

IB 131-2015/007

**Experimentelle Untersuchungen zur
Schwingungsreduktion und
Schwingungsisolation an einer hydraulischen
Antriebseinheit**

Paul Radons

Dipl.-Ing Oliver Unruh



**Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik
Braunschweig**

September / 2015

Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt e.V.
in der Helmholtzgemeinschaft
Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik

IB 131-2015/007

**Experimentelle Untersuchungen zur
Schwingsreduktion und
Schwingsisolation an einer hydraulischen
Antriebseinheit**

Braunschweig, September, 2015

Der Bericht umfasst:

105 Seiten

Institutsleiter:
Prof. Dr.-Ing. M. Wiedemann



Verfasser:



Oliver Unruh

Leiter der Abteilung:



Hans Peter Monner



Paul Radons

Kurzfassung

Bei vielen technischen Prozessen entstehen, neben den eigentlichen Zielgrößen, zusätzliche unerwünschte Schwingungen. Dies ist auch der Fall bei der hydraulischen Antriebseinheit (PCU) zur Steuerung der Flaps (Höhenauftriebshilfen) in einem Passagierflugzeug. Daher sollen in dieser Arbeit experimentelle Untersuchungen zur Schwingungsreduktion und -isolation für diese hydraulische Antriebseinheit vorgenommen werden.

Dazu wurden bereits Möglichkeiten in vorigen wissenschaftlichen Arbeiten entwickelt. Die erste Variante ist die passive Schwingungsreduktion mit Hilfe eines Tilgers. Eine passive Schwingungsisolation soll durch die zweite Variante, eine neue modifizierte PCU-Lagerung, erreicht werden. Ziel ist es, die PCU elastischer zu lagern, wodurch weniger Schwingungsenergie in die Flugzeugstruktur eingebracht werden soll. An dieser modifizierten PCU-Lagerung können zudem piezoelektrische Flächenaktuatoren appliziert werden. Mit Hilfe einer Feed-Forward Steuerung werden die Piezokeramiken gesteuert. Dieses Prinzip stellt eine aktive Schwingungsisolation dar und ist damit die dritte Variante.

Für die Experimente wurde eine vereinfachte PCU verwendet, welche ein ähnliches dynamisches Verhalten aufweisen soll wie die Referenz-PCU. Eine Plattform bildet die Ankopplung an die Flugzeugstruktur nach. Alle drei Varianten zur Schwingungsreduktion wurden auf dem vereinfachten Versuchsaufbau (Plattform und PCU) auf einem Schwingfundament getestet.

Der Versuchsaufbau besitzt gewisse Nichtlinearitäten, was die Auswertung häufig erschwerte. Zudem trat starkes Messrauschen auf, welches durch Mittelung und Berechnung der geschätzten Übertragungsfunktion deutlich reduziert werden konnte.

Mit Hilfe des Tilgers konnte keine signifikante Reduktion festgestellt werden. Mit der passiven modifizierten Lagerung konnte dagegen eine Reduktion bis zu $-8,0$ dB in x-Richtung und bis zu $-10,0$ dB in y-Richtung erreicht werden. Dafür tritt ein zusätzlicher Energieeintrag von $9,8$ dB in z-Richtung auf. Durch den Einsatz der Feed-Forward Steuerung ist eine Reduktion bis zu $-17,1$ dB/Hz in x-Richtung erzielbar. Die Reduktion durch die Feed-Forward Steuerung konnte nur für kleine Anregungsamplituden nachgewiesen werden. Bei höheren Anregungsamplituden wird das System zunehmend nichtlinearer, wodurch die Reduktion mit Hilfe der Feed-Forward Steuerung verringert wird.

Abstract

In many technical processes, besides the wanted target value, additional unwanted vibrations occur. This is the case at a power control unit (PCU), which controls the flaps (components of the high lift system) in a passenger aircraft. In this work, therefore should be made experimental investigations for vibration reduction and isolation for this PCU. For this purpose solutions have already been developed in previous academic works. The first variant is the passive vibration reduction using a mass damper. A passive vibration isolation should be achieved by the second variant, a new modified PCU-bearing. The aim is to mount the PCU more elastic, whereby less vibration energy can be introduced into the aircraft structure. At this modified PCU-bearing piezoelectric surface actuators can be applied. By means of a feed-forward control these piezoelectric ceramics are controlled. This principle is an active vibration isolation and is the third variant.

For the experiments, a simplified PCU has been used, which should have a similar dynamic behavior as the reference PCU. A platform emulates the connection to the aircraft structure. All three variants of vibration reduction were tested at a simplified test stand (platform and PCU) on an sprung foundation.

The experimental setup has some nonlinearities, which have made the evaluation often difficult. Furthermore strong measurement noise occurred, which could be significantly reduced by averaging and calculating the estimated transfer function.

By means of the mass damper, no significant reduction was observed. With the passive modified bearing, a reduction to -8,0 dB in x-direction and to -10,0 dB in y-direction has been achieved. But in the z-direction an additional energy input of 9,8 dB occurs. By using the feed-forward control, a reduction to -17,1 dB/Hz in the x-direction can be achieved. The reduction by the feedforward control could only be detected for small excitation amplitudes. With higher excitation amplitudes, the system becomes increasingly non-linear, whereby the reduction by means of the feed-forward control is reduced.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	2
2	Stand der Technik	4
2.1	Hydraulische Antriebseinheit	4
2.2	Schwingungsminderung	14
2.2.1	Schwingungstilgung	17
2.2.2	Passive Schwingungsisolaton	22
2.2.3	Active Vibration Control (AVC)	28
3	Experimenteller Teil	35
3.1	Allgemeiner Versuchsaufbau	35
3.1.1	Versuchsaufbau Referenz-PCU-Lagerung	38
3.1.2	PCU mit angebrachtem Tilger	42
3.1.3	Versuchsaufbau Modifizierte PCU-Lagerung	45
3.1.4	Implementierung der Feed-Forward Steuerung	46
3.2	Versuchsvorbereitung	52
4	Ergebnisse und Diskussion	57
4.1	Charakterisierung der Referenz-PCU-Lagerung	57
4.1.1	Linearität der Referenz-PCU-Lagerung	57
4.1.2	Dynamisches Verhalten der Referenz-PCU-Lagerung	61
4.2	Reduktion mit angebrachtem Tilger	63
4.3	Auswertung der modifizierten PCU-Lagerung	66
4.3.1	Linearität der modifizierten PCU-Lagerung	66
4.3.2	Reduktion mit der modifizierten PCU-Lagerung	68
4.4	Auswertung mit Feed-Forward Steuerung	72
4.4.1	Untersuchung der Zeitvarianz der Sekundärstrecke	72
4.4.2	Charakterisierung der Linearität der Sekundärstrecke	74
4.4.3	Reduktion mit der Feed-Forward Steuerung	74
5	Zusammenfassung und Ausblick	79
	Literaturverzeichnis	81
	Anhang	i

Abbildungsverzeichnis

2.1	Flugsteuerungselemente in Anlehnung an [6]	4
2.2	Prinzip der irreversiblen Betätigung der Steuerflächen	6
2.3	Referenz-PCU	7
2.4	Amplitudenspektren [9]	8
2.5	Zeigerdiagramm und Zeitverlauf für die Referenz-PCU bei 884 Hz	8
2.6	Übertragungsmöglichkeiten der PCU-Schwingung	9
2.7	Vergleich Referenz- und vereinfachte PCU	10
2.8	Moden der harmonischen Analyse von PCU und Plattform	11
2.9	Experimenteller und simulierter Impedanzverlauf Lager 1 [9]	12
2.10	Einteilung der Schwingungsminderung nach [11]	14
2.11	Modell des Feder-Masse-Systems und Amplitudenverlauf in Anlehnung an [13] . .	17
2.12	Auslenkung Tilger in der 3. Eigenform	20
2.13	Modell und Übertragungsfunktion für die Isolation in Anlehnung an [13]	22
2.14	Klassifizierung der passiven Isolierung [16]	23
2.15	Beispiele für Federn in Anlehnung an [16], [17]	24
2.16	Vergleich Referenz-PCU-Lagerung und modifizierte PCU-Lagerung [19]	25
2.17	Reduktion der Plattform in x-Richtung durch modifizierte PCU-Lagerung [19] . .	27
2.18	Typischer Aufbau einer Regelung nach [24]	28
2.19	Typischer Aufbau einer Steuerung nach [24]	28
2.20	Filter zur Störunterdrückung [26]	29
2.21	Funktionsschema einer aktiven Schwingungsisolierung nach [21]	30
2.22	Wirkprinzip piezoelektrischer Aktoren [12]	33
2.23	Transversaleffekt bei Flächenaktuatoren in Anlehnung an [12]	33
3.1	Kopplung zwischen den Shakern und der PCU in Anlehnung an [28]	36
3.2	Mess- und Störkette	37
3.3	Versuchsaufbau Seitenansicht	39
3.4	Sensorenplatzierung und Nummerierung der Lager	39
3.5	Versuchsaufbau Draufsicht	40
3.6	Versuchsaufbau der Referenz-PCU-Lagerung mit Tilger	42
3.7	FRF-Messung zur Bestimmung der Eigenfrequenzen in x-Richtung	43
3.8	Amplitudenspektrum der Tilgermassen	43
3.9	Phasenwinkel der Tilgermassen	44
3.10	Versuchsaufbau modifizierte PCU-Lagerung	45
3.11	Verschaltung der Aktuatoren	46
3.12	Unterteilung der Aktuatoren	46
3.13	Steuerung des Systems	47
3.14	Primär- und Sekundärstrecke	48

3.15	Feed-Forward Steuerung in Anlehnung an [30]	48
3.16	Wiener Filter	49
3.17	System mit Ein- und Ausgang [28], [31]	52
3.18	Amplitudenspektrum einer harmonischen Anregung [32]	55
4.1	Klirrfaktoren der Referenz-PCU-Lagerung in x-Richtung	58
4.2	Leistungsspektrum der Referenz-PCU-Lagerung bei 884 Hz in x-Richtung	60
4.3	Übertragungsfunktion H_2 für verschiedene Anregungsamplituden für die Referenz-PCU-Lagerung, Lager 1 in x-Richtung	60
4.4	Übertragungsfunktion H_1 für Pseudorandom bei Referenz-PCU-Lagerung für Lager 1	61
4.5	Amplitude und Phasenwinkel des Tilgers bei Pseudorandom	63
4.6	Vergleich mit und ohne Tilger: Übertragungsfunktion H_2 für Pseudorandom am Lager 1 in x-Richtung	65
4.7	Vergleich der Klirrfaktoren für modifizierte (M.L.) und Referenz-PCU-Lagerung (R.-L.) in x-Richtung	66
4.8	Leistungsspektrum der modifizierten PCU-Lagerung bei 884 Hz in x-Richtung	67
4.9	Übertragungsfunktion H_2 für verschiedene Anregungsamplituden für die modifizierte PCU-Lagerung, Lager 1 in x-Richtung	68
4.10	Übertragungsfunktion H_2 für Pseudorandom mit modifizierter PCU-Lagerung für Lager 1 in x-Richtung	69
4.11	Übertragungsfunktion H_2 für Pseudorandom mit modifizierter PCU-Lagerung für Sensor S10 in x-Richtung	70
4.12	Übertragungsfunktion H_2 für Pseudorandom mit modifizierter PCU-Lagerung für Lager 4 in z-Richtung	70
4.13	Bodediagramm zum Nachweis der Zeitinvarianz	72
4.14	Einfluss der Phasenverschiebung auf die Schwingungsreduktion	73
4.15	Bodediagramm für unterschiedliche Anregungsamplituden	74
4.16	Gemittelte Reduktion für alle Lager in x-Richtung bei hohen Amplituden	76
4.17	Gemittelte Reduktion für alle Lager in x-Richtung bei geringen Amplituden	76
4.18	Gemittelte Reduktion in z-Richtung	77
4.19	Gemittelte Reduktion in x- und z-Richtung und bei zwei Frequenzen für alle vier Lager	78
A-1	Versuchsaufbau Referenz-PCU-Lagerung	iv
A-2	Versuchsaufbau Tilger	iv
A-3	Versuchsaufbau modifizierte Lagerung	v

Tabellenverzeichnis

2.1	Vergleich experimenteller und simulierter Eigenformen der PCU [10]	12
2.2	Experimentelle und simulierte Eigenfrequenzen des Tilgers [10]	21
2.3	Simulierte Eigenformen der PCU und deren Frequenzen für die Referenz- und die modifizierte PCU-Lagerung [10], [19]	26
2.4	Allgemeine Eigenschaften piezoelektrischer Aktoren [21], [22]	34
4.1	Vergleich der Tilgereigenfrequenzen in x-Richtung bei Shakeranregung	64
4.2	Reduktion in x-Richtung mit Hilfe des Tilgers	64
4.3	Reduktion mit modifizierter PCU-Lagerung in x-Richtung bei tonaler Anregung von 884 Hz	69
4.4	Reduktion mit modifizierter PCU-Lagerung in z-Richtung bei 884 Hz	71
4.5	Reduktion durch Feed-Forward Steuerung für unterschiedliche Anregungsgrößen der Übertragungspfade	75
4.6	Reduktionen für aktive Steuerung in verschiedenen Richtungen	78
A-1	Testmatrix	i
A-2	Sensoren und deren Eigenschaften	ii
A-3	Messungen für den Nachweis der Zeitvarianz der Sekundärstrecke	iii
A-4	Messungen für den Nachweis der Linearität der Sekundärstrecke	iii
A-5	Berechnete Klirrfaktoren für die Referenz-PCU-Lagerung bei unterschiedlichen Anregungen	vi
A-6	Klirrfaktoren für die modifizierte Lagerung bei unterschiedlichen Anregungen	vii

Formelzeichenverzeichnis

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
a_r	Beschleunigung Testobjekt mit Messsensoren	m/s^2
a_0	Beschleunigung Testobjekt ohne Messsensoren	m/s^2
c	Federsteifigkeit	N/m
d	Dämpfungskonstante	$\text{N}\cdot\text{s/m}$
D	Lehr'sches Dämpfungsmaß	-
$d[k]$	Gewünschtes Signal	-
$e[k]$	Fehlersignal/Schätzfehler/Regeldifferenz	-
E	Elastizitätsmodul	N/m^2
f	Frequenz	Hz
f_{Abtast}	Abtastfrequenz	Hz
f_r	Resonanzfrequenz mit Messsensoren	Hz
f_0	Resonanzfrequenz ohne Messsensoren	Hz
$F(t)$	Kraft	N
$F(\omega)$	Signaleingang	-
G	Schubmodul	N/m^2
$H_R(\omega)$	Wahre Übertragungsfunktion	-
$H_0(\omega)$	Komplexe Übertragungsfunktion	-
$H_1(\omega), H_2(\omega)$	Geschätzte Übertragungsfunktionen	-
$J(w)$	Fehlerfunktion	-
k	Zeitindex	-
k_{klirr}	Klirrfaktor	-
l_0	Ausgangslänge	m
L_p	Schalldruckpegel	dB
Δl	Längenänderung	m
$m[k]$	Reglerausgangsgröße	-
M	Drehmoment	Nm
M_r	Masse Messsensoren	kg
M_0	Masse des Testobjekts	kg

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
n	Drehzahl	s^{-1}
p	Druck	Pa
$r[k]$	Rückführgröße	-
$s[k]$	Eingangssignal	-
$S_{XX}(\omega), S_{YY}(\omega)$	Autoleistungsdichtespektrum	-
$S_{XY}(\omega), S_{YX}(\omega)$	Kreuzleistungsdichtespektrum	-
t	Zeit	s
T	Abtastintervall	s
T_R	Übertragungsfunktion	-
u	Verschiebung	m
$u[k]$	Stellgröße	-
U	Elektrische Spannung	V
v	Geschwindigkeit	m/s
$w[k]$	Führungsgröße/Zielgröße	-
$x(t)$	Weg	m
$\dot{x}(t)$	Geschwindigkeit	m/s
$\ddot{x}(t)$	Beschleunigung	m/s^2
$x[k]$	Eingangssignal	-
$X(\omega)$	Signalausgang	-
$y[k]$	Ausgangssignal/Regelgröße	-
$z[k]$	Störung	-
Z_M	Mechanische Impedanz	$N \cdot s/m$
γ	Kohärenz	-
δ	Abklingkoeffizient	1/s
η	Frequenzverhältnis	-
π	Polarisationsrichtung	-
φ	Phasenverschiebung	Grad
ω	Kreisfrequenz	rad/s
Ω	Erregerkreisfrequenz	rad/s

Vektoren und Matrizen

Zeichen	Bedeutung
C	Steifigkeitsmatrix
D	Dämpfungsmatrix
F	Kraftvektor
M	Massenmatrix
p	Kreuzkorrelationsvektor
R	Autokorrelationsmatrix
$w[k]$	Gewichtungsvektor
$x[k]$	Eingangsvektor
x	Auslenkung

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Langform
A	Aktuator
B	Beschleunigungssensor
ANC	Active Noise Control
ASAC	Active Structural Acoustic Control
AVC	Active Vibration Control
DGLS	Differentialgleichungssystem
FEM	Finite Elemente Methode
FRF	Frequency Response Function/Übertragungsfunktion
KM	Kraftmessdose
L	Lager
MSE	Mittlerer quadratischer Fehler
PCU	Power Control Unit
S	Sensor

1 Einleitung

Im Jahre 1891 gelang Otto Lilienthal der erste erfolgreiche Flug der Menschheitsgeschichte. Es war zwar zunächst nur ein 25 m langer Gleitflug, aber ein Anfang war gemacht. Die Gebrüder Wright folgten am 17. Dezember 1903 mit dem ersten motorisierten Flug der Menschheit. Heutzutage kann im Vergleich zu früher diese Flugstrecke von 37 m ohne großen Aufwand zurückgelegt werden. Für damalige Verhältnisse war es ein Meilenstein [1].

Seit dieser Geburtsstunde kam es zu einer rasanten Entwicklung in der Flugzeugindustrie, wobei sich an dem grundlegenden Flugzeugaufbau bis heute wenig verändert hat. Die Mobilität, und damit u.a. auch Flugzeuge, ist häufig mit Lärm verbunden.

Flugzeuge werden immer größer und transportieren heute mehr Menschen und Waren als je zuvor. Auch in Zukunft wird der Luftfahrtverkehr immer weiter zunehmen. Alleine im letzten Jahr stieg die Anzahl der gelandeten Passagiere an deutschen Flughäfen von 180,7 Millionen auf 186,4 Millionen an, was einem Zuwachs von 3,1 % entspricht [2]. Die Anforderungen an die Flugzeugindustrie sind daher immer stärker angestiegen. Neben der erhöhten Komplexität der Flugzeuge und der Kraftstoffreduzierung, ist vor allem Lärm ein großes Themengebiet bei der Entwicklung und Weiterentwicklung von Flugzeugen. Größte Schallemissionsquellen sind im Allgemeinen die Triebwerke und die Fahrgastzelle. Dabei wird unterschieden in Lärm, der vom Flugzeug nach außen abgestrahlt wird und Lärm, der in die Kabine eingetragen wird.

Nach einer Befragung des Umweltbundesamtes fühlen sich 23 % der deutschen Bevölkerung durch Fluglärm, der außerhalb des Flugzeugs entsteht, beeinträchtigt [3]. Gerade bei dem Start- und Landevorgang wird von den Flugzeugen viel Lärm an die Umgebung abgegeben. Dies ist für Flughafenanwohner sehr belastend und kann langfristig zu gesundheitlichen Schäden führen. Das DLR schätzt das langfristige Potential der Lärmreduzierung für die Anwohner auf 10-12 dB. Der Mensch nimmt diese Reduktion ungefähr als eine psychoakustische Halbierung des Lärms wahr [4].

Insbesondere bei Langstreckenflügen wird viel Kerosin benötigt. Das Flugzeug ist zu Beginn des Fluges schwerer als am Ende. Dadurch verändert sich der Schwerpunkt des Flugzeugs in Abhängigkeit von der Lage der Tanks und damit auch die Aerodynamik des Flugzeugs.

Höhenantriebshilfen werden bei den Start- und Landevorgängen benötigt, um den Auftrieb zu erhöhen. Moderne Flugzeuge verwenden diese Hochauftriebshilfen auch im Reiseflug. Dabei wird die Wölbung des Tragflächenprofils an den aerodynamischen Arbeitspunkt angepasst. Dieser Arbeitspunkt ist u.a. abhängig von dem Beladungszustand bzw. dem Schwerpunkt des Flugzeugs. Um bei Langstreckenflügen wieder eine aerodynamisch

günstige Position zu erreichen, sind Höhenauftriebshilfen notwendig. Durch eine aerodynamisch günstige Position soll der Kerosinverbrauch reduziert werden.

