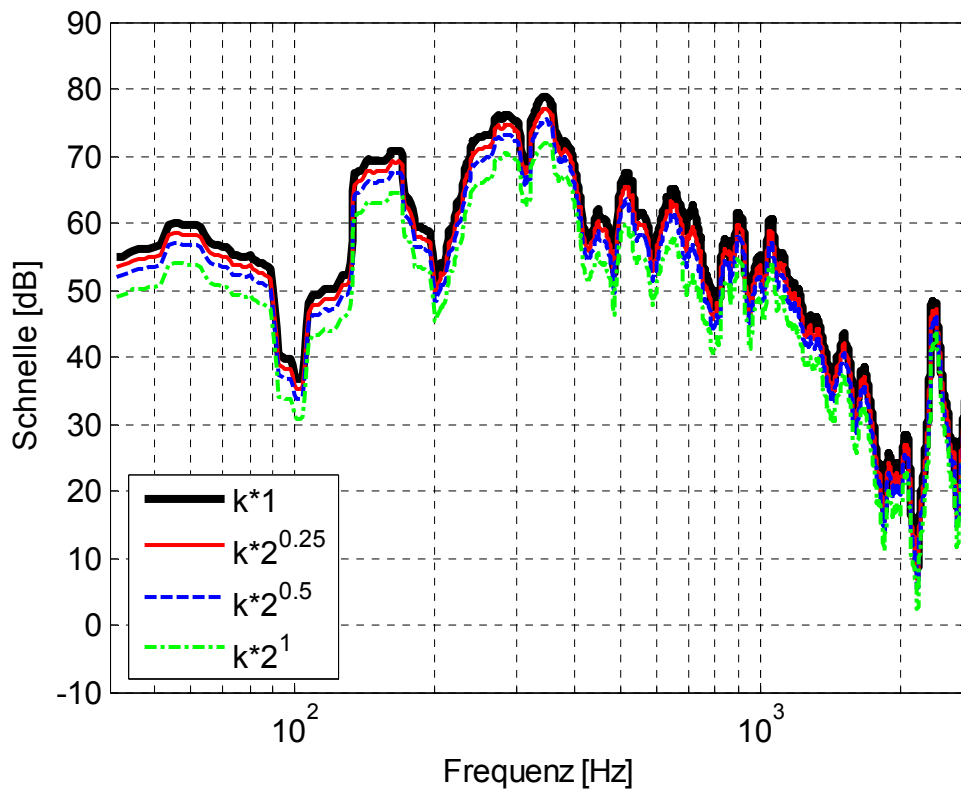


Abbildung 6.14: Prognose der Schnelle bei Variation der Steifigkeit -gemittelt-

Wie aus Abb. 6.14 ersichtlich, wird bei der Erhöhung der lokalen Steifigkeit das Schnellespektrum über dem gesamten betrachteten Frequenzbereich von 10 Hz bis 2818 Hz gleichmäßig reduziert. Somit ist die Erhöhung der lokalen Steifigkeit eine sinnvolle Maßnahme um das Schnellespektrum zu reduzieren.

Neben der Veränderung der lokalen Eigenschaften wird auch der Einsatz einer Vorsatzmasse  $m_v$  auf das Schnellespektrum hin untersucht (Abb. 6.15). Dafür wird die Vorsatzmasse stufenweise auf 8 kg, 16 kg und 64 kg erhöht und das Schnellespektrum an der Koppelstelle berechnet. Dabei nimmt bei zunehmender Vorsatzmasse die Schwierigkeit zu, die Vorsatzmasse als Punktmasse aufzubringen um die Steifigkeit der Struktur nicht ungewollt zu verändern.

Die Vorsatzmasse von 64 kg entspricht dabei ungefähr dem Massenzuwachs, der sich bei der Erhöhung der lokalen Masseeigenschaft mit dem Faktor  $2^{0.25}$  ( $\approx 1,19$ ) ergibt wenn man von einer Fundamentmasse von 320 kg ausgeht. Im Gegensatz zur Vorsatzmasse wirkt sich die Erhöhung der lokalen Masseeigenschaft jedoch auf alle vier Koppelstellen aus. Um

einen Vergleich ziehen zu können, wurde deshalb zusätzlich eine Vorsatzmasse von 16 kg (64 kg / 4) untersucht.