Eine hydraulische Antriebseinheit (PCU) verstellt diese Höhenauftriebshilfen. Die PCU erzeugt während des Betriebes zusätzliche unerwünschte Schwingungen, die vom Flugpassagier als zusätzlicher Lärm wahrgenommen werden. Gerade bei Langstreckenflügen schlafen viele Passagiere. Der so plötzlich entstehende Lärm hat die Reduktion des Passagierkomforts zur Folge. Die Übertragung kann per Luftschall, Hydraulikschall oder Körperschall erfolgen.

Das Ziel dieser Arbeit ist die experimentelle Untersuchung von drei verschiedenen Schwingungsreduktionsmöglichkeiten für diese hydraulische Antriebseinheit, um den Eintrag der Schwingungen in die Flugzeugkabine zu reduzieren.

Unerwünschte Schwingungen von Antriebssystemen sind ein bekanntes und weit verbreitetes Problem. Im Auto wird eine Entkopplung des Motors vom restlichen Fahrzeug durch Gummipuffer oder durch Federn erreicht. Derart einfache Lösungen können auf Grund der erhöhten Anforderungen in der Luftfahrtindustrie nicht übernommen werden.

Dazu werden in dieser Arbeit drei mögliche Varianten zur Schwingungsminderung experimentell auf einem vereinfachtem Versuchsstand untersucht. Zunächst wird ein Tilger als passive Maßnahme zur Schwingungstilgung untersucht. Um den Schalleintrag in die Passagierkabine zu reduzieren, wird zudem eine modifizierte PCU-Lagerung getestet. Diese stellt ebenfalls eine passive Maßnahme dar. Das Ziel ist es, die Schwingquelle von dem restlichen System zu isolieren.

Die modifizierte PCU-Lagerung ist so gestaltet, dass an ihr piezoelektrische Flächenaktuatoren appliziert werden können. Mit Hilfe einer Feed-Forward Steuerung wird so eine aktive Schwingungsisolierung untersucht, welche die dritte Variante darstellt.

Dazu wird zunächst die Linearität der Konfigurationen verglichen sowie das dynamische Verhalten einer vereinfachten PCU analysiert. Im Anschluss werden die Reduktionen der drei Maßnahmen zur Schwingungsminderung analysiert und ausgewertet.

2 Stand der Technik

2.1 Hydraulische Antriebseinheit

Die experimentell zu untersuchende Hydraulikeinheit ist in einem Passagierflugzeug verbaut und dient zur Steuerung der Hochauftriebshilfen. Daher ist es sinnvoll, kurz auf das Themengebiet der Flugsteuerung einzugehen.

Die Flugsteuerung besitzt die Aufgabe, die Steuereingabe des Piloten in entsprechende Steuerflächenausschläge umzuwandeln, damit das Flugzeug präzise und gezielt gesteuert werden kann. Um die Steuerung eines Flugzeuges eindeutig zu definieren, ist die Flugbewegung in drei Achsen eingeteilt. Die Längsachse (x-Richtung) zeigt in Flugrichtung, die Querachse (y-Richtung) zeigt in Richtung der Flügel. Die Hochachse (z-Richtung) ergibt sich nach der Rechtenhandregel. In der Abb. 2.1 sind die drei Achsen dargestellt. Dieses Koordinatensystem wird auf die Power Control Unit (PCU) übertragen und für die späteren numerischen und experimentellen Untersuchungen sowie Auswertungen verwendet [5].

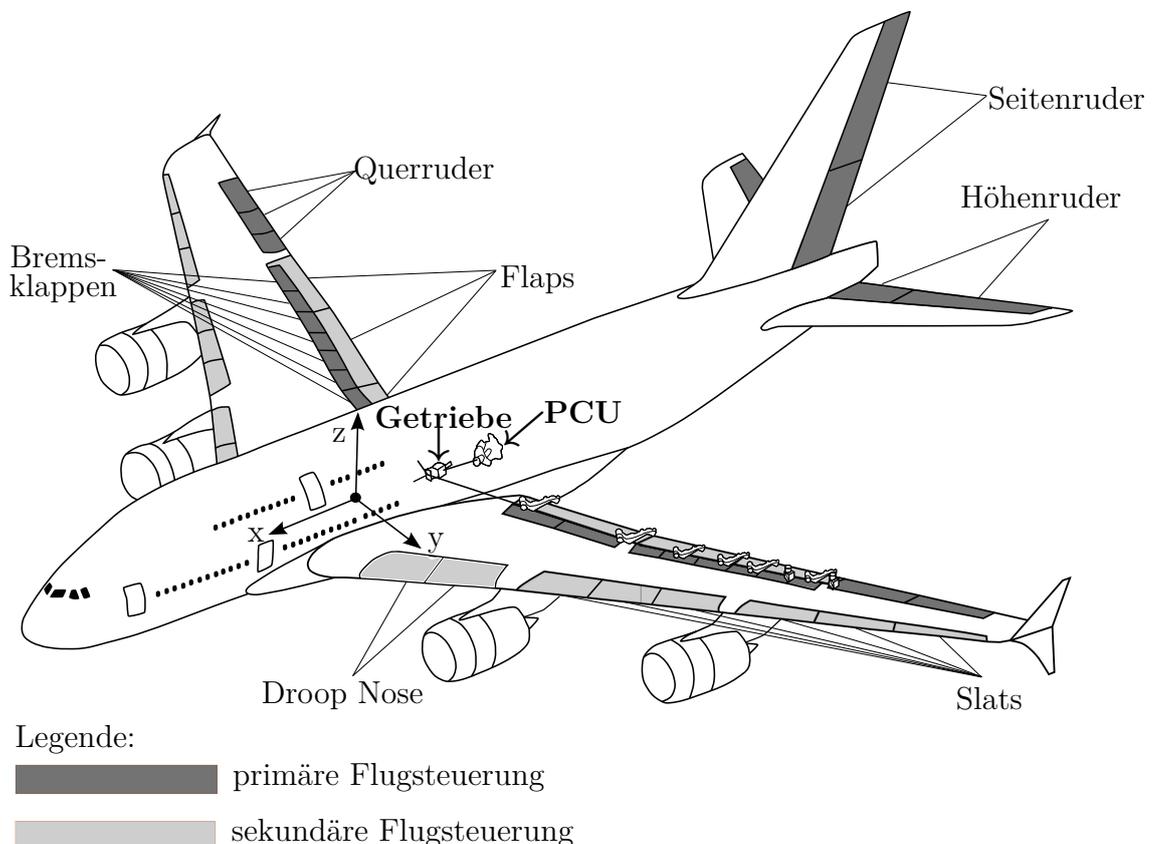


Abbildung 2.1: Flugsteuerungselemente in Anlehnung an [6]

Flugsteuerungssysteme lassen sich in primäre und sekundäre Flugsteuerung unterteilen. Die primäre Flugsteuerung dient zur Regelung der Fluglage, dazu zählen das Höhenruder, das Querruder, das Seitenruder sowie die Bremsklappen. In der Abb. 2.1 sind die Steuerflächen zur primären Flugsteuerung dunkelgrau dargestellt.

Um den Auftrieb und den Luftwiderstand des Flugzeugs zu verändern, wird die sekundäre Flugsteuerung angewandt. Dazu zählen z.B. Flaps, Slats und Droop Nose. Sie sind in der Abb. 2.1 hellgrau hinterlegt.

Bei modernen Passagierflugzeugen ist eine solch strikte Trennung in primäre und sekundäre Flugsteuerung nur noch schwer möglich, da einzelne Steuerflächen häufig mehrere Aufgaben erledigen. So können z.B. Bremsklappen zusätzlich die Wirkung der Querruder verstärken [5].

Die Höhenauftriebshilfen ermöglichen die Zunahme des Auftriebs beim Start- und Landevorgang. Durch die Erhöhung des Auftriebs beim Startvorgang wird die notwendige Geschwindigkeit zum Abheben gesenkt sowie die notwendige Startrollstrecke verkürzt. Dies hat aber zur Folge, dass der Abhebewinkel des Flugzeuges gering ist und der Flugweg beim Starten wesentlich flacher verläuft. Daher gilt es ein Optimum zu finden, zwischen einer geringen Widerstandszunahme (Flugzeug muss beschleunigen und nicht abbremsen) und dem benötigten Auftrieb beim Start. Daher werden die Klappen beim Starten nie voll ausgefahren.

Beim Landevorgang werden die Landeklappen schrittweise ausgefahren. Es entsteht ein zusätzlicher Auftrieb, wodurch die geschwindigkeitsbedingte Abnahme der Auftriebsleistung kompensiert werden soll. Das Flugzeug kann so mit einem möglichst flachen Anflugwinkel landen.

Höhenauftriebshilfen an der Flügelvorderkante werden als Slats bezeichnet. Flaps oder Landeklappen sind die Höhenauftriebshilfen an der Flügelhinterkante. Eine hydraulische Antriebseinheit (PCU) steuert die Flaps über ein Getriebe und Gelenke, wie in Abb. 2.1 am linken Flügel dargestellt.

Alle zuvor genannten Steuerflächen werden vom Cockpit aus gesteuert. Die Übertragung von der Signaleingabe des Piloten zur Steuerfläche lässt sich in reversible und irreversible Flugsteuerung unterteilen. Es handelt sich um eine reversible Flugsteuerung, wenn der Pilot eine direkte Rückkopplung von der Steuerfläche erfährt.

Bei der irreversiblen Flugsteuerung wird durch die Eingabe des Piloten ein Signal erzeugt, welches zu der Zielantriebseinheit weitergeleitet wird. Die Signalübertragung kann entweder mechanisch, elektrisch oder optisch erfolgen. Die Antriebseinheit wird entweder mit hydraulischer Energie, mit elektrischer oder mit pneumatischer Energie betrieben. Am weitesten verbreitet sind Antriebseinheiten mit hydraulischer Energie, wohingegen pneumatische Antriebe sehr selten vorzufinden sind. Elektrische Antriebe besitzen den

Vorteil, dass eine einfache Umschaltung zwischen den vorhandenen redundanten Systemen möglich ist, da elektrische Leitungen gut miteinander verschaltet werden können. Die Antriebseinheit wandelt den Signaleingang in eine Kraft bzw. ein Moment um. Die erzeugte Kraftgröße sorgt für eine Verstellung der Steuerflächen. Gerade bei großen Passagierflugzeugen wird die irreversible Flugsteuerung zur Signalübertragung angewendet, da so problemlos große Ruderkräfte aufgebracht werden können. Damit der Pilot ein Feedback von der Steuerfläche erhält, wird ein künstliches Gefühl hinzugefügt [5].

Sämtliche Steuerflächen bei modernen Passagierflugzeugen werden primär mit Hilfe von Hydrauliksystemen gesteuert. Um bei Ausfall eines Hydraulikkreislaufs den Weiterflug sicherzustellen, sind mehrer Hydraulikkreisläufe sowie mehrere hydraulische Antriebe redundant angeordnet.

In der Abb. 2.2 ist das Prinzip der irreversiblen Betätigung der Steuerflächen für ein Passagierflugzeug dargestellt.

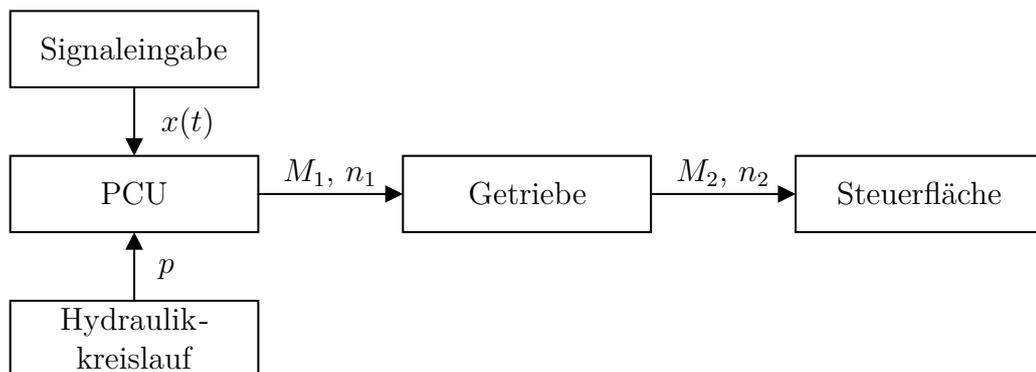


Abbildung 2.2: Prinzip der irreversiblen Betätigung der Steuerflächen

Die Signaleingabe erfolgt, wie bereits erwähnt, von dem Piloten bzw. Autopiloten und wird als elektrisches Eingangssignal $x(t)$ von der Hydraulikeinheit (PCU) aufgenommen. Der Hydraulikkreislauf stellt den Druck p zur Verfügung, der stets aufrecht erhalten werden muss, um das Eingangssignal jederzeit umzusetzen zu können. Die PCU wandelt den bereitgestellten Druck in eine Drehbewegung um. Es entsteht zunächst ein geringes Drehmoment M_1 mit einer hohen Drehzahl n_1 . Das nachgeschaltete Getriebe erhöht das Drehmoment M_2 und reduziert die Drehzahl n_2 . Die Steuerfläche wird dann gemäß der Eingabe bewegt. Sensoren überwachen dabei die Position des Getriebes und geben diese Information an den Piloten weiter.

Moderne Passagierflugzeuge besitzen zwei Hydrauliksysteme und zwei elektrische Systeme zur Steuerung der Stellflächen [7]. Sind die Steuerflächen in ihre Position gefahren, so halten Bremsen das Getriebe an und die Steuerflächen können nicht weiter verstellt werden. Die elektrischen Systeme bestehen in der Regel aus elektrohydraulischen Aktuatoren, welche direkt die Steuerflächen verstellen. Selbst mit nur einem Hydrauliksystem

und einem elektrischen System kann ein sicherer Weiterflug garantiert werden [7]. [8].

Die zu untersuchende PCU ist in der Abb. 2.3 dargestellt. Sie ist durch vier Lagerpunkte mit der Flugzeugstruktur verbunden. Zudem besitzt die PCU eine Abtriebswelle, mit der das erzeugte Drehmoment M_1 an das Getriebe weitergegeben wird, wie bereits zuvor erläutert.

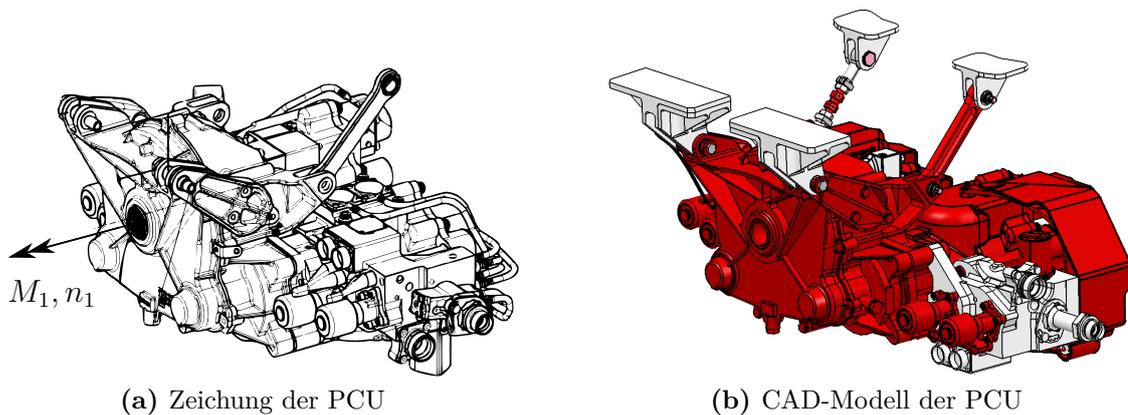


Abbildung 2.3: Referenz-PCU

Wie eingangs bereits erwähnt, wandelt die PCU hydraulische Energie in mechanische Energie um und ermöglicht so ein Verstellen der Flaps. Die PCU befindet sich mittig zwischen den Tragflügeln im Zwischendeck unterhalb des Passagierraums, wie in Abb. 2.1 dargestellt. In der PCU sind zwei Motoren redundant angeordnet. Das Gesamtgewicht der PCU beträgt 58,85 kg und sie kann ein Drehmoment von 1700 Nm erzeugen.

Werden nun die Flaps durch die PCU betätigt, so entsteht zusätzlicher Lärm im Passagierraum. Ziel ist es, dass die von der PCU im Betrieb entstehenden Schwingungen nicht in den Passagierraum gelangen und so keine Reduktion des Flugkomforts erfolgt. Dazu sollen Lösungsmöglichkeiten erarbeitet und experimentell verifiziert werden.

Nachfolgend werden die bisherigen Untersuchungen und Ergebnisse, welche bereits gewonnen wurden, näher vorgestellt. Damit soll einerseits das Verständnis erhöht werden und andererseits soll eine klare Abtrennung zwischen den bisherigen Leistungen und der Leistung in dieser Arbeit geschaffen werden.

Auf einem Versuchsstand mit dem kompletten dazugehörigen Hochauftriebssystem wurde die Referenz-PCU untersucht. Zur Identifikation der störenden Schwingungen wurden triaxiale piezoelektrische Beschleunigungssensoren an der PCU appliziert. Mit Hilfe der Fouriertransformation wurden für Zeiten mit konstanter Motordrehzahl (Ausfahren und Einfahren der Flaps) die dominanten Beschleunigungen bestimmt. Dabei wurden erhöhte Amplituden bei den folgenden Frequenzen ermittelt: 884 Hz, 1769 Hz, 2648 Hz, 3533 Hz, 4418 Hz, wie in Abb. 2.4a dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die oberen Fre-

quenzen ein ganzzahliges Vielfaches der Grundfrequenz von 884 Hz sind.

In einem Ground Test (Versuch im Flugzeug am Boden) wurde der Schalldruckpegel im Flugzeug gemessen. Das Amplitudenspektrum aus diesem Versuch ist in der Abb. 2.4b dargestellt. Mit Hilfe eines Oktavbandes von 7 dB wurde ermittelt, dass die Frequenz von 1769 Hz kaum vom Menschen wahrgenommen wird.

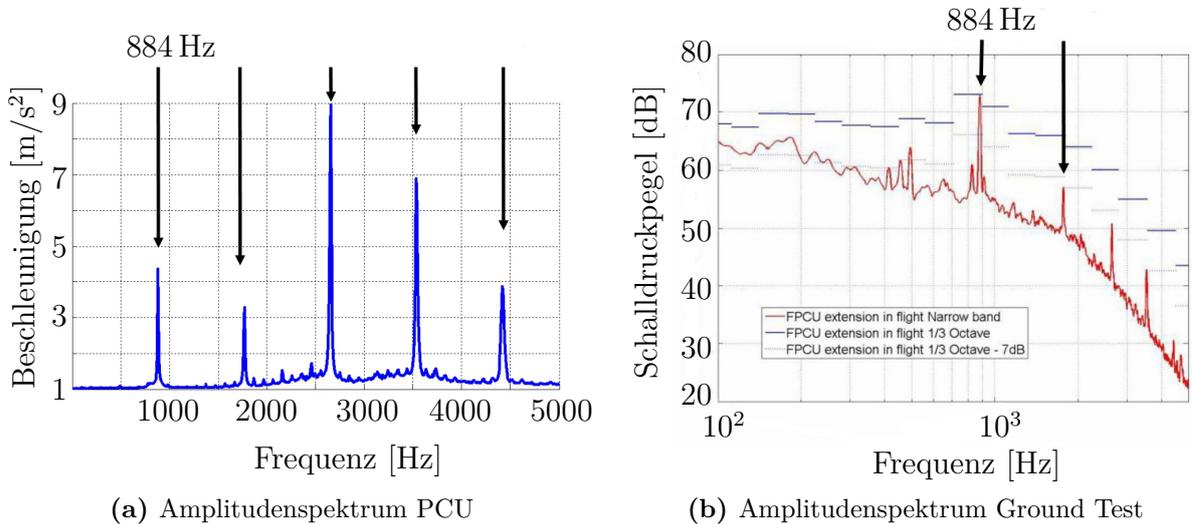


Abbildung 2.4: Amplitudenspektren [9]

Damit wurde die Grundfrequenz von 884 Hz als störend eingestuft und ist die zu untersuchende und damit zu mindernde Frequenz. Um geeignete Schwingungsminderungsmaßnahmen zu entwickeln, ist die Bewegungsrichtung der Schwingung entscheidend, welche bereits beim Versuchsstand mit dem Höhenauftriebssystem erfasst wurde.

Die Auswertung der Starrkörperbewegungen der PCU ergab, dass bei der Betriebsfrequenz von 884 Hz die Translation der PCU entlang der x-Achse dominant ist. Das Zeigerdiagramm für die drei Bewegungsrichtungen der PCU ist in der Abb. 2.5 dargestellt.

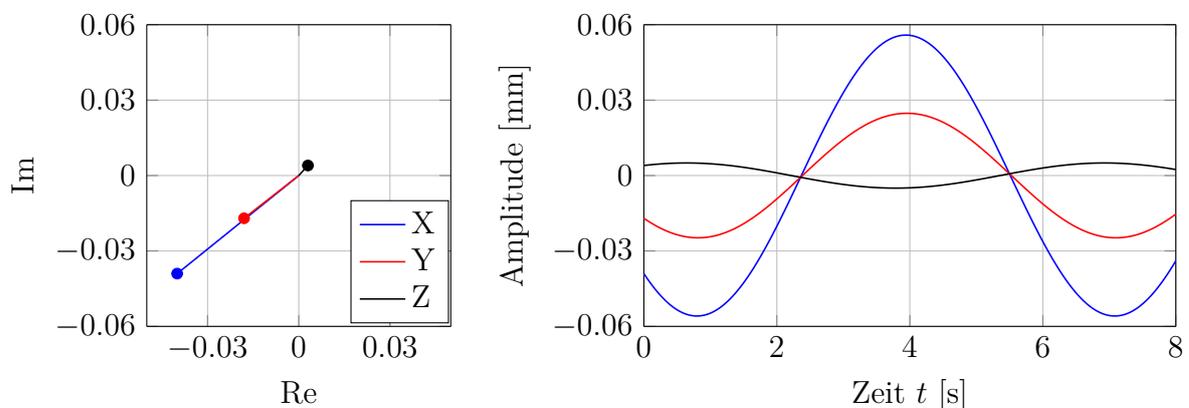


Abbildung 2.5: Zeigerdiagramm und Zeitverlauf für die Referenz-PCU bei 884 Hz

Die PCU erzeugt beim Ein- und Ausfahren der Flaps eine störende Betriebsfrequenz von

884 Hz und übt überwiegend eine Translation in x-Richtung aus.

Die PCU wurde mittels eines Shakers in alle drei Raumrichtungen angeregt, um die Eigenfrequenzen und das Schwingverhalten der PCU zu bestimmen. Es ist keine Amplitudenerhöhung im Bereich von 884 Hz erkennbar. Bei der Frequenz von 221 Hz konnte eine Amplitudenerhöhung in x-Richtung festgestellt werden. Eine Amplitudenerhöhung in y-Richtung zeigte sich bei 114 Hz. Die Messungen wurden in der Annahme durchgeführt, dass sich die PCU wie ein Starrkörper verhält.

Bisher wurde dargelegt, dass die PCU beim Betätigen der Flaps unerwünschte Schwingungen verursacht. Die PCU ist die Schallquelle und der Passagier der Empfänger. Bei Untersuchungen [9] wurden drei mögliche Übertragungswege identifiziert, welche in der Abb. 2.6 dargestellt sind.

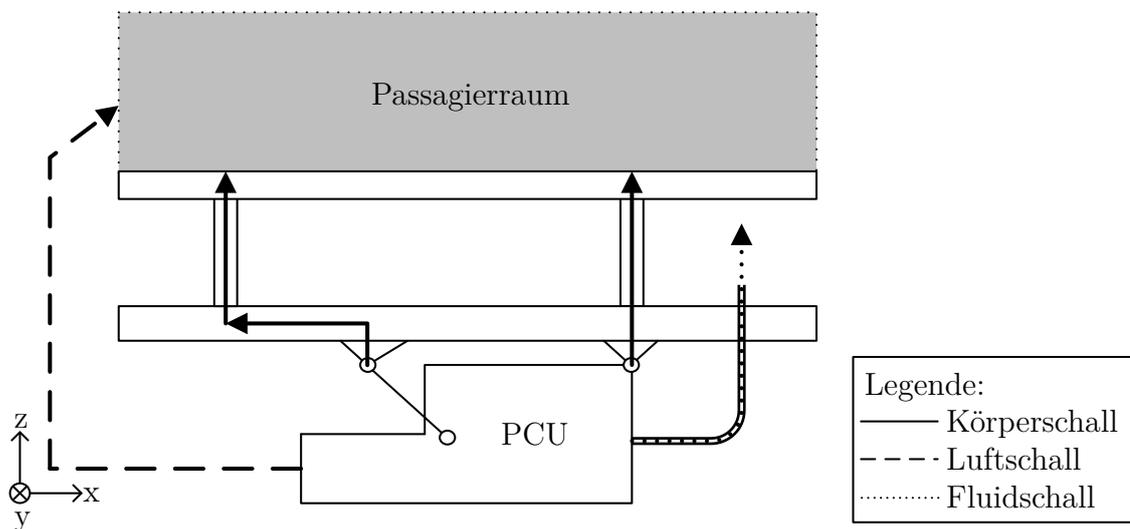


Abbildung 2.6: Übertragungsmöglichkeiten der PCU-Schwingung

Die erste Möglichkeit ist die Übertragung per Luftschall. Die gestrichelte Linie zeigt einen möglichen Verlauf des Luftschalls. Die Gehäuseoberfläche der PCU regt dabei die umgebende Luft an. Diese Schwingungen werden in Form von Longitudinalwellen in den Passagierraum geleitet und vom Passagier aufgenommen. Diese Übertragungsmöglichkeit konnte nicht nachgewiesen werden.

Die zweite Möglichkeit ist die Übertragung mit Hilfe von Fluidschall, der mögliche Verlauf ist durch eine gepunktete Linie dargestellt. Vorstellbar ist es, dass die Hydraulikleitungen die Betriebsschwingungen der PCU weiterleiten und so in den Passagierraum transportieren. Die Ausbreitung innerhalb der Flüssigkeit findet durch Longitudinalwellen statt. Diese Möglichkeit wurde überprüft und es konnte eine Übertragung durch die Hydraulikleitung festgestellt werden. Diese soll aber nicht weiter im Rahmen dieser Arbeit untersucht werden.

Eine mögliche Übertragung der Schwingungen mit Hilfe von Körperschall über die Lager

ist durch die schwarze Linie dargestellt. Durch die Anregung einer Struktur im Passagiererraum schwingt die Oberfläche und fungiert als eine Art Lautsprecher. Hier geht der Körperschall in den Luftschall über.

Körperschall kann unterschiedliche Ausbreitungsformen besitzen. Neben der elastischen Längsverformung (Longitudinalwellen) können noch Schub-, Biege- und Torsionswellen auftreten. Daher ist eine einfache Beschreibung und Messung von Körperschall sehr schwierig. Die Übertragung von Körperschall kann sehr komplex sein und es besteht nicht die Möglichkeit in das Bauteil hineinzuschauen. Häufig ist es nur möglich die Oberfläche der übertragenden Struktur zu vermessen [9].

Die Referenz-PCU ist sehr komplex und konnte nicht für Versuche zur Verfügung gestellt werden. Daher wurde in [9] eine vereinfachte PCU entwickelt, die ein ähnliches dynamisches Verhalten aufweisen soll, wie die Referenz-PCU. Das Ziel, nur Starrkörperbewegungen bis 1000 Hz zuzulassen, wurde bei der Auslegung berücksichtigt. Dazu wurde die komplexe Geometrie in einfache Quader überführt. Das entwickelte Ersatzmodell besitzt einen ähnlichen Schwerpunkt und ähnliche Massenträgheitsdaten, wie die reale PCU. In der Abb. 2.7a ist die Referenz-PCU dargestellt. Rechts ist die Abtriebswelle bzw. Transmissionswelle dargestellt, welche zur Steuerung der Steuerflächen dient. Oben ist ein Teil der Flugzeugstruktur erkennbar, an der die Referenz-PCU befestigt ist. Die PCU ist hängend an die Flugzeugstruktur gekoppelt und zwar an das Unterdeck.

In der Abb. 2.7b ist die vereinfachte PCU dargestellt. Oben ist die entwickelte Plattform abgebildet, welche die Ankopplung an die Flugzeugstruktur nachbilden soll. Die Plattform wurde in [10] entwickelt und wird nachfolgend noch genauer beschrieben. Die Lager bilden den Übergang von der Plattform zur PCU (dunkelgrau). Über Bolzen ist die PCU an den Lagern formschlüssig verbunden. Beide PCU's besitzen ein Gewicht von je 58,85 kg und sind über vier Lagerpunkte gekoppelt, zwei davon links und zwei rechts.

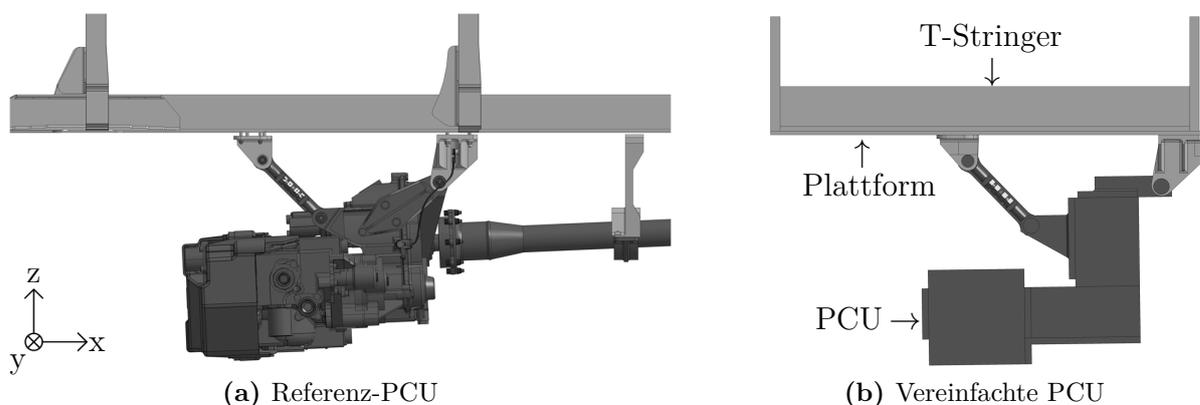


Abbildung 2.7: Vergleich Referenz- und vereinfachte PCU

Um den experimentellen Aufbau nicht unnötig zu verkomplizieren, wird die PCU 180° um die x-Achse gedreht. Somit ist diese nicht mehr hängend, sondern stehend gelagert.

Durch die so verändernd angreifende Gewichtskraft wird sich das dynamische Verhalten der PCU in z-Richtung verändern. In x- und y-Richtung gibt es theoretisch keine signifikante Beeinflussung, dies kann aber nicht komplett, auf Grund des komplexen Aufbaus, ausgeschlossen werden. Es handelt sich lediglich um eine Annahme [10]. Die Plattform soll die Anbindung an die Flugzeugstruktur nachbilden.

Die asymmetrische Lagerung der PCU zwischen den beiden dargestellten Rippen in der Abb. 2.7 wurde bei der Entwicklung der Plattform berücksichtigt. Zudem wurden Versteifungen entlang der x-Richtung implementiert, da solche Versteifungen auch in der Flugzeugstruktur existieren. Zur zusätzlichen Versteifung in z-Richtung wurden, wie im originalen Passagierflugzeug, sogenannte T-Stringer integriert. Diese sind in der Abbildung dargestellt. Die angrenzende Flugzeugstruktur wurde sehr stark vereinfacht, was sich nachfolgend als Problem herausstellen kann.

Zur Verbindung der Einzelteile wurden Schrauben gewählt, damit sich die Plattform gut montieren und demontieren lässt. Bei Flugzeugen werden in der Realität überwiegend Nietverbindungen eingesetzt. In Kombination mit der vereinfachten PCU ergibt sich ein vereinfachter PCU-Prüfstand. Die technischen Zeichnungen für die Plattform und die PCU sind im Anhang beigefügt.

Es ist in den technischen Zeichnungen gut zu erkennen, dass die gedachten Massen der vereinfachten PCU aus einzelnen Platten zusammengesetzt sind. Verschraubungen sorgen für eine kraftschlüssige Verbindung zwischen den Platten.

In der Abb. 2.8 sind die 1. und 4. Mode der vereinfachten PCU und der Plattform dargestellt.

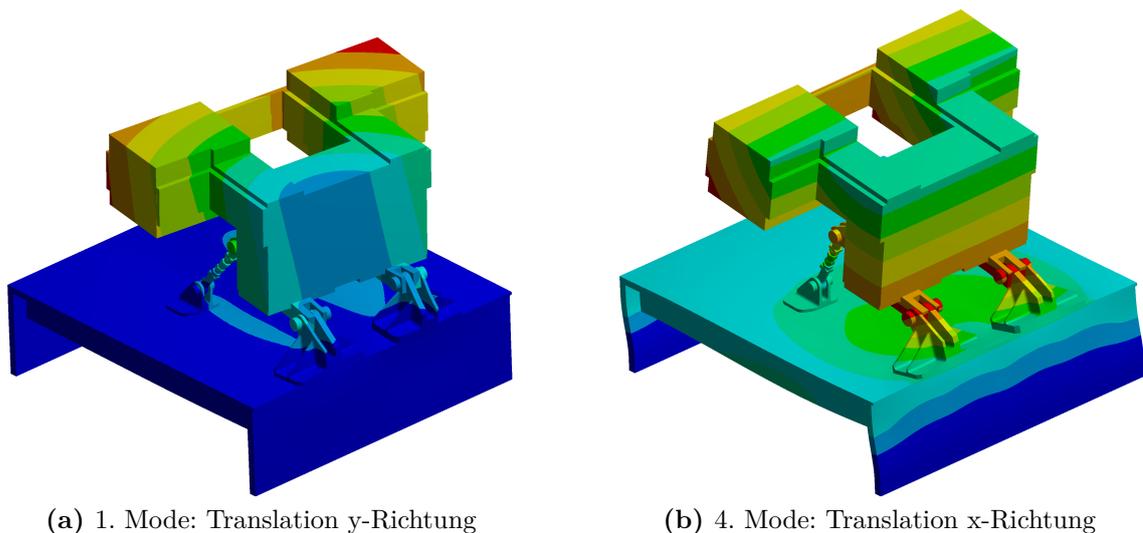


Abbildung 2.8: Moden der harmonischen Analyse von PCU und Plattform

Bei der 1. Mode erfolgt überwiegend eine Translation der PCU entlang der y-Richtung. Eine vorwiegende Translation in x-Richtung zeigt die 4. Mode, welche rechts abgebildet ist. Es ist zudem deutlich ersichtlich, dass die Plattform sich bei der 4. Mode zusätzlich in

x-Richtung stark verformt. Die Tab. 2.1 zeigt den Vergleich zwischen dem Versuchsstand mit Höhengtriebssystem (Referenz-PCU) und der Simulation der vereinfachten PCU mit der Plattform. Es zeigt sich in y-Richtung eine Abweichung von 30 % und in x-Richtung eine Abweichung von 24 % der Eigenfrequenz.

Amplitudenerhöhung	Referenz-PCU [Hz]	Vereinfachte PCU mit Plattform [Hz]	Abweichung
y-Richtung	114	80,2	30 %
x-Richtung	221	166,7	24 %

Tabelle 2.1: Vergleich experimenteller und simulierter Eigenformen der PCU [10]

Die Impedanzen der Referenz-PCU-Lagerung wurden mittels eines Handhammers und eines Beschleunigungssensors in allen drei Raumrichtungen auf dem Versuchsstand mit den Höhengtriebshilfen gemessen. In der Abb. 2.9 ist der experimentelle Impedanzverlauf für das Lager 1 (vorderes linkes Lager) dargestellt.

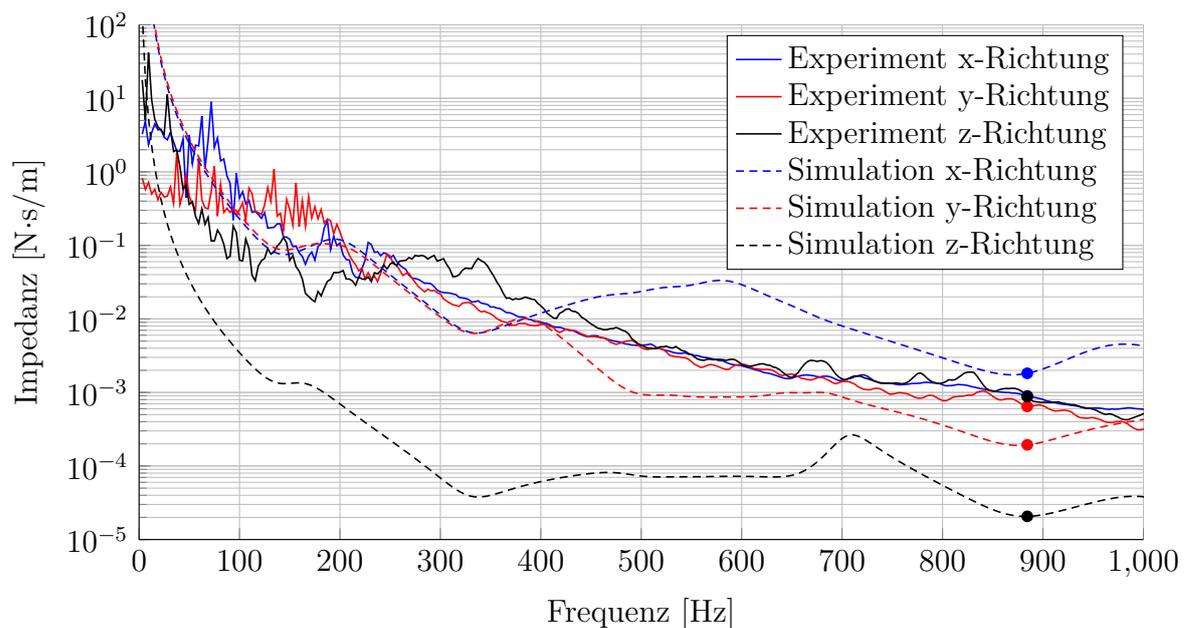


Abbildung 2.9: Experimenteller und simulierter Impedanzverlauf Lager 1 [9]

Zudem ist der simulierte Impedanzverlauf für die vereinfachte PCU mit der Plattform dargestellt. Die Nummerierung und Definition der Lager erfolgt im Abschnitt 3.

Die mechanische Impedanz ist ein Maß für die Weiterleitung von Schwingungsenergie bzw. ein Maß für den Widerstand, den eine elastische Struktur wirkenden Kräften entgegenzusetzen kann:

$$Z_M = \frac{F(\omega)}{v(\omega)}. \quad (2.1)$$

Dabei ist F die mit Hilfe des Hammers aufgebrachte Kraft und v die Geschwindigkeit an der Lageroberfläche/Strukturoberfläche.

Entstehen Impedanzsprünge wie bis ca. 200 Hz, so wird ein Teil der Schwingungsenergie reflektiert und nur ein geringerer Teil an Energie weitergeleitet [11]. Der Unterschied zwischen dem experimentellen und simulierten Impedanzverlauf ist in x-Richtung bei 884 Hz geringer als in y- und z-Richtung. Die entwickelte Plattform ist in y- und besonders in z-Richtung zu weich, da weniger Energie übertragen wird. In x- Richtung sind die Impedanzen bei 884 Hz annähernd gleich.

Für die Entwicklung von Maßnahmen zur Schwingungsminderung werden folgende Anforderungen aufgestellt:

- Einfache Implementierung in den vorhandenen Bauraum
- Geringes Gewicht, im Idealfall sogar Gewichtsreduktion
- Keine Einschränkung der Funktionsweise der PCU
- Schwingungsminderung bei 884 Hz in x-Richtung
- Kostengünstig.

2.2 Schwingungsminderung

Wenn Schwingungen ein System negativ beeinflussen, müssen Maßnahmen zur Schwingungsminderung eingesetzt werden. Eine Schwingungsminderung kann durch Isolation, Dämpfung oder Tilgung erreicht werden.

In Abhängigkeit vom Energiebedarf werden die Maßnahmen in passive, semi-aktive und aktive Maßnahmen zur Schwingungsminderung unterteilt, wie in Abb. 2.10 dargestellt [11].