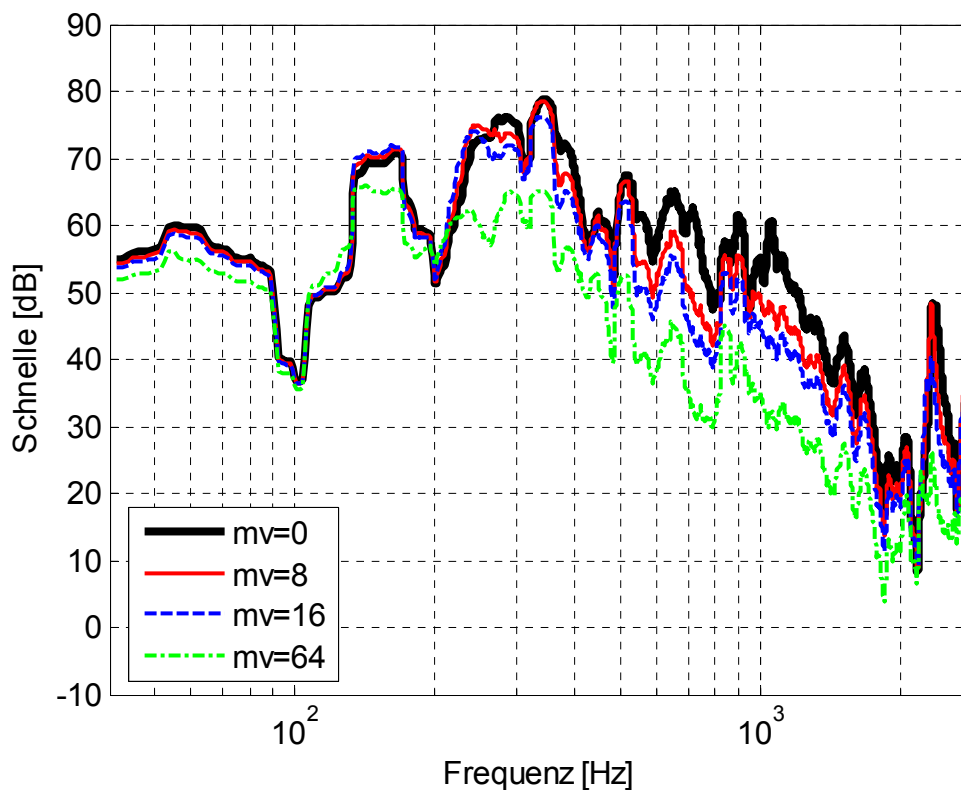


Abbildung 6.15: Prognose der Schnelle bei Variation der Vorsatzmasse -gemittelt-

Erhöht man die Vorsatzmasse, stellt man wie bei der Variation der lokalen Steifigkeit, ein Absinken des Schnellespektrums im Frequenzbereich oberhalb von 200 Hz fest (Abb. 6.15).

Beim Vergleich des Schnellespektrums bei Erhöhung der lokalen Masseigenschaften in Abb. 6.12 mit denen der Vorsatzmasse in Abb. 6.15, stellt man fest, dass die Schnellespektren bei vergleichbarem Masseinsatz beim Einsatz einer Vorsatzmasse geringer sind. Daraus lässt sich auch in diesem Beispiel ableiten, dass der Masseneinsatz in Form einer Vorsatzmasse besser investiert wird. Davon ausgenommen ist der tieffrequente Bereich von 10 Hz bis 100 Hz, bei dem die Erhöhung der lokalen Masseigenschaften zu niedrigeren Schnellespektren führt.

Aus der Untersuchung der verschiedenen Maßnahmen am Beispiel des Schiffprüfstands kann geschlossen werden, dass vor allem die Erhöhung der lokalen Steifigkeit und der

Einsatz einer Vorsatzmasse sinnvoll ist. Maßnahmen, die die Masseeigenschaften und die Dämpfung erhöhen, sind hingegen nur in einzelnen Frequenzbereichen zweckmäßig.

Besonders bei der Kenntnis des anregenden Kraftspektrums lassen sich somit sinnvolle Maßnahmen zur Reduktion des übertragenen Körperschalls auf das Fundament prognostizieren.

## **6.5 Konstruktive Maßnahmen zur Erhöhung der Eingangsimpedanz**

Die Lärmentwicklung einer Maschine wird durch ihre Schwingungs- und Abstrahleigenschaften sowie durch die Art der Anregung bestimmt. Grundsätzlich sollten immer die Lärminderung aller Einflussfaktoren der Maschinenakustischen Grundgleichung (siehe Kap 2.1) untersucht werden. Zu diesen gehören die Reduzierung der anregenden Kräfte, des Körperschalls und der Schallabstrahlung. Einen guten Überblick über allgemeine konstruktive Maßnahmen zur Geräuschminderung geben Kollmann [45] und Schmidt [51, 55].

Da sich diese Arbeit mit dem Einfluss der Eingangsimpedanz auf das Schnellespektrum an der Koppelstelle beschäftigt, werden im Folgenden konstruktive Möglichkeiten der Lärminderung durch die Veränderung der mechanischen Eingangsimpedanz betrachtet. Dieses Thema ist von besonders großer Wichtigkeit, weil lärmindernde Maßnahmen auf Basis der mechanischen Eingangsimpedanz in vielen Fällen auch noch bei bereits fertig gestellten Maschinen möglich sind. Darüber hinaus lassen sich diese Maßnahmen sehr oft mit wirtschaftlich vertretbarem Aufwand verwirklichen.

In den vorausgegangenen Kapiteln dieser Arbeit wurde untersucht, wie sich eine Veränderung der lokalen Eigenschaften Masse, Dämpfung und Steifigkeit sowie das Einfügen einer Vorsatzmasse auf das Schnellespektrum an der Koppelstelle auswirken. Darauf aufbauend werden nun konstruktive Maßnahmen vorgestellt, wie diese lokalen Struktureigenschaften verändert werden können. Dabei sind vor allem die Maßnahmen von Bedeutung, die die Struktureigenschaften (Eigenfrequenzen und Impedanzen) einer

Struktur nur in dem Maße verändern, wie dies auch in Kapitel 4 betrachtet wurde. Bei der Anwendung von Maßnahmen sei auf das Kapitel 4 verwiesen.

Die einfachste konstruktive Maßnahme zur Beeinflussung der lokalen Eigenschaften der Eingangsimpedanz ist das Aufbringen eines Dämpfungsbelags, welcher die Dämpfung einer Struktur in einem breiten Frequenzbereich wirksam erhöht. Zusätzlich muss aber beachtet werden, dass durch das Aufbringen auch die Masse und in geringem Maße die Steifigkeit beeinflusst werden. Dämpfungsmaßnahmen sind im Allgemeinen an Orten der Maximalbewegung des Systems anzubringen. Die Schichtdicke hängt von der Dicke und der Steifigkeit der Struktur, sowie von den Eigenschaften des Dämpfungsbelags ab. Neben den Dämpfungsbelägen gibt es auch spezielle Schwerebeläge und Antidröhn-Beläge, welche nicht nur eine Erhöhung der Dämpfung bezwecken, sondern auch dazu gedacht sind, die Masseverteilung der Struktur zu erhöhen. Eine weitere sehr wirksame Maßnahme zur Erhöhung der Dämpfung ist die Fugendämpfung, die durch die Ausnutzung der Reibung zwischen Fügestellen und Konstruktionselementen entsteht. Zur Erhöhung der Dämpfung können auch Werkstoffe mit hoher innerer Dämpfung benutzt werden (z.B. Sandwichaufbau).