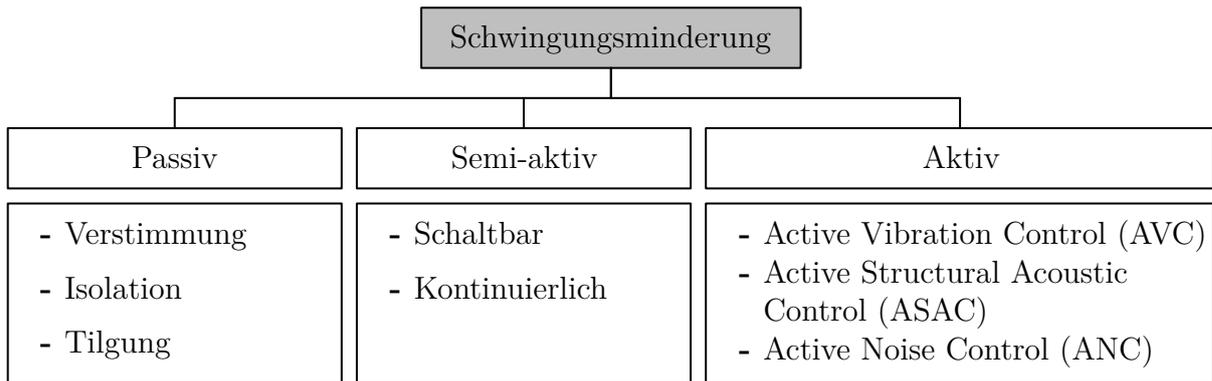


Abbildung 2.10: Einteilung der Schwingungsminderung nach [11]

Passive Maßnahmen benötigen keine zusätzliche Energie. Semi-aktive Maßnahmen dagegen benötigen Energie, um die Parameter der beteiligten Bauelemente einzustellen. Bei aktiven Maßnahmen werden zusätzliche Kräfte durch die Bereitstellung von Energie aufgebracht, um aktiv die Schwingungen zu beeinflussen. Jedes Element der Schwingungsminderung besitzt selbst Eigenfrequenzen, welche bei der Auswahl und Auslegung dringend mit berücksichtigt werden müssen [11].

Beim Verstimmen werden die Eigenfrequenzen des Systems, z.B. der PCU, so verschoben, dass sie außerhalb der Erregerfrequenz liegen. Eine Verstimmung wird z.B. durch das zusätzliche Anbringen von Massen erreicht. Die PCU besitzt bei 884 Hz keine Eigenfrequenz. Daher kann durch eine Verstimmung keine Schwingungsminderung bei 884 Hz erreicht werden.

Die zweite Möglichkeit zur passiven Schwingungsminderung ist die Tilgung. Bei der Schwingungstilgung wird ein zusätzliches Bauelement mit einer Masse m an das Ausgangssystem über ein Federelement gekoppelt. Dadurch entsteht der Tilgereffekt. Energetisch betrachtet ist der Effekt der Schwingungstilgung eine energetische Umleitung der in das Ausgangssystem eingeleiteten Energie auf das zusätzliche Bauelement. Übliche Schwingungstilger besitzen nur eine geringe Dämpfung und sind nur für eine feste oder nur leicht veränderbare harmonische Erregerfrequenz entwickelt. Mit Tilgern lassen sich so gut tonale Schwingungen reduzieren, wie bei der PCU. Dagegen kann es in anderen Frequenzbereichen durch den Einsatz eines Tilgers sogar zu Verstärkungen der Schwingungen kommen.

Gedämpfte Schwingungstilger dagegen können große Dämpfungen erreichen und einen breiten Erregerfrequenzbereich abdecken.

Es wird in translatorische und rotatorische Tilger unterschieden. Meist werden Tilger mit Hilfe vereinfachter linearer Schwingungssysteme ausgelegt. Durch zu starke Vereinfachungen kann so eine Abweichung entstehen. Eine genaue Beschreibung zum Prinzip der Tilgung erfolgt im Abschnitt 2.2.1.

Die Schwingungsisolierung wird durch eine elastische Lagerung erreicht. Ziel ist es, den Schwingungserzeuger vom System zu entkoppeln. So wird bei der Motorenlagerung in Autos versucht, den Erzeuger vom restlichen Teil des Autos zu entkoppeln [11]. Die PCU ist an vier Lagerpunkten mit der Flugzeugstruktur verbunden. Daher ist es denkbar, die PCU-Lagerung isolierend umzugestalten, um die Körperschallübertragung zu reduzieren. Eine genauere Betrachtung des Prinzips der Schwingungsisolierung wird im Abschnitt 2.2.2 durchgeführt.

Für semi-aktive Maßnahmen sind die elektrorheologischen und magnetorheologischen Flüssigkeiten zu nennen. Diese können entweder schaltbar oder kontinuierlich ihre Dämpfung verändern. Eine kontinuierliche Verstellung erfolgt z.B. bei der Dämpfung eines Hydro-lagers. Schaltbar werden semi-aktive Maßnahmen z.B. bei Kupplungen ausgeführt. Die Alterungsbeständigkeit ist für elektrorheologische und magnetorheologische Flüssigkeiten noch unsicher, was den Einsatz in einem Flugzeug ausschließt. Zudem können Störeinflüsse auf den elektrorheologischen Effekt einwirken. Für magnetorheologische Flüssigkeiten ist immer ein zusätzlicher magnetischer Kreis notwendig. Der Aufbau für beide Beispiele ist grundsätzlich zu komplex, um diesen ohne größere Änderungen in die vorhandene Struktur zu implementieren. Zudem arbeitet die PCU bei einer konstanten Drehzahl, weshalb eine Anpassung durch semi-aktive Maßnahmen nicht gefordert und notwendig ist. Daher werden die semi-aktiven Maßnahmen nicht weiter betrachtet. Weitere Details zu elektrorheologischen und magnetorheologischen Flüssigkeiten sind in der Literatur [12] beschrieben.

Es gibt drei mögliche Varianten der aktiven Schwingungsminderung. Bei der Active Vibration Control (AVC) wird die unerwünschte Strukturschwingung durch eine Art Gegenschwingung minimiert bzw. im Idealfall eliminiert. Durch Implementierung der AVC an den Lagern ist eine aktive Quellisolierung der PCU gegenüber der Flugzeugstruktur erzielbar. Die Referenzlagerung müsste dafür modifiziert werden. Die modifizierte PCU-Lagerung kann derart konstruiert werden, dass sie eine gute passive Schwingungsisolierung aufweist und an ihr zusätzlich Aktoren platziert werden können.

Ziel der Active Structural Acoustic Control (ASAC) ist es, die abgestrahlte Schalleistung zu minimieren. Dazu werden Aktuatoren an schallabstrahlenden Flächen appliziert. Diese sollen die Ausbildung von abstrahleffizienten Betriebsschwingformen auf der Strukturoberfläche verhindern und so die abgestrahlte Schalleistung reduzieren. Bisher ist noch

nicht bekannt, welche Flächen im Flugzeuginneren den Schall abstrahlen. Ist es mehr als eine Fläche, ist der Aufwand sehr hoch. Der Versuchsaufwand für diese Maßnahme ist sehr groß, da hierfür ein Passagierflugzeug bzw. ein Nachbau (Ground Test) benötigt wird. Daher wird die ASAC nicht weiter betrachtet.

Mit Hilfe der Active Noise Control (ANC) wird Gegenschall erzeugt, wodurch ein unerwünschter Luftschall minimiert werden soll. Dieses Prinzip wird erfolgreich bei Kopfhörern eingesetzt, um eine Abschirmung gegenüber der Umgebung zu erhalten. Im Flugzeug müssten dafür sehr viele Lautsprecher installiert werden um den Gegenschall zu erzeugen. Zudem ist die Anordnung der Lautsprecher entscheidend, um eine möglichst globale Reduktion der Schalleistung zu erreichen. Häufig wird nur eine lokale Reduktion der Schalleistung erreicht. Der Versuchsaufwand ist sehr groß, da die Flugzeugstruktur komplett nachgebildet werden muss. Nachfolgend wird nur die AVC weiter im Abschnitt 2.2.3 betrachtet.

2.2.1 Schwingungstilgung

Wie eingangs bereits erwähnt, wird in translatorische und rotatorische Tilger unterschieden. Im Nachfolgenden wird das Tilgungsprinzip an einem einfachen translatorischen Tilger erörtert, wie in Abb. 2.11 links dargestellt.

Die PCU ist ein System mit mehreren Freiheitsgraden. Für die nachfolgende Berechnung wird dieses mehrdimensionale System auf ein eindimensionales Problem herunter gebrochen, um die Schwingungstilgung zu veranschaulichen.

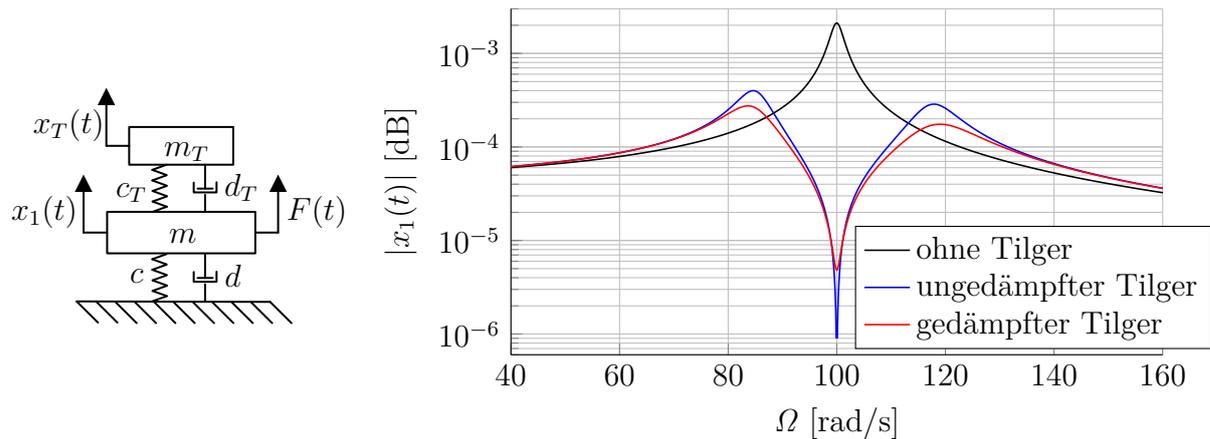


Abbildung 2.11: Modell des Feder-Masse-Systems und Amplitudenverlauf in Anlehnung an [13]

Das Ausgangssystem ist als ein Starrkörper (PCU) definiert und ist mit der Umgebung über eine Feder c und einen Dämpfer d gekoppelt. Zusätzlich wirkt am Ausgangssystem die Kraft $F(t)$, was eine zeitlich veränderbare Auslenkung $x(t)$ zur Folge hat. Zur Tilgung ist ein zusätzlicher Starrkörper (Tilger) am Ausgangssystem über eine Feder mit der Steifigkeit c_T und einen Dämpfer mit der Dämpfungskonstanten d_T gekoppelt. Der Tilger erhält durch die Verbindung mit dem Ausgangssystem eine zeitlich veränderliche Auslenkung $x_T(t)$. Die PCU mit der Masse m ist das Primärsystem und der Tilger mit der Masse m_T das Sekundärsystem.

Die nachfolgenden Betrachtungen erfolgen in Anlehnung an [14]. Durch Antragen der Schnittkräfte und Aufstellen der Bewegungsgleichungen ergibt sich folgendes inhomogenes DGLS:

$$\begin{aligned} \uparrow: m_T \ddot{x}_T + d_T (\dot{x}_T - \dot{x}_1) + c_T (x_T - x_1) &= 0 \\ \uparrow: m \ddot{x}_1 + d \dot{x}_1 + c x_1 - d_T (\dot{x}_T - \dot{x}_1) - c_T (x_T - x_1) &= F. \end{aligned} \quad (2.2)$$

Durch Sortierung kann das inhomogene Differentialgleichungssystem (DGLS) wie folgt in Matrizenform überführt werden

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m_T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_T \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d + d_T & -d_T \\ -d_T & d_T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_T \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c + c_T & -c_T \\ -c_T & c_T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (2.3)$$

Mit der Einführung der Massenmatrix \mathbf{M} , der Dämpfungsmatrix \mathbf{D} , der Steifigkeitsmatrix \mathbf{C} , des Lastvektors \mathbf{F} und des Vektors \mathbf{x} der Auslenkung

$$\begin{aligned} \mathbf{M} &= \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m_T \end{bmatrix}, & \mathbf{D} &= \begin{bmatrix} d + d_T & -d_T \\ -d_T & d_T \end{bmatrix}, \\ \mathbf{C} &= \begin{bmatrix} c + c_T & -c_T \\ -c_T & c_T \end{bmatrix}, & \mathbf{F} &= \begin{bmatrix} F(t) \\ 0 \end{bmatrix}, & \mathbf{x} &= \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_T(t) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.4)$$

ergibt sich die verkürzte Schreibweise

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{D} \cdot \dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C} \mathbf{x}(t) = \mathbf{F}(t). \quad (2.5)$$

Um das DGLS (2.3) bzw. (2.5) zu lösen wird der komplexe Ansatz genutzt. Die Anregung wird durch die komplexe Kraft ersetzt:

$$F(t) = \hat{F} e^{i\Omega t}. \quad (2.6)$$

Durch Bilden des komplexen Lösungsansatzes und der partiellen Ableitungen

$$\begin{aligned} x_1(t) &= \hat{x}_1 e^{i\Omega t} & x_T(t) &= \hat{x}_T e^{i\Omega t} \\ \dot{x}_1(t) &= i\Omega \hat{x}_1 e^{i\Omega t} & \dot{x}_T(t) &= i\Omega \hat{x}_T e^{i\Omega t} \\ \ddot{x}_1(t) &= -\Omega^2 \hat{x}_1 e^{i\Omega t} & \ddot{x}_T(t) &= -\Omega^2 \hat{x}_T e^{i\Omega t} \end{aligned} \quad (2.7)$$

wird durch Einsetzen in (2.3), die Form des inhomogenen DGLS mit $\mathbf{A}(\Omega)\mathbf{x} = \mathbf{b}$ überführt nach

$$\begin{bmatrix} -\Omega^2 m + (d + d_T)i\Omega + c + c_T & -d_T i\Omega - c_T \\ -d_T i\Omega - c_T & -\Omega^2 m_T + d_T i\Omega + c_T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x}_1 \\ \hat{x}_T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{F} \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (2.8)$$

Die Lösung erfolgt mit Hilfe der Cramerschen Regel:

$$\hat{x}_1 = \frac{\det \begin{bmatrix} \hat{F} & -d_T i\Omega - c_T \\ 0 & -\Omega^2 m_T + d_T i\Omega + c_T \end{bmatrix}}{\det[\mathbf{A}]} = \frac{\hat{F}(-\Omega^2 m_T + d_T i\Omega + c_T)}{\det[\mathbf{A}]}, \quad (2.9)$$

$$\hat{x}_T = \frac{\det \begin{bmatrix} -\Omega^2 m + (d + d_T)i\Omega + c + c_T & \hat{F} \\ -d_T i\Omega - c_T & 0 \end{bmatrix}}{\det[\mathbf{A}]} = \frac{\hat{F}(d_T i\Omega + c_T)}{\det[\mathbf{A}]}.$$

Die Determinante $\det[\mathbf{A}]$ hat die Form

$$\det[\mathbf{A}] = \det \begin{bmatrix} -\Omega^2 m + (d + d_T)i\Omega + c + c_T & -d_T i\Omega - c_T \\ -d_T i\Omega - c_T & -\Omega^2 m_T + d_T i\Omega + c_T \end{bmatrix}; \quad (2.10)$$

mit

$$\det[\mathbf{A}] = mm_T \Omega^4 - idm_T \Omega^3 - id_T m \Omega^3 - id_T m_T \Omega^3 - dd_T \Omega^2 - cm_T \Omega^2 - c_T m \Omega^2 - c_T m_T \Omega^2 + icd_T \Omega + ic_T d \Omega + cc_T. \quad (2.11)$$

Mit der Einführung der Kennkreisfrequenz ω_0

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (2.12)$$

des Abklingkoeffizienten δ

$$\delta = \frac{d}{2m} \quad (2.13)$$

und des Lehr'schen Dämpfungsmaßes D

$$D = \frac{\delta}{\omega_0} = \frac{d}{2m\omega_0} \quad (2.14)$$

ergeben sich folgende Auslenkungen \hat{x}_1 für des Primärsystem und \hat{x}_T das Sekundärsystem:

$$\hat{x}_1 = mm_T \frac{\hat{F} \omega_0^2 (\omega_T^2 - \Omega^2 + 2iD_T \omega_T \Omega)}{c \det[\mathbf{A}]}, \quad (2.15)$$

$$\hat{x}_T = mm_T \frac{\hat{F} \omega_0^2 (\omega_T^2 + 2iD_T \omega_T \Omega)}{c \det[\mathbf{A}]}.$$

Wird nun das Lehr'sche Dämpfungsmaß D_T für das Sekundärsystem auf null ($D_T=0$) gesetzt, so ergibt sich die Auslenkung \hat{x}_1 für das Primärsystem wie folgt:

$$\hat{x}_1 = mm_T \frac{\hat{F} \omega_0^2 (\omega_T^2 - \Omega^2)}{c \det[\mathbf{A}]}. \quad (2.16)$$

Die Auslenkung für das Primärsystem wird null ($\hat{x}_1=0$), wenn gilt

$$\Omega = \omega_T. \quad (2.17)$$

Das heißt, wenn die Eigenkreisfrequenz ω_T des Sekundärsystems gleich der Erregerkreisfrequenz Ω ist, so ist die Auslenkung des Primärsystems gleich null und es gilt für die Auslegung des Tilgers

$$\frac{c_T}{m_T} = \Omega^2. \quad (2.18)$$

Die Auslenkung \hat{x}_1 für das Primärsystem ist in der Abb. 2.11 rechts beispielhaft darge-

stellt. Der Verlauf der schwarzen Linie kennzeichnet das Ausgangssystem ohne Tilger. Es ist eine deutliche Amplitudenüberhöhung zu erkennen. Unter idealen Bedingungen strebt die Amplitude gegen unendlich. Wird das Ausgangssystem mit einem Tilger mit sehr geringer Dämpfung gekoppelt, so ist eine deutliche Reduktion des Amplitudenausfalls erkennbar. Links und rechts von der Tilgungsfrequenz bilden sich zwei Amplitudenerhöhungen. Um diese neuen Amplitudenberge zu minimieren, werden Tilger mit zusätzlicher Dämpfung angewandt. Die Reduktion ist im Bereich der Tilgungsfrequenz nicht so groß wie mit geringer Dämpfung. Dafür sind die beiden seitlichen Amplitudenerhöhungen wesentlich flacher.

Bei der Entwicklung eines solchen Tilgers gilt es, einen Kompromiss aus der zu tilgenden Frequenz und den zusätzlichen, seitlichen Amplitudenbergen zu finden [11], [13]. Ein Tilger eignet sich daher gut zur Schwingungsminderung der PCU für eine bestimmte Erregerfrequenz Ω .

In [10] wurde daher ein Tilger entwickelt. Bei der ersten analytischen Vorbetrachtung des Tilgers wurde die Euler-Bernoulli-Balken-Theorie zur Auslegung angewandt. Auf Grund eines Dicken/Längenverhältnisses von 5/36 hätte dort die Berechnung als Timoshenko-Balken angewandt werden müssen, wie in der Literatur [15] aufgezeigt. Durch eine nachfolgende Optimierung mit Hilfe der Modalanalyse hat dieser Fehler keinen weiteren Einfluss auf die Ergebnisse. Die beiden Massen auf dem Balken lassen sich verschieben, wodurch eine optimale Einstellung der Eigenfrequenzen ermöglicht wird. Die Zeichnung für den Tilger ist dem Anhang beigefügt.

Die Auslenkung des Tilgers in der 3. Eigenform ist in der Abb. 2.12 dargestellt.

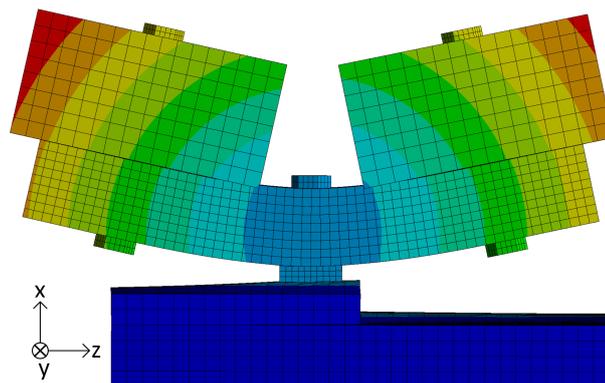


Abbildung 2.12: Auslenkung Tilger in der 3. Eigenform

Die maximale Auslenkung ist rot hinterlegt und befindet sich an den jeweiligen Enden der Tilgermassen. Der untere Körper stellt einen Ausschnitt von der vereinfachten PCU dar. Zwei Schrauben an den jeweiligen Tilgermassen ermöglichen eine kraftschlüssige Verbindung der Massen mit dem Balken. Zwei weitere Schrauben verbinden den Tilger mit der PCU.

Zunächst wurde die Schraubenvorspannung mittels einer statisch-mechanischen Analyse aufgebracht und anschließend die Modalanalyse durchgeführt. Die Massen des Tilgers bewegen sich gleichphasig entlang der x-Richtung, wodurch eine Reduktion in dieser Richtung erreicht werden soll. Der Tilger besitzt 6 % der Masse der PCU. Mit Hilfe der FEM wurde der Tilger optimal ausgelegt und mittels experimenteller Untersuchungen überprüft. Es sei hier erwähnt, dass der Tilger zunächst ohne Schraubverbindungen berechnet wurde und nach diesen Angaben gefertigt wurde. Diese alte Variante des Tilgers war in der Lage, Frequenzen bis 920 Hz zu tilgen.

Nach ersten experimentellen Untersuchungen zeigte sich, dass die Eigenfrequenzen niedriger waren als berechnet. Sämtliche Kontakte im Berechnungsmodell wurden als Verbundkontakt definiert. Diese Annahme bildet nicht die Realität ab, da die Vorspannkraft sehr hoch sein muss, um ein Abheben der Kontaktflächen zu unterbinden. Daraufhin wurden am Tilger vor der Modalanalyse die Schraubenvorspannungen aufgebracht. Das Ergebnis mit Schraubenvorspannung ist in der Tab. 2.2 dargestellt.

Dabei zeigt sich für die 1. Eigenform eine Abweichung von 22 %. Für die interessierende 3. Eigenform zeigt sich eine Abweichung von -20 %. Ursache für die Abweichungen ist unter anderem die Befestigung des Tilgers an der PCU. Dazu wurde der Tilger auf einem Schwingfundament eingespannt und die Eigenfrequenzen bestimmt. Die so gemessenen Eigenfrequenzen waren um bis zu 15 % höher als an der PCU-Einspannung.

Eigenform	Experimentell [Hz]	Simulation [Hz]	Abweichung [%]
1	156	121,8	22
3	616	737,9	-20

Tabelle 2.2: Experimentelle und simulierte Eigenfrequenzen des Tilgers [10]

Es ist deutlich erkennbar, dass der Tilger somit keine Tilgungswirkung bei 884 Hz erreichen kann. Für die weiteren Versuche kann das Funktionsprinzip des Tilgers nicht bei den geforderten 884 Hz getestet werden, sondern für eine niedrigere Frequenz, wie die gemessenen 738 Hz. Genauere Informationen sind im Abschnitt 3.1.2 zu finden. Die Zeichnung für den Tilger ist dem Anhang beigefügt.

2.2.2 Passive Schwingungsisolierung

Die Referenz-PCU und die vereinfachte PCU besitzen mehrere Freiheitsgrade in verschiedenen Richtungen. Eine Beschreibung des komplexen Systems ist analytisch nicht möglich. Durch die Vereinfachung auf ein eindimensionales Problem wird eine mögliche Schwingungsisolierung der Lager aufgezeigt. In der Abb. 2.13 ist dazu das eindimensionale Feder-Masse-System dargestellt. Die Masse m ist die PCU und die Feder und der Dämpfer bilden stark vereinfacht die Lagerung der PCU nach. Die nachfolgenden Betrachtungen erfolgen in Anlehnung an [11].

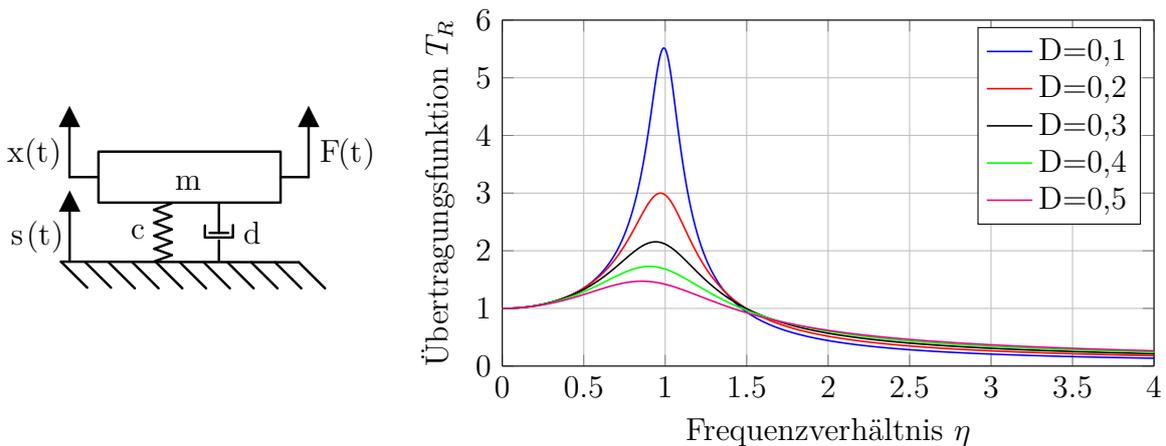


Abbildung 2.13: Modell und Übertragungsfunktion für die Isolation in Anlehnung an [13]

Zunächst kann die Anregungskraft $F(t)$ für eine harmonische Anregung, wie folgt beschrieben werden:

$$F(t) = \hat{F} \sin \Omega t. \quad (2.19)$$

Durch Bilden der Schnittgrößen und Aufstellen der Bewegungsgleichung ergibt sich die folgende Gleichung:

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = \hat{F} \sin \Omega t. \quad (2.20)$$

Durch Einsetzen der Kennkreisfrequenz ω_0 aus Gl. (2.12), der Abklingkonstante δ aus Gl. (2.13) und des Lehr'schen Dämpfungsmaßes D aus Gl. (2.14) ergibt sich folgende inhomogene Differentialgleichung zur Beschreibung des Schwingverhaltens:

$$\ddot{x} + 2D\omega_0\dot{x} + \omega_0^2 x = \frac{1}{m} \hat{F} \sin \Omega t. \quad (2.21)$$

Mit Hilfe des Ansatzes der partikulären Lösung ergibt sich die Vergrößerungsfunktion V_F durch Einführung des Frequenzverhältnisses η

$$\eta = \frac{\Omega}{\omega_0} \quad (2.22)$$

wie folgt:

$$V_F = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}}. \quad (2.23)$$

Die Übertragungsfunktion T_R wird nach [11] wie folgt definiert:

$$T_R = \sqrt{\frac{1 + (2D\eta)^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}}. \quad (2.24)$$

Die Kurvenschar für die Übertragungsfunktion T_R über dem Frequenzverhältnis η ist in der Abb. 2.13 rechts dargestellt. Mit der Erhöhung des Lehr'schen Dämpfungsmaßes D wird die Auslenkung im Bereich der Resonanzfrequenz geringer. Für $\eta < \sqrt{2}$ tritt eine Verstärkung der anregenden Schwingung auf. Dagegen wird für $\eta \geq \sqrt{2}$ eine Isolation der Anregungsfrequenz erreicht und damit eine Reduktion der zu übertragenden Schwingung. Je größer das Lehr'sche Dämpfungsmaß D ist, desto geringer ist die Isolation für $\eta \geq \sqrt{2}$.

In der nachfolgenden Abb. 2.14 ist die Einteilung der passiven Isolierungsmaßnahmen in Federn und Dämpfer dargestellt.

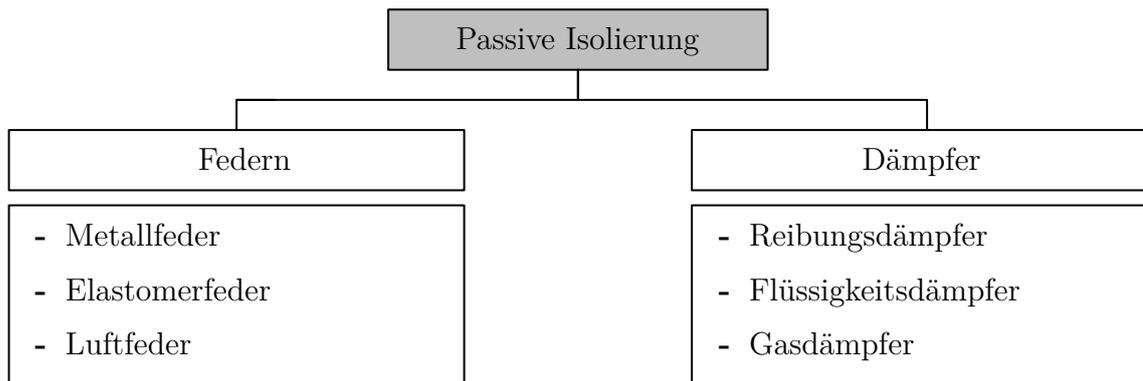


Abbildung 2.14: Klassifizierung der passiven Isolierung [16]

Diese Unterteilung erfolgt unter der Annahme, dass sich eine ideale Feder rein elastisch verformt und dass dabei keine Dämpfung auftritt. Hierbei sei erwähnt, dass in der Realität jede Feder auch einen gewissen Dämpfungsanteil aufweist [16].

Als Beispiele für die Gruppe der Federn sind die Metallfeder, die Elastomerefeder und die Luftfeder zu nennen. Zu der Gruppe der Dämpfer gehören die Reibungsdämpfer, die Flüssigkeitsdämpfer und die Gasdämpfer [16]. Nachfolgend werden die einzelnen Beispiele näher erläutert.

Metallfedern lassen sich gut elastisch verformen, da sie große Verformungsenergien bei großen Federwegen aufnehmen können. Neben der elastischen Verformung besitzen sie zudem dämpfende Eigenschaften, sowohl durch Materialdämpfung und je nach Bauform

auch durch Festkörperreibungsdämpfung.

Als Werkstoff wird häufig Federstahl eingesetzt. Durch die Wahl der richtigen Legierung kann der Federstahl über eine hohe chemische und thermische Beständigkeit verfügen. Auch unerwünschte Erscheinungen wie Alterung, Kriechen und plastische Verformung können weitestgehend vernachlässigt werden. Der Elastizitätsmodul E und der Schubmodul G sind beide temperaturabhängig und nehmen mit zunehmender Temperatur ab. Metallfedern gibt es in unterschiedlichsten Ausführungen wie Schraubenfedern, Spiralfedern, Biegefedern oder Tellerfedern. Weitverbreitete Bauformen sind Schraubenzugfedern und Schraubendruckfedern, wie in Abb. 2.15a dargestellt.

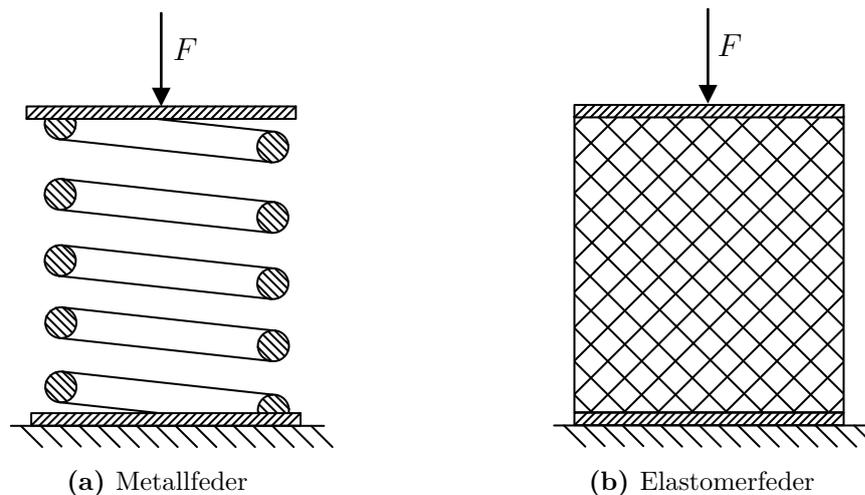


Abbildung 2.15: Beispiele für Federn in Anlehnung an [16], [17]

Die unterschiedlichen Bauformen lassen sich durch Parallel- und Reihenschaltung miteinander kombinieren. Somit kann eine ideale Anpassung an die Belastung und an die geforderten elastischen Eigenschaften erreicht werden.

Die Federkennlinie kann in Abhängigkeit von der Art und Gestaltung der Feder eine lineare, progressive oder degressive Ausprägung aufweisen. Bei einer linearen Charakteristik beschreibt die Federsteifigkeit c den Anstieg der Federkennlinie. Im Gegensatz zu den Elastomerfedern sind die statische und dynamische Federsteifigkeit bei Metallfedern identisch [16], [17].

Elastomerfedern zeichnen sich durch viskoelastische Materialeigenschaften aus. Durch ihre viskose Eigenschaft besitzen sie eine hohe Verformbarkeit bei einem vergleichbar geringen E -Modul. Sie eignen sich daher gut zur Dämpfung von Schwingungen. Ein einfaches Beispiel einer Elastomerfeder ist in der Abb. 2.15b dargestellt.

Die Dämpfung wird durch den Verlustfaktor definiert. Bei der Dämpfung kommt es zu einer teilweisen Umwandlung der Bewegungsenergie in Wärme. Dieser Prozess wird als Energiedissipation bezeichnet.

In Abhängigkeit vom chemischen Aufbau und vom Herstellungsprozess werden kompakte und geschäumte Produkte unterschieden. Der chemische Aufbau entscheidet zudem über die Resistenz der Elastomerfedern gegenüber Umwelteinflüssen. Durch die einfache Formgebungsmöglichkeit bei Elastomeren sind vielfältige Ausformungen erhältlich. Typische Ausprägungen von Elastomerfedern sind Einzelfedern, flächige Platten oder Matten, wobei Matten in der Lage sind, wesentlich höhere Druckbelastungen aufzunehmen. Um ein optimales Eigenschaftsprofil einzustellen, können sowohl die Federn einfach miteinander kombiniert werden, als auch dem Elastomer geeignete Additive hinzugefügt werden. Durch ihr nichtlineares Materialverhalten sind Elastomerfedern amplituden- und frequenzabhängig. Im Gegensatz zu Metallen ist der E - und G -Modul vom Formfaktor abhängig und ist damit kein reiner Werkstoffkennwert [16], [17], [18].

Elastomerfedern eignen sich nicht für die Lagerung der PCU, weil die PCU ein Drehmoment von bis zu 1700 Nm erzeugt und dieses auch auf die Lager einwirkt. Standardisierte, vertikale Metallfedern eignen sich auf Grund des hohen Drehmomentes nicht für die Lagerung der PCU. Die PCU-Lagerung könnte als eine Art horizontal wirkende Feder umkonstruiert werden. Für den Einsatz von Dämpfern müssten größere konstruktive Veränderungen vorgenommen werden. Daher werden diese nicht weiter betrachtet.

In [19] wurde die vorhandene Referenz-PCU-Lagerung durch eine deutlich weichere, modifizierte PCU-Lagerung ersetzt. Dazu wurden die vier einzelnen Lagerungen durch zwei T-Profile ersetzt, welche die PCU über Laschen lagern, wie in Abb. 2.16 dargestellt. Das Wirkprinzip entspricht dem einer Feder. Die PCU wird dadurch eine größere Amplitude in x -Richtung erreichen, dafür aber weniger Energie in die Umgebung übertragen.

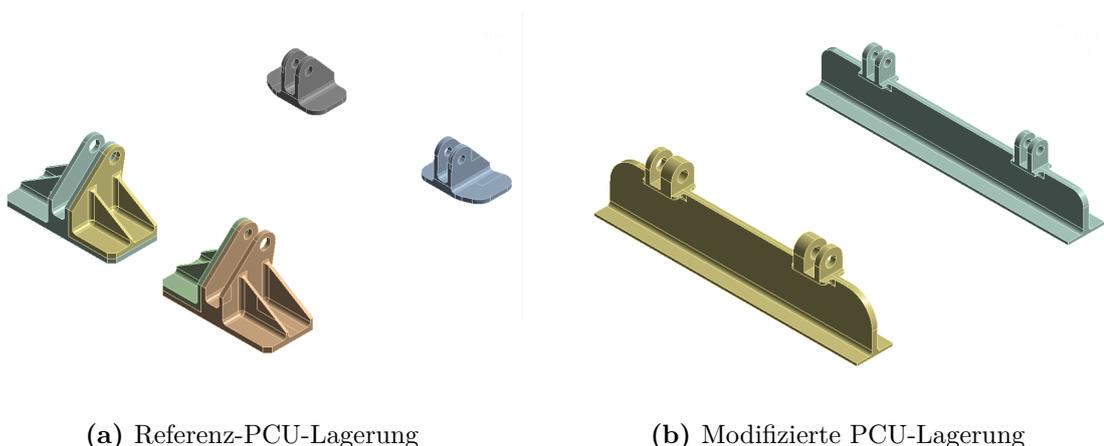


Abbildung 2.16: Vergleich Referenz-PCU-Lagerung und modifizierte PCU-Lagerung [19]

Um einen Vergleich zwischen der Referenz- und der modifizierten PCU-Lagerung zu erhalten, wurden beide samt der entwickelten Plattform strukturdynamisch mit Hilfe der

FEM untersucht. In der Tab. 2.3 sind die Eigenformen der vereinfachten PCU mit der Referenz- und der modifizierten PCU-Lagerung gegenübergestellt.

Eigenform der PCU	Referenz-PCU-Lagerung [Hz]	Modifizierte PCU-Lagerung [Hz]	Bewegungsrichtung der PCU
1	80,2	89,3	Translation y-Richtung
2	81,6	83,6	Rotation y-Richtung
3	119,2	190,4	Rotation x-Richtung
4	166,7	123,0	Translation x-Richtung
5	292,8	364,4	Rotation x-Richtung
6	346,0	292,0	Translation z-Richtung

Tabelle 2.3: Simulierte Eigenformen der PCU und deren Frequenzen für die Referenz- und die modifizierte PCU-Lagerung [10], [19]

Die 4. Eigenform der PCU mit der modifizierten PCU-Lagerung ist 26,2% geringer als bei der Referenz-PCU-Lagerung. Dies deutet auf eine weichere Lagerung der PCU in x-Richtung hin. Es ist zudem gut zu erkennen, dass die 1. und 2. Eigenform vertauscht sind, d.h. bei der modifizierten PCU-Lagerung ist eigentlich die 2. Eigenfrequenz die 1. Eigenfrequenz. Das gleiche gilt für die 3. und 4. sowie für die 5. und 6. Eigenform. Eine mögliche Ursache kann der unterschiedliche Aufbau der PCU-Lagerungen sein.

Mit Hilfe einer harmonischen Analyse der Referenz- und der modifizierten PCU-Lagerung konnte eine Reduktion von -35,5 dB bei der Betriebsfrequenz von 884 Hz vorausgesagt werden, wie in Abb. 2.17 dargestellt. Für die Berechnung wurden die Ergebnisse an den Eckpunkten der Plattform gemittelt.

Darüber hinaus konnte mittels mechanisch-statischer Analyse eine ausreichende Sicherheit der Lager für die gegebenen Lasten verifiziert werden. Zur Berechnung wurde das maximal erreichbare Drehmoment der PCU von 1700 Nm verwendet.

Zur Realisierung einer aktiven Lagerung wurde bei der Entwicklung der modifizierten PCU-Lagerung darauf geachtet, dass Flächenaktuatoren einfach appliziert werden können.

Der Vorteil der passiven Methode ist, dass keine zusätzliche Energie oder komplizierte mechanische Komponenten hinzugefügt werden müssen. Zudem können die vorhandenen Anbindungen genutzt werden. Bei der Entwicklung wurde die Kombination aus Höhe, Tiefe und Breite so gewählt, dass die Eigenfrequenzen der Lagerung möglichst gering ist [19]. Die Bauhöhe der modifizierten Lagerung ist ein wenig höher, als die der vorhandenen. Dies könnte zu Problemen bei der Kopplung der Abtriebswelle führen.

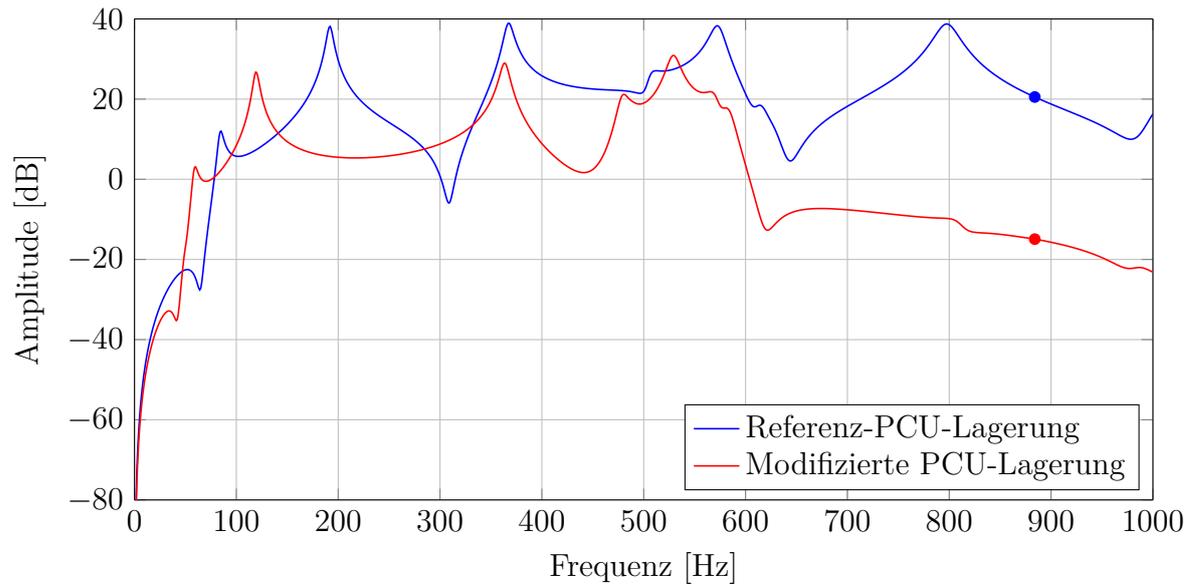


Abbildung 2.17: Reduktion der Plattform in x-Richtung durch modifizierte PCU-Lagerung [19]

2.2.3 Active Vibration Control (AVC)

Für die AVC kann entweder die Regelungs- oder die Steuerungstechnik genutzt werden, weshalb auf beide Gebiete nachfolgend näher eingegangen wird. Dazu ist ein typischer Aufbau einer Regelung (Englisch: feedback control) in der Abb. 2.18 und ein typischer Aufbau einer Steuerung (Englisch: feed forward control) dargestellt.