Die Steifigkeit einer Struktur kann am besten durch zusätzliche Elemente wie z.B. Rippen erhöht werden. Die Rippen sind dabei an die Kräfteinleitungsstellen heranzuführen und müssen an den Gehäusekanten abgestützt werden. Alternativ kann die Konstruktion auch als Sandwichkonstruktion ausgeführt werden. Auch das Einprägen von Sicken, Kanten und Wölbungen in flächige Strukturen erhöht die Steifigkeit, ebenso ist die Verwendung von hochfesten Materialien denkbar. Soll an der Konstruktion nichts verändert werden, können bestimmte Bereiche wie Hohlprofile oder Vertiefungen ausgeschäumt werden (z.B. mit Aluminiumschaum). Dabei ist jedoch zu beachten, dass dadurch das gesamte Schwingungsverhalten beeinflusst wird und die Veränderung der Eingangsimpedanz nach Kapitel 4 nicht mehr genau genug beschrieben werden kann.

Die Erhöhung der Masse kann sowohl durch Erhöhung der lokalen Masse der Struktur oder durch eine Vorsatzmasse erfolgen. Zusatzmassen zur Erhöhung der mechanischen Eingangsimpedanz sind in der Regel dann wirksam, wenn die Massenimpedanz größer als die Impedanz der Struktur ist. Bei der Anordnung einer Vorsatzmasse ist es wichtig, dass die Masse direkt am Ort der Körperschalleinleitung angeordnet wird. Nur dort kommt ihre

Masse voll als Impedanzerhöhung zur Wirkung. Dies ist erfüllt, wenn die Abmessung der Vorsatzmasse klein gegenüber der Biegewellenlänge der Struktur im betrachteten Frequenzbereich ist. Die Massenbelegung der Struktur kann durch statistisch verteilte Punktmassen sowie durch einen Schwerebelag erhöht werden.

Wie bereits bei dem Dämpfungsbelag gibt es noch weitere konstruktive Möglichkeiten, die sich auf mehrere lokale Struktureigenschaften auswirken. Zu diesen gehören eine Änderung des Materials (z.B. der Wechsel von Aluminium auf Stahl) sowie Wandstärkevariationen. Zudem können vorhandene Profile in einer Konstruktion gegen resonanzarme Profile (geringe Flanschbreiten, kleine Steghöhen, Massenkonzentration in der Nähe der Krafteinleitung) ersetzt werden.

Große Impedanzänderungen sind außerdem zu erwarten, wenn die Schwingungsanregung von einem Ort geringer Steifigkeit zu einem Ort erhöhter Steifigkeit verlegt wird. Als Beispiel kann die Anregung eines I-Trägers am Rand und auf der Symmetrielinie genannt werden. Ein weiteres Beispiel ist das Ändern der Krafteinleitungsstelle in die Nähe einer Rippe.

Grundsätzlich ist darauf zu achten, die Eingangsimpedanz an die anregende Kraft anzupassen. Durch eine Abstimmung der Spektren können die Eigenfrequenzen der Struktur gezielt verändert werden, so dass sie nicht mit den Überhöhungen der Anregung zusammen fallen.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird eine Prognosemethodik für die Schwingungsanregung von dynamischen Systemen vorgestellt. Mit dem entwickelten Berechnungsverfahren können grundlegende Diskussionen des Schwingungsverhaltens in Abhängigkeit von den Struktureigenschaften durchgeführt werden, die sonst nur mit parametrischen FEM-Berechnungen oder aufwändigen Messreihen möglich wären.

Wie die Untersuchungen zeigen, ist die Betrachtung der Impedanz des Fundaments allein wenig sinnvoll. Erst aus der Betrachtung der Koppelung von Fundament und Maschine lassen sich die Auswirkungen bei Veränderung des Fundaments berechnen. Besonders konnte auch die Bedeutung der Eigenfrequenzen des Gesamtsystems deutlich gemacht werden.

Aufgrund der Allgemeingültigkeit des Verfahrens und der angegebenen Gleichungen bietet sich somit die Möglichkeit, die in der Praxis vorkommenden Fälle auf die konstruktiven Änderungen in ihrer Wirkung auf das Schnellespektrum an der Koppelstelle bewerten zu können. Diese Änderungen umfassen die lokalen Struktureigenschaften Masse, Dämpfung und Steifigkeit, sowie das Einfügen einer Vorsatzmasse. Dies ermöglicht es, bereits im Entwicklungsstadium durch Variation der Eingangsimpedanz eine Optimierung hinsichtlich der zu erwartenden Schnelle vorzunehmen.

Bei dem gezeigten Beispiel des Schiffsfundaments ist die Erhöhung der lokalen Steifigkeit und das Einfügen einer Vorsatzmasse eine wirkungsvolle Maßnahme, um den übertragenen Körperschall zu minimieren. Die Erhöhung der Impedanz durch Dämpfungsmaßnahmen ist bei den ausgeprägten Eigenresonanzen sinnvoll. Da sich aber jede Struktur und jedes Optimierungsziel unterscheiden, kann keine allgemeingültige Aussage über die Wirkung der Maßnahmen vorgenommen werden.