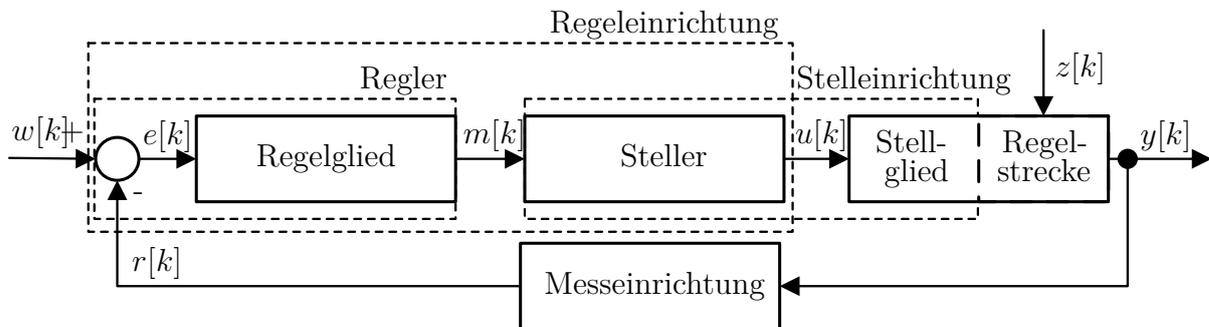


Abbildung 2.18: Typischer Aufbau einer Regelung nach [24]

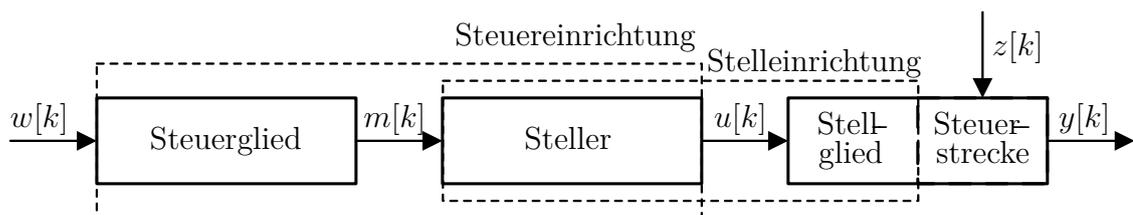


Abbildung 2.19: Typischer Aufbau einer Steuerung nach [24]

Filter verarbeiten meist zeitdiskrete Signale, weshalb die Notation $x[k] = x(kT)$ eingeführt wird. Dabei ist T das Abtastintervall und k die laufende Nummer der Abtastung.

Bei beiden dargestellten Wirkstrukturen geht die Führungsgröße bzw. die Zielgröße $w[k]$ als Eingangsgröße in das System ein. Das Steuerglied bzw. Regelglied bildet aus der Zielgröße $w[k]$ bzw. der Regeldifferenz $e[k]$ die Reglerausgangsgröße $m[k]$. Der Steller nimmt diese Größe auf und wandelt diese in die Stellgröße $u[k]$ um. Die Stellgröße $u[k]$ wirkt auf das Stellglied ein, welches wiederum auf die Regelstrecke bzw. die Steuerstrecke einwirkt.

In der zurückgezogenen DIN 19226 ist „Steuern ein Vorgang in einem System, bei dem eine oder mehrere Größen als Eingangsgrößen andere Größen als Ausgangsgrößen auf Grund der dem System eigentümlichen Gesetzmäßigkeiten beeinflussen“ [25]. Steuerungen haben entweder eine offene oder eine geschlossene Wirkstruktur. Grundsätzlich kann eine Steuerung nur Störungen entgegenwirken, für die sie auch ausgelegt wurde. Das heißt, es können nicht beliebige Störeinflüsse beseitigt werden. Solange das zu steuernde Objekt stabil bleibt, solange bleibt auch die Steuerung stabil [25].

Die Regelstrecke bzw. Steuerstrecke stellt dabei das zu beeinflussende System dar. Dieses kann von äußeren Störeinflüssen $z[k]$ beeinflusst werden. Am Ende einer Steuerung bzw. einer Regelung kommt die Regelgröße $y[k]$ heraus. Bei einer Regelung wird diese Größe zurückgeführt und mit Hilfe eines Messgliedes, z.B. eines Sensors, in die Rückführgröße $r[k]$ umgewandelt. Am Summierungspunkt wird die Differenz zwischen der Führungsgröße $w[k]$ und der Rückführgröße $r[k]$ gebildet. Das Ergebnis ist die Regeldifferenz $e[k]$, die wieder dem Regelglied zugeführt wird. Bei einer Steuerung hingegen gibt es keine Rückführung der Regelgröße $y[k]$.

Nachfolgend wird der Begriff Steuerung durch den Begriff der Feed-Forward Steuerung ersetzt. Bei der Regelung steht kein Störsignal zur Verfügung, weshalb nur der Istzustand des Systems über eine Rückführung zur Verfügung steht. Die Feed-Forward Steuerung dagegen nutzt ein Störsignal von einem Referenzsensor. Die Feed-Forward Steuerung ist stabil und es lässt sich einfach ein Referenzsignal für die Steuerung abgreifen, weshalb mit Hilfe der Feed-Forward Steuerung eine aktive Schwingungsisolierung erreicht werden kann.

Um Störungen von einem Nutzsignal zu entfernen, werden Filter zur Störunterdrückung eingesetzt. Dieses Prinzip wird im Experiment angewandt. Der Aufbau ist in Abb. 2.20 zu sehen.

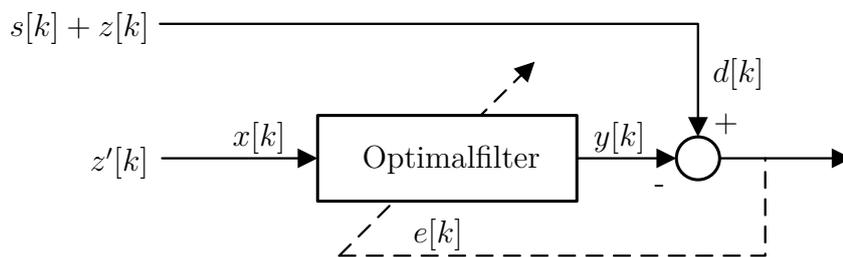


Abbildung 2.20: Filter zur Störunterdrückung [26]

Das breitbandige Signal $s[k]$ ist von einer Störung $z[k]$, z.B. einem Rauschen, überlagert. Dieses überlagerte Signal ist in diesem Fall auch das gewünschte Signal $d[k]$. Die Störung wird separat als Referenzsignal $z'[k]$ aufgenommen. Der Filter wandelt diese Störung mit Hilfe der Filterkoeffizienten in ein Ausgangssignal um. Durch Differenzbildung an der Summierstelle zwischen dem gewünschten Signal $d[k]$ und dem Ausgangssignal $y[k]$ entsteht der Schätzfehler $e[k]$, welcher das Gütemaß des Optimalfilters ist. Dieser kann zurück zum Filter geleitet, um die Filterkoeffizienten zu optimieren bzw. hier im Beispiel das Rauschen zu eliminieren. Als Beispiel ist die Störgeräuschunterdrückung zu nennen [26].

In der Literatur [26] sind u.a. FIR und IIR-Filter für die Störgeräuschunterdrückung genannt. FIR-Filter eignen sich gut, durch ihre gute Stabilität und die vergleichsweise einfache mathematische Beschreibung. Darüber hinaus lassen sie sich einfach in ein

vorhandenes System implementieren. IIR-Filter sind instabiler, weshalb vor deren Einsatz eine Stabilitätsuntersuchung durchgeführt werden sollte. Dafür ist die Filterordnung (Flankensteilheit) geringer und die Zeitverzögerung ist geringer als bei FIR-Filtern.

Aktive Systeme zur Schwingungsminderung setzen sich immer aus Sensoren, Aktoren und einer geeigneten Signalverarbeitung zusammen. Aktive Maßnahmen haben oft ein geringeres Gewicht bei tiefem Frequenzbereich und sind effektiver als passive Maßnahmen. Je nach Anwendungsfall können die aktiven Maßnahmen auch preiswerter sein [20]. Das prinzipielle Funktionsschema für die AVC in Form einer Feed-Forward Steuerung ist in der Abb. 2.21 dargestellt.

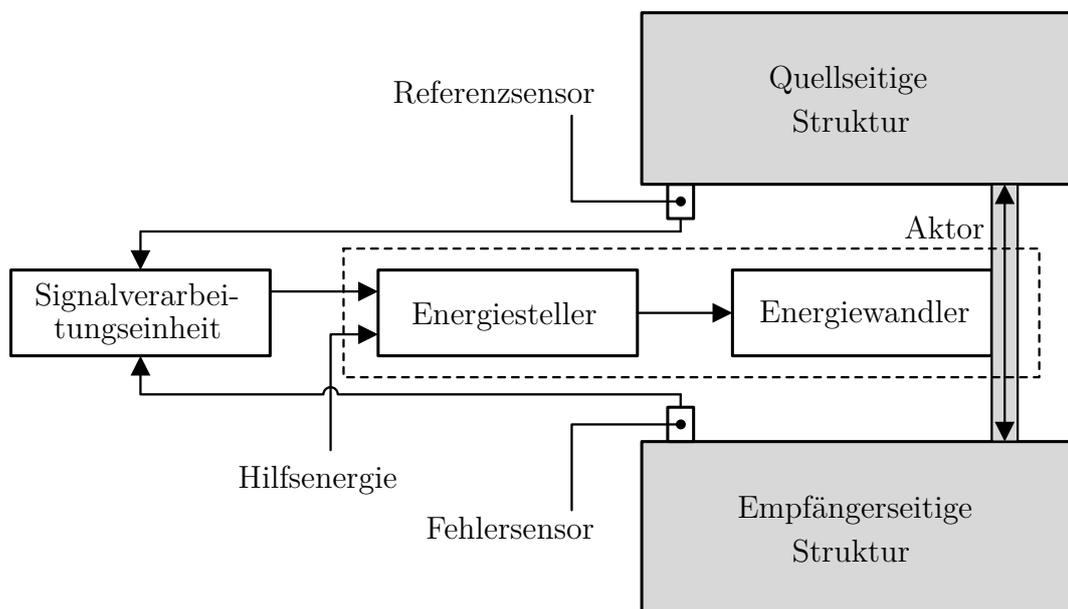


Abbildung 2.21: Funktionsschema einer aktiven Schwingungsisolierung nach [21]

Die quellseitige Struktur erzeugt unerwünschte Schwingungen. Der applizierte Referenzsensor nimmt die Charakteristik der Schwingungen zur Weiterbearbeitung auf. Über eine Verbindungsstelle werden die Schwingungen von der quellseitigen auf die empfängerseitige Struktur übertragen. Die Intensität und Art der übertragenen Schwingungen werden von dem applizierten Fehlersensor erfasst. Die Signale der beiden Sensoren werden von der Signalverarbeitungseinheit aufgenommen und verarbeitet. Diese gibt ein Signal an den Energiesteller weiter. Der Energiesteller benötigt neben dem Signal von der Signalverarbeitungseinheit zusätzliche Hilfsenergie. Der Energiesteller versorgt den Energiewandler mit der notwendigen Energie.

Ein Aktor setzt sich immer aus einem Energiesteller und einem Energiewandler zusammen. Der Aktor beeinflusst aktiv die Schwingungsübertragung und minimiert bei richtiger Auslegung unerwünschte Schwingungen auf der empfängerseitigen Struktur. Die Begriffe Aktor und Aktuator sind identisch und werden beide nachfolgend verwendet.

In der Literatur [12], [21], [22] sind zahlreiche Beispiele für Aktoren zu finden. Da nicht alle vorgestellt werden können, werden nur die nach der VDI Richtlinie 2064 empfohlenen Aktorsysteme zur aktiven Schwingungsisolierung kurz erläutert. Dies sind die Pneumatik und die Hydraulik im Allgemeinen, die piezoelektrische Keramik, der elektrodynamische Aktor sowie der magnetostriktive Aktor [21].

Pneumatische Aktoren sind robust, haben ein gutes Preis/Leistungsverhältnis, zudem sind sie zuverlässig und besitzen ein hohes Arbeitsvermögen. Es wird auf Grund der großen Abmessungen viel zusätzlicher Bauraum im Flugzeug benötigt und es muss zusätzliche Hilfsenergie (Luft) erzeugt werden. Der verfügbare Platz im Flugzeug ist begrenzt, zudem ist jedes zusätzliche Kilogramm im Flugzeug meist ein Ausschlusskriterium. Auch der Frequenzbereich mit bis zu 10 Hz liegt weit unter der störenden Betriebsfrequenz von 884 Hz [12], [21], [22].

Mit Hilfe von hydraulischen Aktoren lassen sich große Stellkräfte und Schwingwege erreichen. Zudem haben sie wie pneumatische Aktoren einen robusten Aufbau. Im Betrieb verursachen hydraulische Aktoren Geräusche, die ebenfalls in den Passagierraum gelangen können. Die Dynamik ist abhängig von dem Regelventil und der Frequenzbereich liegt mit bis zu 100 HZ weit unter den benötigten 884 Hz. Zudem benötigen sie ebenfalls viel Platz und sind schwer [12], [21], [22]. Auf Grund des benötigten Bauraums, des niedrigen Frequenzbereichs und des zusätzlichen Gewichts werden pneumatische und hydraulische Aktoren nicht weiter als Lösung betrachtet.

Es gibt viele unterschiedliche elektrodynamische Aktoren. Sie lassen sich in translatorische (Linearmotor, Elektromagnet) und rotatorische (Elektromotoren) Wandler einteilen. Im Allgemeinen besitzen elektrodynamische Aktoren eine hohe Dynamik mit einem großen Arbeitsfrequenzbereich. Die Hilfsenergie (Elektrische Energie) lässt sich vergleichsweise einfach zur Verfügung stellen und der Gesamtwirkungsgrad ist höher als bei pneumatischen und hydraulischen Aktoren. Dafür ist der Anteil an beweglicher Mechanik hoch und der thermische Betriebsbereich ist eingeschränkt. Durch den Einsatz von Spulen und Permanentmagneten sind elektrodynamische Aktoren meist sehr schwer, weshalb sie sich für den Einsatz im Flugzeug wenig eignen und keine gute Lösung darstellen [12], [21], [22].

Die magnetostriktiven Aktoren können wie die piezoelektrischen Aktoren hohe Kräfte realisieren bei einem hohen elektrodynamischen Wirkungsgrad unter einem breiten Temperatureinsatz. Magnetostriktive Aktoren lassen sich flexibel fertigen, weshalb kein Stapelaufbau erforderlich ist. Wie bei Piezokeramiken kommt es bei schnellen Schaltvorgängen zu einer starken Erwärmung. Die zusätzliche Wärme kann gut über die PCU-Lagerung und an die umgebende Luft abgeführt werden. Es tritt ebenfalls Hysterese auf und die Materialeigenschaften sind temperatur- und alterungsabhängig. Magnetostriktive Akto-

ren sind weniger stark verbreitet und noch teurer als Piezokeramiken [12], [21], [22]. Daher werden magnetostriktive Aktoren nicht weiter betrachtet.

Die piezoelektrischen Aktoren können hohe Stellkräfte bei einer hohen Dynamik erzeugen. In die modifizierte Lagerung müssen hohe Stellkräfte eingebracht werden. Zudem besitzen piezoelektrischen Aktoren eine hohe Leistungsdichte, wodurch weniger zusätzliches Gewicht in das System gebracht wird. Die Keramikmaterialien lassen sich gut konfigurieren und sich an den entsprechenden Einsatzzweck anpassen. Zudem sind Piezokeramiken im Gegensatz zu magnetostriktiven Aktoren weiter verbreitet und kostengünstiger. Auf Grund dieser Vorteile erfolgt nachfolgend eine nähere Beschreibung der piezoelektrischen Aktoren [12], [21], [22].

Piezoelektrische Aktoren bestehen aus piezoelektrischen Keramiken, gewöhnlich auf Blei-Zirkonat-Titanat-Basis. Je nach Anwendungsfall kann zwischen Stapelaktuatoren und Flächenaktuatoren ausgewählt werden. Die Keramikmaterialien lassen sich gut miteinander konfigurieren, wodurch sich je nach Anwendungsfall optimale Aktoren herstellen lassen. In der Abb. 2.22 ist ein Stapelaktor dargestellt, welcher sich aus mehreren Aktoren zusammensetzt. Auf der linken Seite ist ein einzelnes Aktuatorelement dargestellt. Wird dieses mit einer elektrischen Ladung gespeist, entsteht durch den inversen piezoelektrischen Effekt eine Längenänderung Δl und es kann die Kraft F bzw. die Verschiebung u realisiert werden.

Beim direkten piezoelektrischen Effekt dagegen wird durch eine externe Kraft eine Spannung im Piezoelement erzeugt. Das bekannteste Beispiel sind Feuerzeuge. Durch die Vorspannung der Aktoren durch eine Feder wird die Steifigkeitskennlinie verschoben. Die Auslenkung wird dadurch ein wenig reduziert, aber es ist möglich höhere Kräfte aufzubringen, wie in Abb. 2.22 dargestellt.

Der Frequenzbereich erstreckt sich bei piezoelektrischen Aktoren bis zu mehreren kHz, wobei die Begrenzung häufig durch die Energiesteller vorgegeben ist. Es lassen sich Wandlerkräfte von bis zu 3000 N realisieren. Im Zusammenhang mit den geringen Abmaßen, erreichen Piezokeramiken hohe Leistungsdichten. Durch fehlende mechanische Bauteile entsteht fast kein Verschleiß.

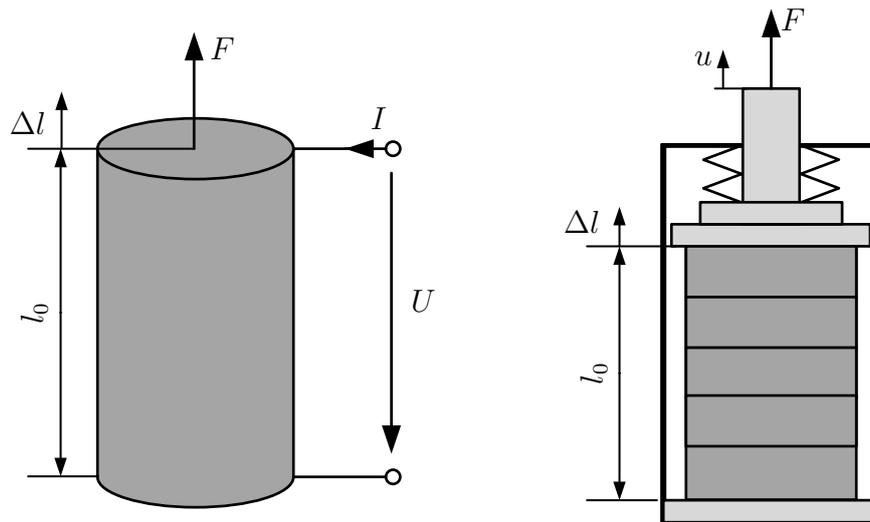


Abbildung 2.22: Wirkprinzip piezoelektrischer Aktoren [12]

In der Literatur sind 3 unterschiedliche Effekte für Piezokeramiken erläutert. Es gibt den Transversaleffekt, den Longitudinaleffekt und den Schereffekt. Für die Feed-Forward Steuerung im Experiment werden Flächenaktoren verwendet, welche den Longitudinaleffekt ausnutzen, um das System aktiv zu beeinflussen.