Die in dieser Arbeit entwickelte Prognosemethode wird für den Fall der Einzelpunktbefestigung beschrieben. Das Verfahren ist jedoch auch für Fälle der Mehrpunktbefestigung gültig, wie das Beispiel in Kap. 6 aufzeigt. Voraussetzung hierbei ist, dass die Koppelung zwischen mehreren Befestigungspunkten oder Raumrichtungen gering gegenüber der untersuchten Anregungsrichtung ist. Für den Fall, dass diese Voraussetzung nicht erfüllt ist, wäre es für zukünftige Arbeiten sinnvoll, die angegebenen Berechnungsgleichungen entsprechend zu erweitern.

Außerdem können mit dem entwickelten Verfahren nur Variationen des Fundaments untersucht werden. Als nächster Schritt wäre es wünschenswert, sowohl die Maschine als auch beim Fall der elastischen Koppelung die Eigenschaften des Abkoppellements verändern zu können. Damit können dann alle beteiligten Strukturen und Elemente aufeinander abgestimmt werden. Hierfür wird aber die Größe und Ort der anregenden Kraft sowie die zugehörigen Transferimpedanzen zu den Koppelstellen benötigt, während die in dieser Arbeit vorgestellte Prognosemethodik ohne diese Angaben auskommt.

Da sich immer mehr Arbeiten mit dem Thema der aktiven Schwingungsbeeinflussung befassen, wäre es ratsam, solche aktive Maßnahmen und ihre Wirkung auf den übertragenen Körperschall mit abbilden zu können. Das schließt die Abbildung der Wirkung von passiven und aktiven Tilgern mit ein.

Neben diesen offenen Fragestellungen, die das Thema der Prognosemethode betreffen, besteht die Möglichkeit, die Aufgabenstellung dieser Arbeit auf anderem Wege zu lösen. Durch die Entwicklung eines „virtuellen Fundaments“, welches auf Basis einer aktiven Lagerung die Fundamenteigenschaften nachbildet, könnten aufwändige Messreihen stark reduziert werden. Ebenso wie bei der Nachbildung eines Prüfstands im Labor müsste dazu jedoch die Frage beantwortet werden, wie weit entfernt von einer Koppelstelle in einer konkreten Einbausituation (z.B. in einem Schiffskörper) das Fundament messtechnisch erfasst und nachgebildet werden muss.

Bei der Optimierung der Struktur werden bisher die lokalen Struktureigenschaften Masse, Dämpfung und Steifigkeit untersucht. Die Veränderung ist jedoch nur dann auf die Struktur übertragbar, wenn die Geometrie einer Struktur unverändert bleibt und die Änderungen der Eigenschaften die komplette Struktur umfassen. Dies können neben den

---

Materialparametern auch Maßnahmen wie das Aufbringen von Dämpfungsbelägen und Schwerebelägen sein. Werden aber nur einzelne Bereiche einer Struktur geändert, ergeben sich unvermeidbare Abweichungen zur realen Admittanz der geänderten Konstruktion. Eine Veränderung der Geometrie, z.B. durch Einfügen von Rippen oder das Verändern der Wandstärke an bestimmten Stellen, führt zu einer vollständigen Veränderung der Admittanz. Dies kann bisher nur durch eine neue Untersuchung bzw. FEM-Simulation berechnet werden, wofür aber die neue Geometrie vorliegen muss. Hier wäre eine einfachere Lösung ebenfalls wünschenswert.

---

## 8 Literaturverzeichnis

- [01] S. Rubin, F. A. Biehl: *Mechanical Impedance Approach to Engine Vibration Transmission Into an Aircraft Fuselage*, SAE Transactions, 2711-2719, 1968
- [02] G. Meltzer: *Schwingungsisolierung im akustischen Frequenzbereich*, Wissenschaftliche Zeitschrift der TH Karl-Marx-Stadt, 14(2), 1971
- [03] R. Melzig-Thiel, G. Meltzer: *Voraussetzungen und Ergebnisse bei der Berechnung der Körperschallanregung von Gebäuden durch Maschinen (Teil 1 und 2)*, Zeitschrift Maschinenbautechnik, 26, 1977
- [04] K. P. Schmidt: *Lärmarm konstruieren, Seminar für Konstrukteure VIII „Impedanztabellen von Normprofilen“*, Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Unfallforschung, Dortmund, 1979
- [05] W. Gerwig: *Untersuchungen zur Dämmwirkung von Gummielementen in komplexen Strukturen im akustischen Frequenzbereich*, BM FT – FB HA 84-001, 1984
- [06] W. D. Langer: *Untersuchungen zur Vorausberechenbarkeit der Körperschallübertragung auf Fundamente durch mehrpunktig aufgestellte Maschinen*, Technische Hochschule Darmstadt, 1984
- [07] V. S. Baklanov, A. V. Zayakin, E. A. Orlenko, S. S. Postnov: *The calculation of structural noise in cabin for aircraft with high-by-pass ratio engines*, 11<sup>th</sup> AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Monterey, California, 2005
- [08] V. Baklanov, S. Postnov: *New Technologies for Required Vibroacoustical Characteristics in Pressurized Cabin of Supersonic Aircraft and Execution of Norms of Noise on Land (at take-off)*, Aeroacoustics of Supersonic Transport, 7<sup>th</sup> CEAS-ASC Workshop, Prague, 2003

- 
- [09] V. S. Baklanov, I. V. Golov, S. S. Postnov: *Vibroisolation of power plants for new generation airplanes with engines of high by-pass ratio*, 10<sup>th</sup> AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 2004
- [10] V. S. Baklanov, I. V. Golov, S. S. Postnov: *Low-frequency vibroisolation mounting for engines of new generation*, The 33<sup>rd</sup> International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Prague, 2004
- [11] V.S. Baklanov: *Dynamic model of engine-mount-airframe system of trunk-aircraft basing on results of impedance data tests at attachment points*, Ninth International Congress on Sound and Vibration, Orlando, Florida, USA, 2002
- [12] H. G. D. Goyder, R. G. White: *Vibrational Power Flow from Machines into Build-Up-Structures, Part I*, Journal of Sound and Vibration 68(1), 59-75, 1980
- [13] H. G. D. Goyder, R. G. White: *Vibrational Power Flow from Machines into Build-Up-Structures, Part. II*, Journal of Sound and Vibration 68(1), 77-96, 1980
- [14] H. G. D. Goyder, R. G. White: *Vibrational Power Flow from Machines into Build-Up-Structures, Part. III*, Journal of Sound and Vibration 68(1), 97-117, 1980
- [15] A. T. Moorhouse, B. M Gibbs: *Prediction of the Structure-Borne Noise Emission of Machines: Development of a Methodology*, Journal of Sound and Vibration 167(2), 223-237, 1993
- [16] R. A. Fulford, B. M. Gibbs: *Structure-Borne Sound Power and Source Characterisation in Multi-Point-Connected Systems, Part 1*, Journal of Sound and Vibration 204(4), 659-677, 1997
- [17] R. A. Fulford, B. M. Gibbs: *Structure-Borne Sound Power and Source Characterisation in Multi-Point-Connected Systems, Part 2*, Journal of Sound and Vibration 220(2), 203-224, 1999

- 
- [18] R. A. Fulford, B. M. Gibbs: *Structure-Borne Sound Power and Source Characterisation in Multi-Point-Connected Systems, Part 3*, Journal of Sound and Vibration 225(2), 239-282, 1999
- [19] B. Petersson, J. Plunt: *On Effective Mobilities in the Prediction of Structure-Borne Sound Transmission between a Source Structure and a Receiving Structure, Part I*, Journal of Sound and Vibration 82(4), 517-529, 1982
- [20] B. Petersson, J. Plunt: *On Effective Mobilities in the Prediction of Structure-Borne Sound Transmission between a Source Structure and a Receiving Structure, Part II*, Journal of Sound and Vibration 82(4), 531-540, 1982
- [21] B. Petersson: *Structural Acoustic Power by Point Moment and Force Excitation. Part I*, Journal of Sound and Vibration 160(1) 43-66, 1993
- [22] B. Petersson: *Structural Acoustic Power by Point Moment and Force Excitation Part 2*, Journal of Sound and Vibration 160(1) 67-91, 1993
- [23] B. Petersson, B. M. Gibbs: *Use of the Source Descriptor Concept in Studies of Multi-Point and Multidirectional Vibrational Sources*, Journal of Sound and Vibration 168(1), 157-176, 1993
- [24] B. Petersson: *Geometrical and Spatial Effects on Effective Mobilities of Annular Interfaces*, Journal of Sound and Vibration 202(4), 511-537, 1997
- [25] B. Petersson, M. Heckel: *Concentrated excitation of structures*, Journal of Sound and Vibration 196(3), 295-321, 1996
- [26] B. Petersson: *Lateral moment and axial force excitation of deep beams: point and point-cross mobilities* , Journal of Sound and Vibration 264, 91-116, 2003
- [27] B. Petersson: *Efficiency of Annularly Distributed Moment and Force Excitation Regarding Structural Acoustic Power Transmission to Plate-Like Structures* , Journal of Sound and Vibration 176(5), 625-639, 1994

- 
- [28] Y. I. Bobrovnikskii: *Estimating the Vibrational Energy Characteristics of an Elastic Structure via the Input Impedance and Mobility*, *Journal of Sound and Vibration* 217(2), 351-386, 1998
- [29] Y.I. Bobrovnikskii, M. P. Korotkov: *Improved Estimate for the Energy Characteristics of a Vibrating Elastic Structure via Input Impedance and Mobility*, *Journal of Sound and Vibration* 247(4), 683-702, 2001
- [30] P. Hynnä: *Vibrational Power Methods in Control of Sound and Vibration*, TEKES VÄRE technology programme, 2002
- [31] N. Coja: *Energy Transmission through Engine Foundation*, Tenth International Congress on Sound and Vibration Stockholm, Sweden, 2003
- [32] P. Heppes: *Ein Beitrag zur Simulation des Schwingungsverhaltens von Aggregatlagerungen unter Berücksichtigung nichtlinearer Koppellemente*, Dissertation am Fachbereich Maschinenwesen, Universität Kaiserslautern, 1996
- [33] W. S. Shepard, Jr.: Comparison of moments and couple-generating forces near discontinuities in structural-acoustic systems, *Acoustical Society of America* 111 (4), 2002
- [34] W. Wang, D. Liou, C. Fang, W. Lu, T. Ko, S. Wu: *Propeller and Shaft Induced Structure-Borne Noise Isolation of a Motor Yacht*, The 33<sup>rd</sup> International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Prague, 2004
- [35] G. R. Sinambari: *Körperschallisolierung unter Berücksichtigung der mechanischen Eingangsimpedanz*, *Zeitschrift für Lärmbekämpfung* 43, 45-49, 1996
- [36] M. Bittner: *Numerische und experimentelle Untersuchungen zur Abkopplung von Körperschall mittels Gummilagerelementen*, Maschinenelemente und Maschinenakustik der Technischen Universität Darmstadt, 2000
- [37] J. Brunskog, P. Hammer: *The Interaction Between the ISO Tapping Machine and Lightweight Floors*, *ACTA Acustica United With Acustica* 89, 2003