In der Abb. 2.23a ist ein Flächenaktuator ohne angelegte elektrische Spannung dargestellt. Wird nun eine elektrische Spannung U an den Kontakten angelegt, wie in Abb. 2.23b, so tritt der inverse piezoelektrische Effekt hervor. Die piezoelektrische Platte dehnt sich in Breitenrichtung um den Stellweg u aus. Der elektrische Fluss ist senkrecht zu der Ausdehnungsrichtung, der Kraft F und der Polarisationsrichtung π . Daher wird dieses Prinzip als Transversaleffekt bezeichnet.

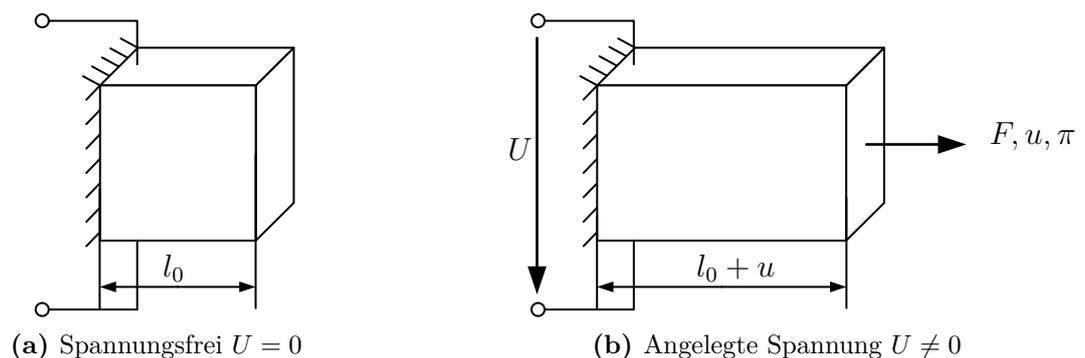


Abbildung 2.23: Transversaleffekt bei Flächenaktoren in Anlehnung an [12]

Piezokeramiken besitzen allerdings eine Hysterese. Dies bedeutet, dass im dynamischen Betrieb eine Nichtlinearität vorliegt. Zur Ansteuerung der Aktoren wird Hochspannung von bis zu 1000 V und mehr benötigt, wodurch eine Anpassung des Strombereichs im Flugzeug stattfinden muss. Werden die Piezokeramiken oberhalb der Curietemperatur

betrieben, so wird der piezoelektrische Effekt im Material zerstört. Die Lager bestehen aus Aluminium, welches ein guter Wärmeleiter ist und damit gut die Wärme von Piezokeramiken abführt. Zudem ist die elektromagnetische Verträglichkeit mit der Umwelt vor dem Einbau zu überprüfen [12], [21], [22]. Alle bereits aufgezählten Vor- und Nachteile sind in der Tab. 2.4 nochmals zusammengefasst.

Durch das geringe Gewicht, die hohen erreichbaren Stellkräfte sowie eine einfache Implementierbarkeit eignen sich Piezokeramiken gut für die Implementierung im Flugzeug. Piezoelektrische Aktoren werden für die Versuche auf die modifizierte PCU-Lagerung appliziert.

Vorteile	Nachteile
Hohe Stellkräfte bei hoher Dynamik	Nur kleiner Stellbereich
Geringe Leistungsaufnahme im statischen Betrieb	Starke Erwärmung bei schnellen Schaltvorgängen
Gute Konfigurierbarkeit der Keramikmaterialien	Temperatur- und alterungsunabhängige Materialeigenschaften
Hohe Leistungsdichte	Hochspannung zur Ansteuerung erforderlich
Praktisch kein Verschleiß	Hysterese

Tabelle 2.4: Allgemeine Eigenschaften piezoelektrischer Aktoren [21], [22]

3 Experimenteller Teil

Nach einem ausführlichen Einstieg in den Stand der Technik wird in diesem Kapitel der experimentelle Bereich der Arbeit dargelegt. Zunächst wird der Versuchsaufbau der vier unterschiedlichen Konfigurationen dargestellt und ausführlich erläutert. Die verwendeten Anregungsarten sowie Berechnungsmöglichkeiten für die FRFs sind im Abschnitt der Versuchsdurchführung beschrieben.

Die nachfolgenden Experimente sind Modellversuche, da ein vereinfachtes PCU-Modell verwendet wird. Mit den Modellexperimenten soll die Wirkweise der Reduktionsmaßnahmen nachgewiesen werden. Mit den vorliegenden maßstabgerechten Modellen ist es möglich, den Nachweis der Funktion eines technischen Prinzips zu erbringen, ohne dabei die komplette Komplexität des Originalsystems nachbilden zu müssen.

3.1 Allgemeiner Versuchsaufbau

Für die Untersuchung der PCU und die dafür entwickelten Schwingungsminderungsmaßnahmen gibt es, wie bereits erwähnt, vier unterschiedliche Konfigurationen, welche nachfolgend näher vorgestellt werden. Unter 3.1.1 ist der Aufbau zur Charakterisierung der Referenz-PCU-Lagerung dargestellt und erläutert. In dem Abschnitt 3.1.2 werden der Aufbau und die Wirkweise des entwickelten Tilgers beschrieben. Die bereits entwickelte modifizierte Lagerung und der dazugehörige Versuchsaufbau werden in Abschnitt 3.1.3 beschrieben. Im letzten Abschnitt 3.1.4 wird die Umsetzung der Steuerung für die modifizierte Lagerung erläutert.

Nachfolgend werden zunächst einige Gemeinsamkeiten dargelegt, welche für alle vier Versuchsaufbauten gültig sind.

Shakeranregung

In der Literatur sind drei mögliche Anregungsgeräte zur Schwingungserzeugung beschrieben. Eine einfache, preiswerte und weit verbreitete Variante ist die Impulsanregung mit einem Hammer. Der größte Vorteil ist die breitbandige Anregung über einen großen Frequenzbereich und die hohe Flexibilität der Krafteinleitung. Zudem entsteht durch den kurzen Hammerschlag bzw. Hammerschläge keine Kopplung an das zu messende System. Bei der Verwendung eines Handhammers hängt die Reproduzierbarkeit stark von dem Anwender ab. Es kann nie gewährleistet werden, dass der Hammer auch exakt senkrecht auf den zu untersuchenden Körper trifft. Zudem besteht die Gefahr von unbeabsichtigten Doppelschlägen, welche die Messungen verfälschen können. Die maximal mögliche Leistung des Menschen begrenzt die maximal erreichbare Anregungskraft.

Alternativ können auch automatisierte Linearanregungsgeräte genutzt werden. Hier ist die Reproduzierbarkeit durch eine genaue Positionierung gegeben. Sie sind allerdings wesentlich teurer als der einfache Handhammer.

Die zweite Art von Anregungsgeräten sind die elektromagnetischen Schwingererger. Die Energie wird in das zu untersuchende System kontinuierlich und über einen langen Zeitraum eingebracht. Die Größe der Anregungskraft und deren Frequenzbereich lässt sich einfach einstellen. Zudem ist eine gleichzeitige Anregung an mehreren Punkten möglich. Elektromagnetische Schwingererger benötigen eine feste Ankopplung, wodurch die Flexibilität hinsichtlich Ort und Richtung der Anregung begrenzt ist.

Die dritte und letzte Art von Anregungsgeräten sind die elektrohydraulischen Schwingererger. Sie besitzen ähnliche Eigenschaften wie die elektromagnetischen Schwingererger. Allerdings ist es möglich, noch größere Kraftamplituden und größere Stellwege bzw. Hubwege zu erzeugen. Dafür ist der Frequenzbereich von 0 Hz bis 1 kHz eingeschränkt [28].

Für die Experimente wurden Shaker als elektromagnetische Schwingererger genutzt, da sie große Anregungskräfte über ein breites Frequenzspektrum erzeugen können. Der Handhammer wird für die spätere Tilgerabstimmung benutzt, da dieses Prinzip eine hohe Flexibilität aufweist.

Ankopplung zwischen Shaker und PCU

Grundsätzlich lassen sich folgende Anforderungen an Kopplungselemente stellen. Das Kopplungselement sollte eine hohe Steifigkeit in Krafteinleitungsrichtung besitzen und dabei eine geringe Masse aufweisen. Um wenige Querkräfte und Biegemomente in das zu untersuchende System einzuleiten, muss das Kopplungselement eine geringe Biegesteifigkeit vorweisen [28].

Für die Experimente wurde der in Abb. 3.1 dargestellte Aufbau genutzt.

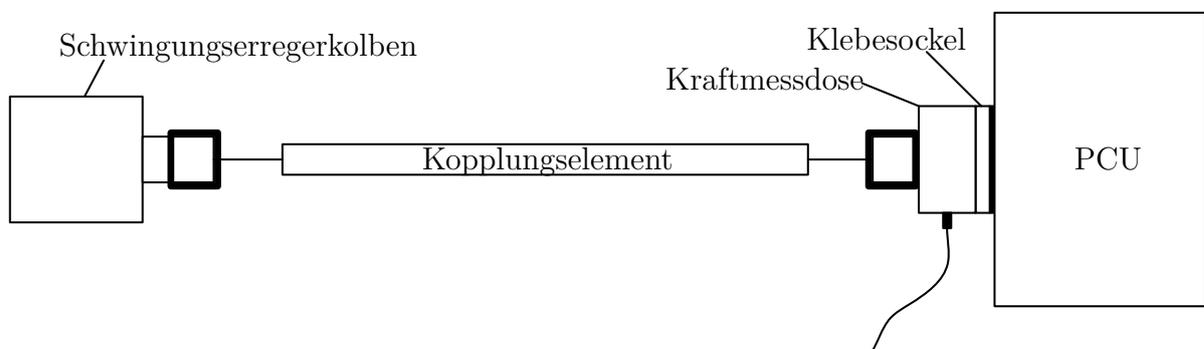


Abbildung 3.1: Kopplung zwischen den Shakern und der PCU in Anlehnung an [28]

Links ist der Schwingerergerkolben eines Shakers abgebildet. Über ein kurzes Ver-

bindungsstück ist das Kopplungselement direkt mit dem Erregerkolben gekoppelt. Das Kopplungselement besteht in der Mitte aus einem hohlen Aluminiumstab. An den Enden befinden sich jeweils dicke Drähte, welche die Übertragung von Querkräften und Biegemomenten bei der Kraftübertragung reduzieren sollen. Im Idealfall werden nur Zug- und Druckkräfte über die Kopplung übertragen.

Das Kopplungselement ist über ein kleines Verbindungsstück fest mit der Kraftmessdose (KM) verbunden. Diese dient zur Messung der eingehenden Kräfte in das System für die spätere Berechnung der Übertragungsfunktion.

Die KM ist auf einem Klebesockel fest verschraubt. Der letzte Weg der Verbindung wird durch den Kleber X60 sichergestellt, welcher als schwarzer Streifen dargestellt ist. Es handelt sich dabei um einen Zweikomponentenkleber, der mit fast allen Arten von Oberflächen eine stoffschlüssige Verbindung eingehen kann. Die im Experiment vorliegenden Aluminium- und Stahloberflächen sind als geeignet einzustufen.

Mess- und Störkette

Nachfolgend wird die Mess- und Störkette für die Versuche näher erläutert. In der Abb. 3.2 sind beide dargestellt.

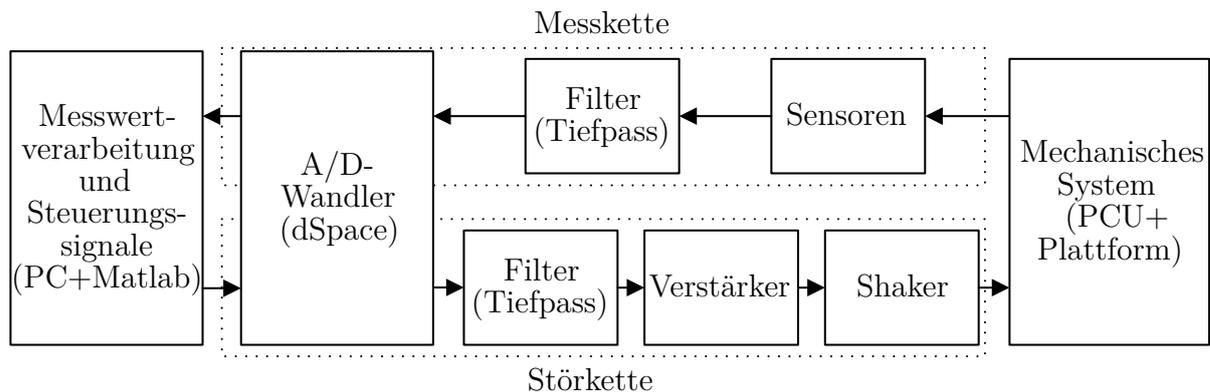


Abbildung 3.2: Mess- und Störkette

Zunächst wird die Störkette erklärt. Der Ausgangspunkt für die Störkette ist die Ausgabe der Störsignale. Dies wird mit Hilfe eines handelsüblichen Computers durchgeführt.

Wird ein Steuerungssignal ausgegeben, so erfolgt im ersten Schritt die Umwandlung von einem digitalen Signal in ein analoges Signal. Diese Aufgabe übernimmt ein Analog-Digital-Wandler (A/D-Wandler), welcher in der Datenverarbeitungseinheit dSpace verbaut ist.

Das nun vorhandene analoge Signal durchläuft einen Tiefpassfilter, um mögliche Anteile an hohen Frequenzen herauszufiltern. Das vorhandene Signal ist nicht stark genug, um die Shaker entsprechend ansteuern zu können. Daher wird jedem Shaker ein Verstärker vorgeschaltet. Das nun verstärkte Signal geht in den Shaker, welcher das mechanische System anregt. Das zu beeinflussende mechanische System ist die vereinfachte PCU mit der Plattform.

Die Sensoren sind Bestandteil der Mess- oder Sensorkette. Um hohe, nicht interessierende Frequenzanteile zu beseitigen, werden diese mit Hilfe eines Tiefpassfilters eliminiert. Der A/D-Wandler wandelt das analoge Signal der Sensorkette in ein digitales um.

Bei diesem Vorgang ist es unabdingbar, das Nyquist-Shannon-Abtasttheorem einzuhalten:

$$f_{Abtast} \geq 2 \cdot f_{max} . \quad (3.1)$$

Dabei ist f_{Abtast} die mindestens notwendige Abtastrate des A/D-Wandlers und f_{max} die maximal interessierende Frequenz. Die zu untersuchende Betriebsfrequenz liegt bei 884 Hz. Die maximal interessierende Frequenz ist 2000 Hz. Daher wurde die Abtastrate mit 10000 Hz festgelegt und liegt damit bedeutend höher als die geforderten 4000 Hz. Somit können Frequenzen bis 5000 Hz ausgewertet werden. Gerade zur Bestimmung der Klirrfaktoren ist dies notwendig. Würde das Abtasttheorem nicht eingehalten werden, so treten im Signal Artefakte auf, was auch als Alias-Effekt bezeichnet wird. Das nun vorliegende digitale Signal kann mit Hilfe der Messwertverarbeitung ausgewertet werden.

3.1.1 Versuchsaufbau Referenz-PCU-Lagerung

Die entwickelte PCU wird zusammen mit der Plattform experimentell untersucht. Die Seitensicht auf den Versuchsaufbau ist in Abb. 3.3 dargestellt.

Der gesamte Versuchsaufbau ist auf einem Schwingfundament installiert. Das niederfrequente Schwingfundament dient zur Entkopplung der Gebäudeschwingungen und der Versuchsschwingungen. Damit werden unerwünschte Frequenzanteile durch äußere Schwingungen vermieden und das Gebäude wird nicht negativ durch die Versuchsschwingungen beeinflusst.

Die Plattform ist direkt auf dem Schwingfundament über eine Einspannung gekoppelt. Dies soll durch die Blöcke an den unteren Enden der PCU symbolisiert werden. Auf der Plattform sind die Lager (hellgrau) verschraubt, an denen die PCU (dunkelgrau) über Bolzenverbindung verbunden ist. Zur Anregung dienen zwei leistungsstarke Shaker. Sie regen das System in x-Richtung an, in der sich normalerweise die Zylinder der PCU bewegen, wie in Abb. 3.5 dargestellt. Die Shaker sind fest mit einer Aufbockung verschraubt, damit sie möglichst viel Erregerenergie in das System einbringen.

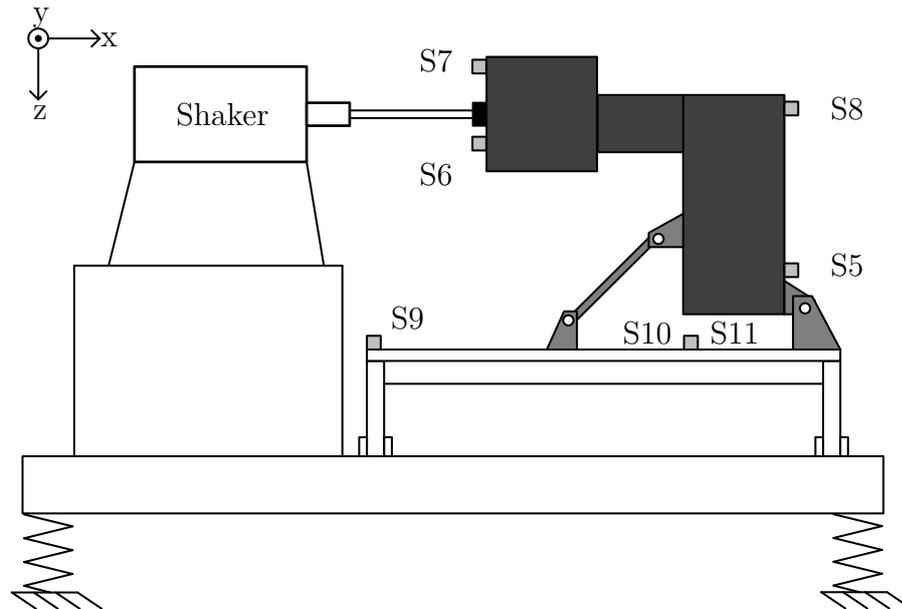


Abbildung 3.3: Versuchsaufbau Seitenansicht

Die Nummerierung der Lager mit den dazugehörigen Sensoren ist in der Abb. 3.4 dargestellt. Der Buchstabe L steht dort für Lager und der jeweilige Index für die Lagernummer, z.B. L_1 ist das Lager 1. Diese Definition wurde bei den Versuchen mit dem Höhenauftriebssystem festgelegt und wurde zur Vereinfachung der Auswertung übernommen. Die PCU ist an den Lagern 3 und 4 jeweils über einen Stab verbunden. Die Anbindung zwischen Lager 4 und der PCU ist ein Loslager. Alle anderen drei Lager sind Festlager. Das Loslager ermöglicht eine einfachere Montage, durch einen zusätzlichen Freiheitsgrad in y -Richtung. Die triaxialen Lagerversoren sind hellgrau hinterlegt und haben dieselbe Nummerierung wie die Lager.

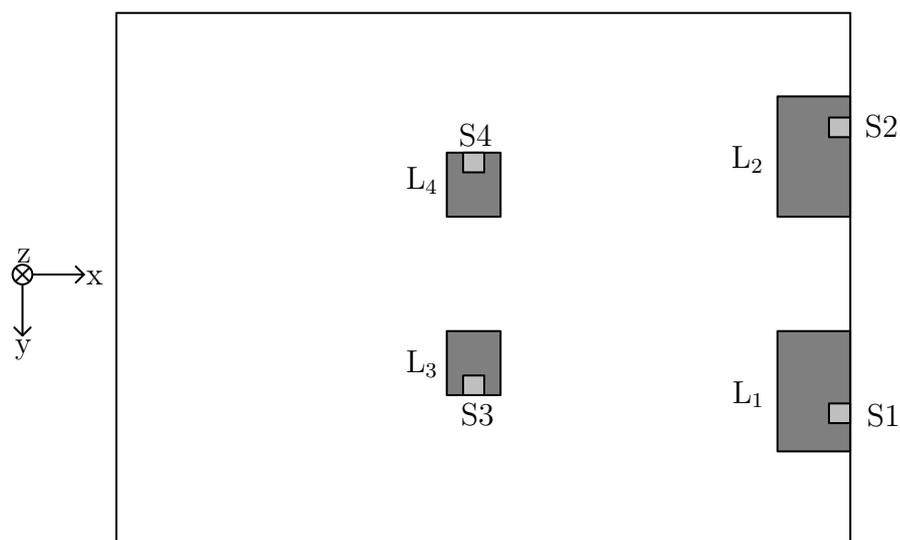


Abbildung 3.4: Sensorenplatzierung und Nummerierung der Lager

Piezoelektrische Beschleunigungssensoren besitzen einen robusten Aufbau, da diese Bauform ohne bewegliche Teile auskommt. Kompakte Abmessungen und geringes Gewicht ermöglichen die Applikation auch an schwer zugänglichen Stellen. Ein Nachteil ist die notwendige Ladungsverstärkung, da das elektrische Ausgangssignal für piezoelektrische Sensoren immer hochohmig sein muss. Der Grund hierfür ist der vergleichsweise hohe elektrische Widerstand der piezoelektrischen Sensoren [28]. Die genaue Funktionsweise und der prinzipielle Aufbau piezoelektrischer Beschleunigungssensoren sind in der Literatur zu finden [28].