- 
- [38] C. Block, H. P. Wölfel: *Active vibration isolation of structures with vibration sensitive equipment*, IABSE Symposium, Metropolitan Habitats and Infrastructure, Shanghai, China, 2004
- [39] J. Paschedag, L. R. Schwarz: *Application of Feedforward Structures for Isolation of Car Engine Vibration*, ICSV 13 – Vienna, Austria, 2006
- [40] Th. Hornung, H. G. Reimerdes, J. Günnewig: *Methodik zur analytischen Beschreibung eines Schwingungssystems mit integrierten aktiven Elementen*, Institutsbericht IfL und IfR der RWTH Aachen, 2002
- [41] A. Hopt, J. Salm: *Aktive Lagerung eines Schiff-Dieselmotors*, MTU Friedrichshafen, Braunschweig, DAGA 2006
- [42] R. Schirmacher: *Schiffbauliche Anwendungen einer aktiven Lagerung*, Müller BBM, Braunschweig, DAGA 2006
- [43] M. Matthias: *Aktive Schwingungsreduzierung: ruhige Fahrt auf Mega-Yachten*, Fraunhofer-Gesellschaft, Laboratorium für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit (LBF), VDI-Zeitschrift Konstruktion, 4, 2007
- [44] L. Cremer, M. Heckl: *Körperschall – physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*, Springer-Verlag, Berlin, 2. Auflage, 1996
- [45] F.G. Kollmann: *Maschinenakustik. Grundlagen, Messtechnik, Berechnung, Beeinflussung*, Springer-Verlag, Berlin, 1993
- [46] H. Henn, G. R. Sinambari, M. Fallen: *Ingenieurakustik*, Vieweg, 2. Auflage, 1999
- [47] R. Storm: *Kompodium Maschinenakustik Teil 1: Maschinenakustik Grundlagen*, Studienskript TU Darmstadt, FG Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik, 2006
- [48] B. Petersson: *An Approximation for the Point Mobility at the Intersection of Two Perpendicular Plates*, Journal of Sound and Vibration 91(2), 219-238, 1983

- 
- [49] H. Wölfel: *Umdruck zur Vorlesung Maschinendynamik*, TU-Darmstadt, Fachgebiet Maschinendynamik, Darmstadt, 1999
- [50] O. M. A. Plettl: *Physikalische Elektronik und Messtechnik (Vierpoltheorie)*, Institute für Experimentelle Physik und Festkörperphysik der Universität Ulm, 2007
- [51] K.P. Schmidt: *Lärmarm Konstruieren – Seminar für Konstrukteure*, Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Unfallforschung, Wirtschaftsverlag NW, Bremerhaven, 1976
- [52] U. Stelzmann, C. Groth, G. Müller: *FEM für Praktiker – Band 2: Strukturdynamik* Expert-Verlag, 3. Auflage, 2002
- [53] R. Allemang, D. Brown: *A Unified Matrix Polynomial Approach to Modal Identification*, Journal of Sound and Vibration 211(3), 301-322, 1998
- [54] A. Kühhorn: *Praxisseminar Experimentelle Modalanalyse*, Ringlaborveranstaltung BTU Cottbus, Lehrstuhl für Strukturmechanik und Fahrzeugschwingungen, 2007
- [55] K.P. Schmidt: *Lärmarm konstruieren (III,) Änderung der Eingangsimpedanz als Maßnahme zur Lärmreduzierung*, Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Unfallforschung, Dortmund, 1979
- [56] DIN 1311-2: *Schwingungen und schwingungsfähige Systeme, Teil 2*, Deutsches Institut für Normung, 2002
- [57] DIN 45630: *Grundlagen der Schallmessung*, Deutsches Institut für Normung, 1971
- [58] DIN EN 21683: *Akustik - Bevorzugte Bezugswerte für akustische Pegel*, Deutsches Institut für Normung, 1994

## Anhang

### A Eingangswerte für die Vorausberechnung des Balkenprüfstands

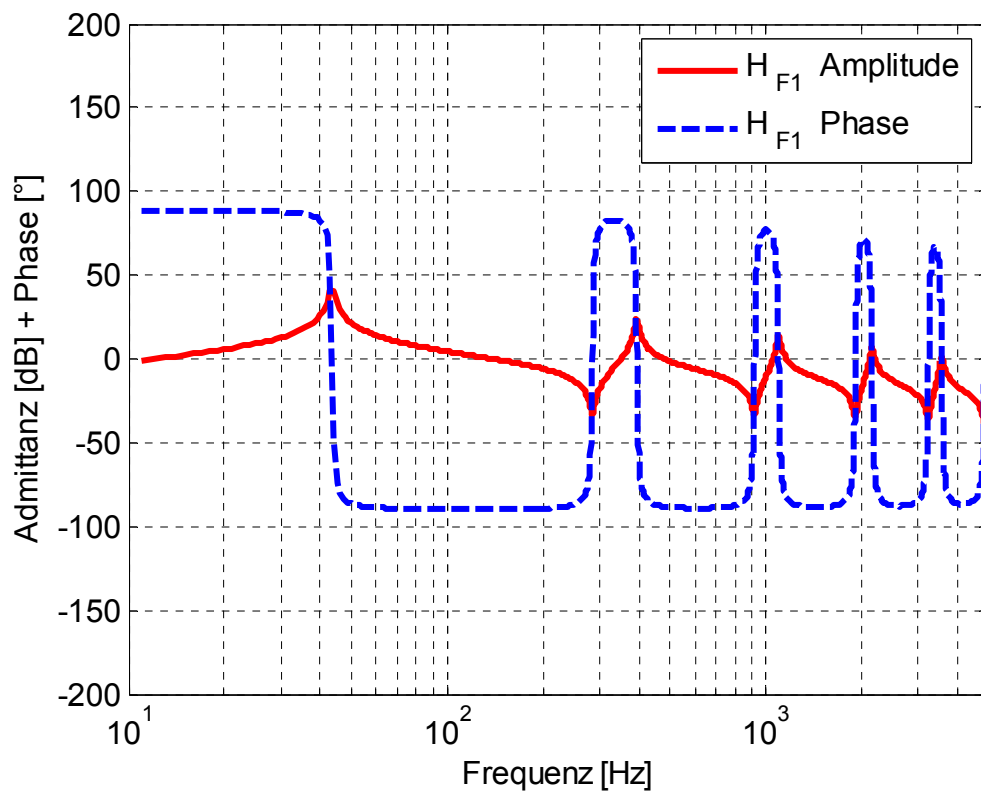


Abbildung A1: Admittanz Fundament 1

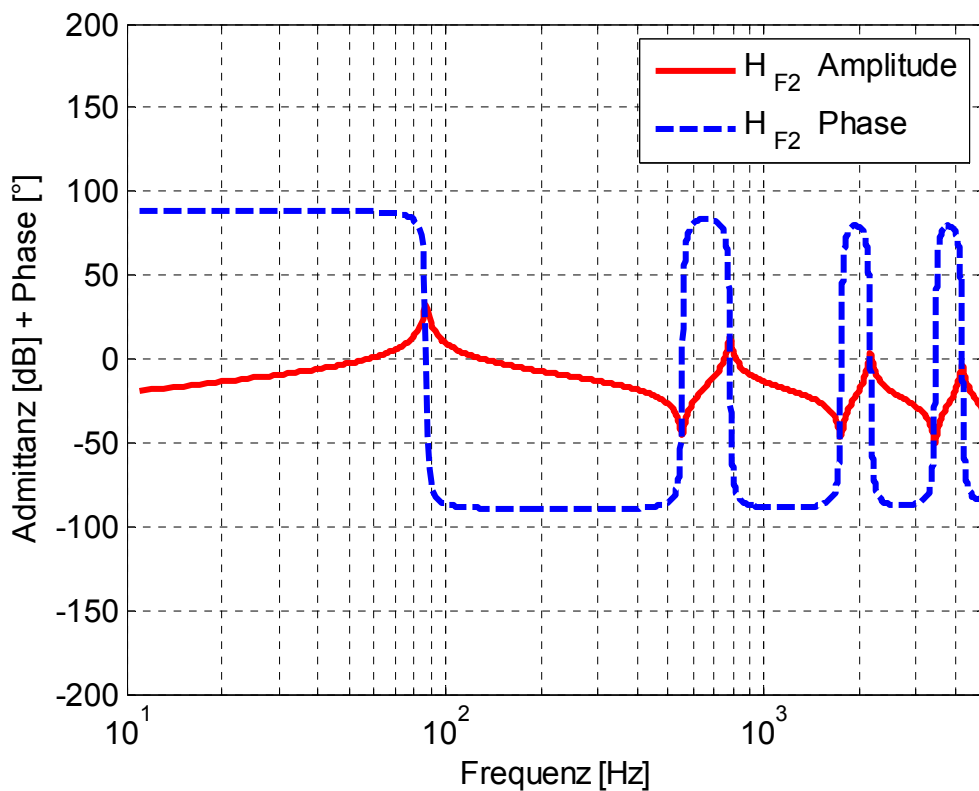


Abbildung A2: Admittanz Fundament 2

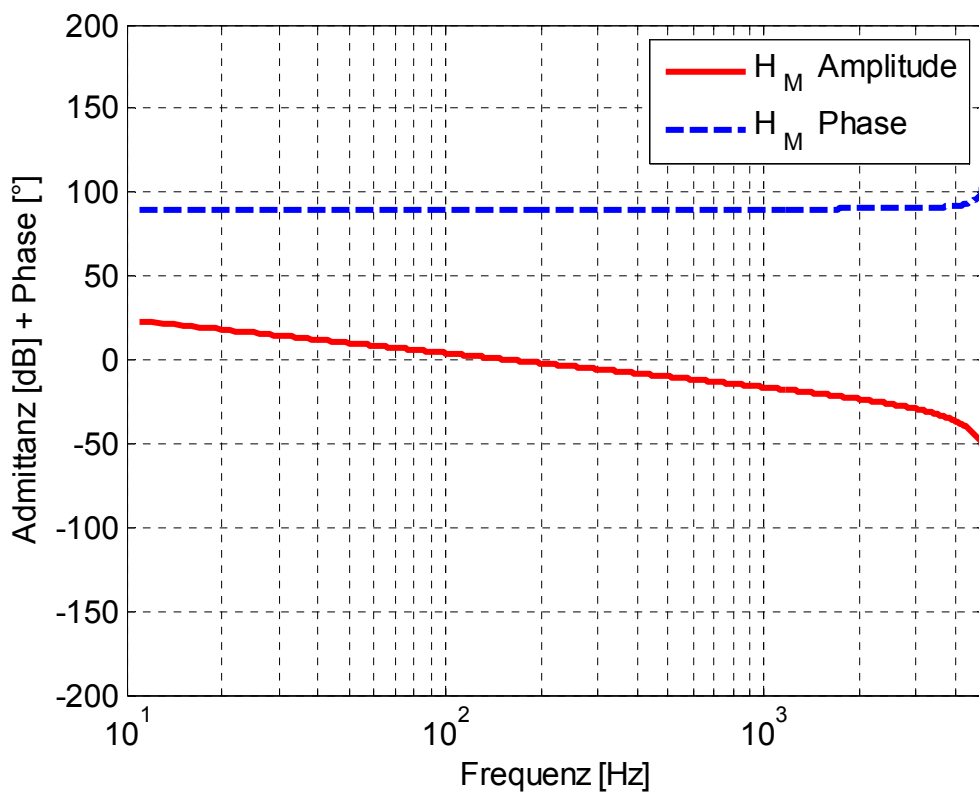


Abbildung A3: Admittanz Maschine

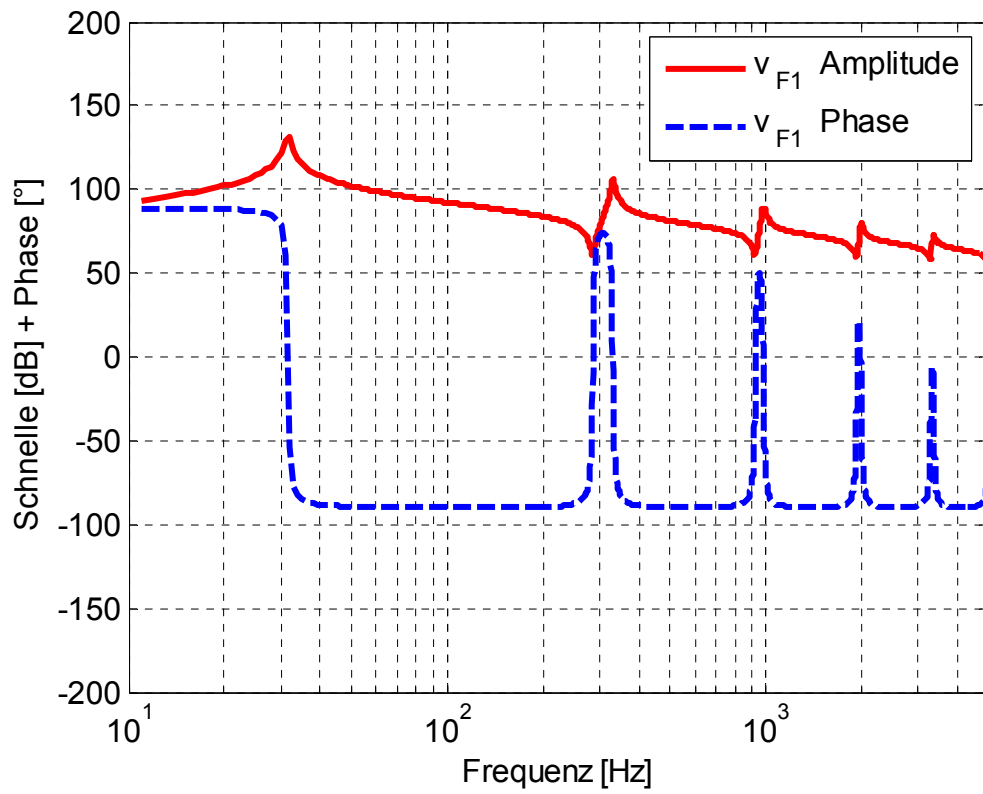


Abbildung A4: Schnelle auf dem Fundament 1

## B Lokale Struktureigenschaften des Schiffsfundaments nach dem SDOF-Verfahren

SDOF	Frequenz	lokale Masse m	lokale Dämpfung D	lokale Steifigkeit k
1	24 Hz	132 kg	0.1	$3 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
2	141 Hz	216 kg	0.05	$170 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
3	248 Hz	82 kg	0.05	$200 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
4	295 Hz	873 kg	0.015	$3000 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
5	315 Hz	1021 kg	0.012	$4000 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
6	341 Hz	98 kg	0.02	$450 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
7	415 Hz	1765 kg	0.01	$12000 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
8	449 Hz	301 kg	0.014	$2400 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
9	505 Hz	317 kg	0.02	$3200 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
10	531 Hz	144 kg	0.024	$1600 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
11	572 Hz	425 kg	0.012	$5500 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
12	602 Hz	280 kg	0.02	$4000 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
13	625 Hz	648 kg	0.01	$10000 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
14	652 Hz	506 kg	0.01	$8500 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
15	692 Hz	132 kg	0.02	$2500 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
16	835 Hz	944 kg	0.008	$26000 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
17	865 Hz	271 kg	0.02	$8000 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
18	944 Hz	853 kg	0.006	$30000 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
19	970 Hz	269kg	0.01	$10000 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
20	1022 Hz	136 kg	0.008	$5600 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
21	2385 Hz	89 kg	0.008	$2000 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
22	2913 Hz	30 kg	0.01	$1000 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$

Tabelle B1: Lokale Struktureigenschaften des Schiffsfundaments

## Lebenslauf

### Persönliche Daten

Name: Torsten Back

Geburtsdatum: 17.10.1975

Geburtsort: Mannheim

Staatsangehörigkeit: deutsch

Familienstand: ledig

### Schulbildung

1996 Allgemeine Hochschulreife am Technischen Gymnasium in Mannheim

### Bundeswehr

1996-1997 Sportfördergruppe in Frankenberg

### Hochschulstudium

1997-2003 Studium an der TU Darmstadt

Studiengang: Allgemeiner Maschinenbau

Abschluss: Diplom-Ingenieur

### Beruflicher Werdegang:

2003-2005 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet

Mechatronik und Maschinenakustik an der TU Darmstadt

2005-2008 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet

Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik an der TU Darmstadt