Die Beschleunigungssensoren 5 bis 8 erfassen das dynamische Verhalten der PCU und sind in der Abb. 3.5 als S5, S6, S7 und S8 dargestellt.

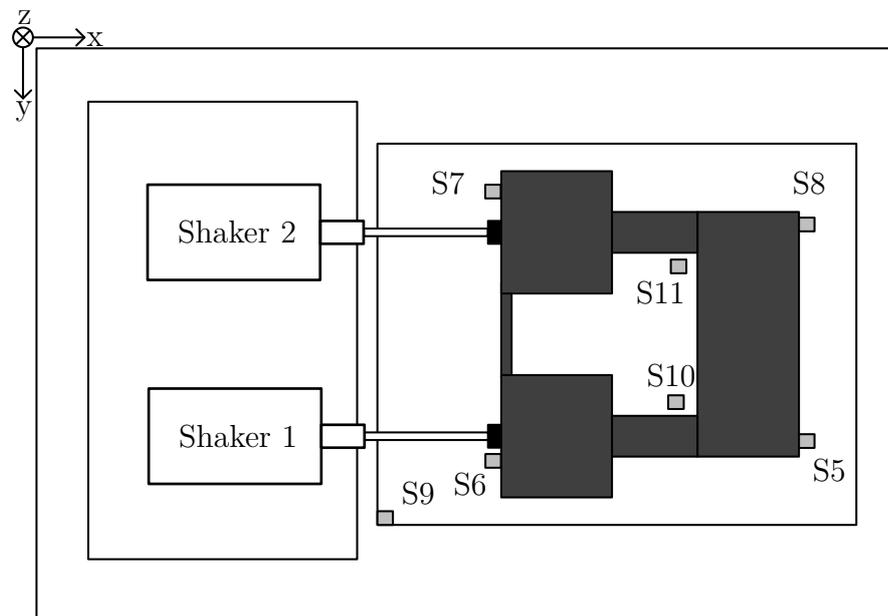


Abbildung 3.5: Versuchsaufbau Draufsicht

Sie wurden so heuristisch auf der PCU platziert, um wichtige Stellen der PCU zu untersuchen. Der Sensor 9 erfasst das Verhalten am Rand der Plattformoberfläche in x- und z-Richtung. Die Sensoren S10 und S11 nehmen zusätzlich das Verhalten der Plattform in x- und y-Richtung auf.

Die Beschleunigungssensoren besitzen selbst eine Masse, welche geringer ist als die der zu untersuchenden PCU. Augenscheinlich wird die Masse der Beschleunigungssensoren nur einen sehr geringen Einfluss auf das dynamische Verhalten der vereinfachten PCU haben. Nachfolgend wird trotzdem der Einfluss der Sensormassen auf das Resonanzverhalten der PCU bestimmt, wie in der Literatur beschrieben [29]. Sowohl die gemessene Beschleunigung als auch die Resonanzfrequenz des Messobjektes kann sich durch die Zusatzmassen der Sensoren verändern und wird nachfolgend untersucht. Die Beschleunigung a_r des Testobjektes mit Messsensoren ergibt sich aus der Beschleunigung a_0 ohne Messsensoren, der

Masse M_a der Messsensoren und der Masse M_0 des Testobjektes:

$$a_r = a_0 \cdot \frac{M_0}{M_0 + M_r}. \quad (3.2)$$

Die Masse der PCU beträgt 58,85 kg (M_0). Es sind vier Beschleunigungssensoren mit einer jeweiligen Masse von 30 g an der PCU appliziert. Dazu kommen noch die beiden KMs samt den Verbindungsstücken mit jeweils 50 g. Das Kopplungselement bleibt unberücksichtigt. Damit beträgt die zusätzliche Gesamtmasse 0,220 kg.

Für die Beschleunigung ergibt sich unabhängig vom Wert der Beschleunigung eine Abweichung von 0,373 %. Die Abweichung ist deutlich kleiner als 1 % und kann daher annähernd vernachlässigt werden.

Durch die zusätzliche Masse der Sensoren ändert sich auch die Resonanzfrequenz f_0 der PCU wie folgt:

$$f_r = f_0 \cdot \sqrt{\frac{M_0}{M_0 + M_r}}. \quad (3.3)$$

Die Gleichung erlaubt nur eine grobe Abschätzung. Generell kann aber festgestellt werden, dass die Eigenfrequenzen durch die zusätzliche Masse sinken. Aus den bereits genannten Massen ergibt sich eine Abweichung von ca. 0,186 %. Bei einer Resonanzfrequenz von 1000 Hz verschiebt sie sich durch die zusätzliche Masse um fast 2 Hz auf 998 Hz. Die Resonanzfrequenzen der PCU wurden bereits simuliert und sind in der Tab. 2.3 abgebildet. Die ersten sechs Moden liegen unter 400 Hz. Daher ist die maximale Abweichung kleiner als 1 Hz und wirkt sich nicht signifikant auf die Eigenfrequenzen des Systems aus.

Des Weiteren gilt es zu klären, welche Ankopplungsart für die Beschleunigungssensoren verwendet wird. Ziel ist, den Massenzuwachs zu minimieren und eine möglichst steife Befestigung zu erzeugen, um auch bei hohen Frequenzen gute Messergebnisse zu erhalten. Eine einfache und weit verbreitete Art der Ankopplung ist die mit Wachs bzw. Bienenwachs. Durch Erwärmung des Wachses wird es viskoser, wodurch es sich sehr gut an die zu applizierende Oberfläche anpasst. Der Temperatureinsatz ist infolgedessen begrenzt und sollte je nach experimentellem Aufbau mit berücksichtigt werden. Die Versuche für diese Arbeit finden ausschließlich in einem klimatisierten Raum statt, mit einer annähernd konstanten Temperatur von 21 °C. Somit kann dieser Einfluss vernachlässigt werden. Diese Art der Verbindung wird auch steife Klebung genannt, da die übertragbaren Frequenzen im Bereich der einer Verschraubung liegen [28], [29]

Zwei KMs nehmen die eingehende Kraft der Shaker auf. Diese sind in den Abbildungen jeweils schwarz dargestellt. Eine genaue Beschreibung der Ankopplung zwischen Shakern und PCU fand bereits statt. Zusammen mit den Beschleunigungssensoren lässt sich so die

Übertragungsfunktion bestimmen. Alle verwendeten Sensoren sind nochmals im Anhang in der Tab. A-2 im Anhang beschrieben.

Zudem sind reale Bilder vom Versuchsaufbau für die Referenz-PCU-Lagerung in der Abb. A-1 im Anhang zu finden.

3.1.2 PCU mit angebrachtem Tilger

Bereits in Vorbetrachtungen [10] wurde deutlich, dass die Tilgereigenfrequenzen stark von der Einspannung des Tilgers abhängig sind. Je steifer die Einspannung ist, desto höher sind die Eigenfrequenzen. Verhält sich dagegen die Einspannung zu weich, so sind die Eigenfrequenzen zu gering.

Um die Frequenz der gesuchten dritten Eigenform zu ermitteln, wurde der Tilger an der PCU befestigt, wie in Abb. 3.6 dargestellt. Der Versuchsaufbau ist identisch mit dem Versuchsaufbau für die Referenz-PCU-Lagerung. Nur der zusätzliche Tilger stellt eine Veränderung des Systems dar.

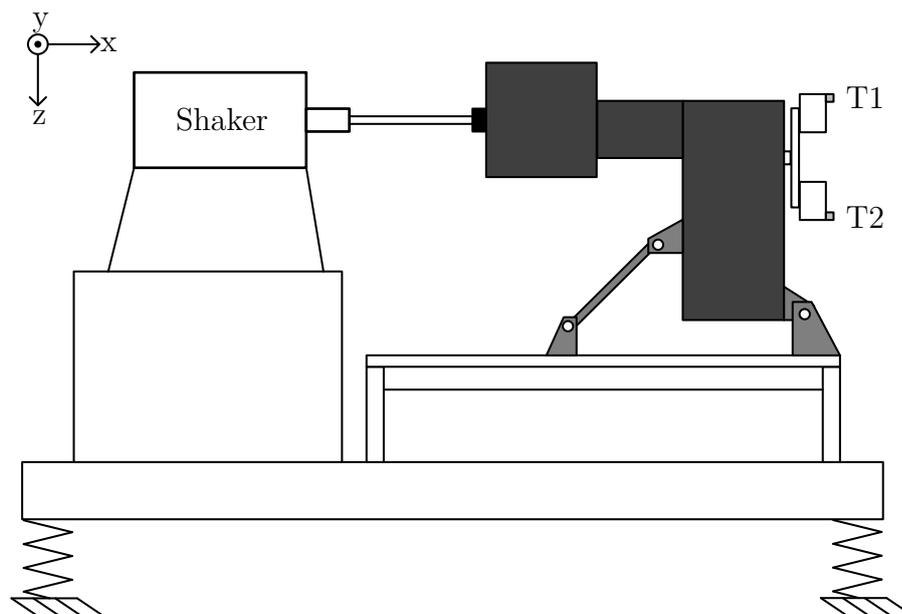


Abbildung 3.6: Versuchsaufbau der Referenz-PCU-Lagerung mit Tilger

Zur optimalen Einstellung und Überprüfung der Tilgereigenfrequenzen in x-Richtung wird der Tilger mittels Impulshammer angeregt, wie in Abb. 3.7 zu sehen ist.

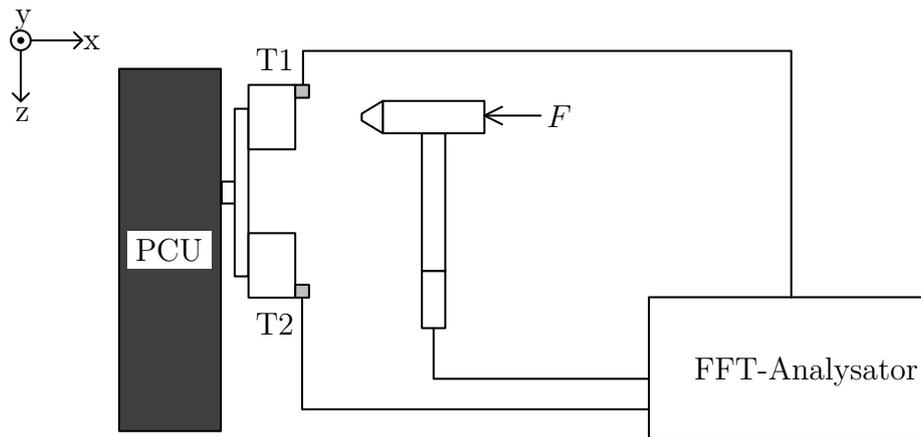


Abbildung 3.7: FRF-Messung zur Bestimmung der Eigenfrequenzen in x-Richtung

Die an den Enden applizierten Beschleunigungssensoren T1 und T2 messen die Bewegung in x-Richtung. Mit Hilfe eines Impulshammers wird der Tilger in x-Richtung angeregt. Dieser misst mit Hilfe eines eingebauten Kraftsensors die auf den Tilger einwirkende Kraft. Da der Tilger verhältnismäßig sehr steif ist, wurde eine Metallspitze zur Anregung genutzt sowie Zusatzmassen an dem Impulshammer aufgesetzt. Ein FFT-Analysator nimmt die Kraft F vom Hammer und die Beschleunigungen der beiden am Tilger applizierten Sensoren auf. Die beiden Sensoren werden auch bei der späteren Messung bei der Shakeranregung von der dSpace aufgenommen, um das Verhalten des Tilgers auszuwerten. Der Verlauf des Amplitudenganges in x-Richtung des Tilgers ist in Abb. 3.8 dargestellt.

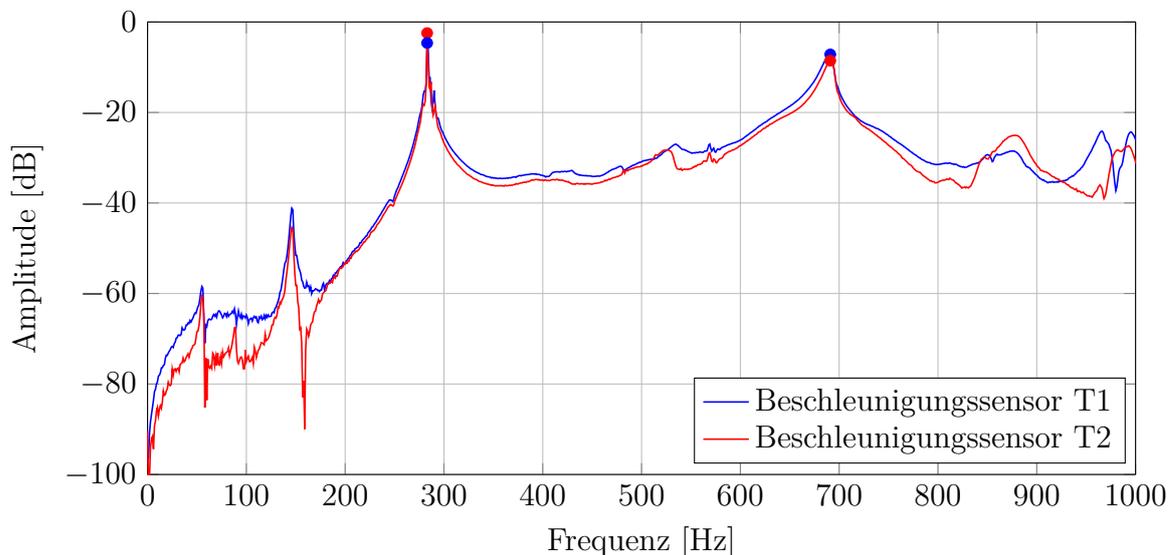


Abbildung 3.8: Amplitudenspektrum der Tilgermassen

Der Beschleunigungssensor T1 ist blau und der Beschleunigungssensor T2 ist rot hinterlegt. Bis 200 Hz zeigt sich ein leicht verzerrter Verlauf der Frequency Response Function/Übertragungsfunktion (FRF).

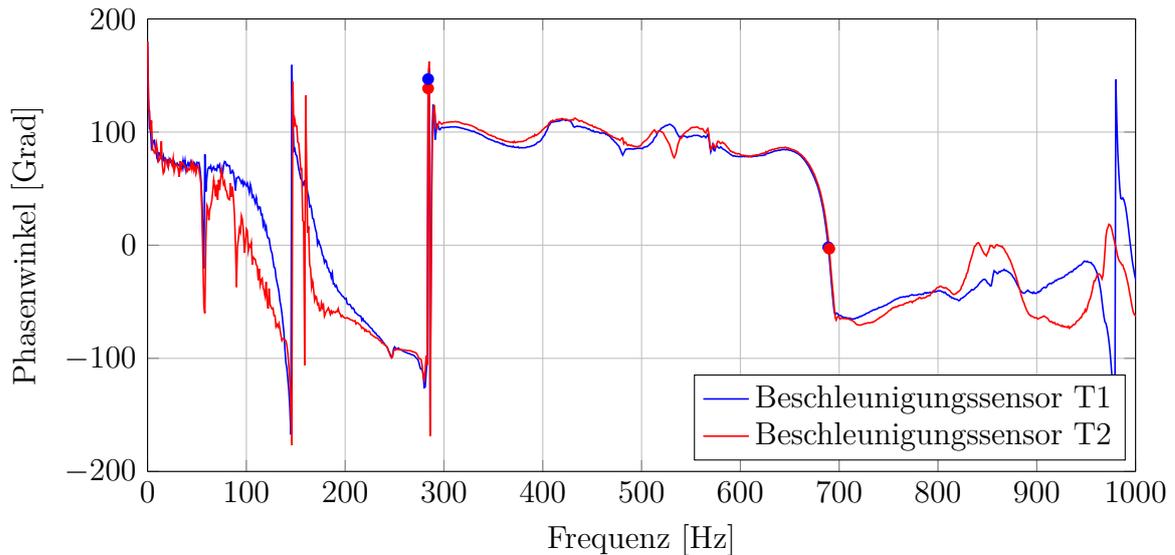


Abbildung 3.9: Phasenwinkel der Tilgermassen

Die erste Eigenfrequenz des Tilgers liegt bei 283 Hz. Die dazugehörigen Phasenwinkel für die beiden Sensoren sind in der Abb. 3.9 dargestellt. Es ergeben sich Werte von 146,9 und 138,6 Grad. Daher liegt bei 283 Hz die 1. Eigenform.

Eine weitere Amplitudenerhöhung ist bei ca. 690 Hz erkennbar. Der Phasenwinkel ist für beide Massen nahe 0 Grad. Daher handelt es sich um eine gleichphasige Auslenkung des Tilgers. Dies ist die gesuchte 3. Eigenform.

Wie bereits im Abschnitt 2.2.1 erläutert, liegt die 3. Eigenfrequenz des Tilgers mit 690 Hz deutlich unter den geforderten 884 Hz. Durch Modifikation der Anbindung des Tilgers an die PCU konnte keine signifikante Erhöhung der 3. Eigenfrequenz erzielt werden. Daher wird die PCU mit und ohne Tilger bei 690 Hz angeregt, um eine mögliche Reduktion durch den Tilger feststellen zu können.

Auch bei diesem Versuch ist es notwendig, den Einfluss der Sensormassen auf die Eigenfrequenzen des Tilger zu untersuchen. Dazu werden wieder die Gleichungen (3.2) und (3.3) verwendet.

Die Tilgermasse beträgt 4 kg (M_0) und die Masse der beiden Sensoren beträgt zusammen 5 g (M_A). Es wurden leichte und kleine Sensoren ausgewählt, um den Masseneinfluss möglichst gering zu halten. Es zeigte sich eine Abweichung für die Beschleunigung von 0,125 % und für die Frequenz von 0,06 %. Bei einer Eigenfrequenz von 1000 Hz ergibt sich so eine Abweichung von 0,6 Hz. Somit ist der Einfluss der Sensormassen auf den Tilger geringer als bei der PCU. Der Einfluss kann daher weitestgehend vernachlässigt werden. Der Tilger wird das dynamische Verhalten der PCU durch seine zusätzliche Masse verändern. Der Tilger wird nur für die Referenz-PCU-Lagerung getestet. Nach Auswertung der Ergebnisse im Abschnitt 4.2 gibt es auch keinen offensichtlichen Grund, den Tilger für die modifizierte PCU-Lagerung zu testen.

Im Anhang in der Abb. A-2 sind weitere Bilder zur Tilgerapplikation dargestellt.

3.1.3 Versuchsaufbau Modifizierte PCU-Lagerung

In diesem Abschnitt wird der Versuchsaufbau für die bereits im Abschnitt 2.2.2 vorgestellte, modifizierte Lagerung erläutert. In der Abb. 3.10 ist erneut der Versuchsaufbau der PCU dargestellt. Die neue Lagerung ist im Gegensatz zur Abb. 3.3 deutlich zu erkennen. Die Lagerungen bestehen aus einem umgedrehten T-Profil. Damit soll die Nachgiebigkeit der Lagerung in x-Richtung erhöht werden.

Die modifizierte PCU-Lagerung besteht aus zwei Lagerbänken. Lager 1 und 2 bilden eine Lagerbank und Lager 3 und 4 bilden zusammen eine Lagerbank. Eine Lagerbank ist in der Abb. 3.11 dargestellt. Die technischen Zeichnungen für die Lagerbänke sind im Anhang zu finden.

Aus vier einzelnen Lagern wurden je zwei zu einer Lagerbank zusammengefasst. Am Besten zeigt dies der Vergleich zwischen Abb. 3.4 und Abb. 3.12. Weiterhin wird von vier Lagern gesprochen. Somit soll ein Vergleich zwischen Referenz- und modifizierter PCU-Lagerung möglich sein. Die Lagersensoren wurden an derselben Stelle appliziert, wie zuvor bei der Referenz-PCU-Lagerung. Die auf der PCU und der Plattform applizierten Sensoren sind identisch mit denen der Versuche der Referenz-PCU-Lagerung, wie in den Abbildungen 3.3 und 3.5 dargestellt.

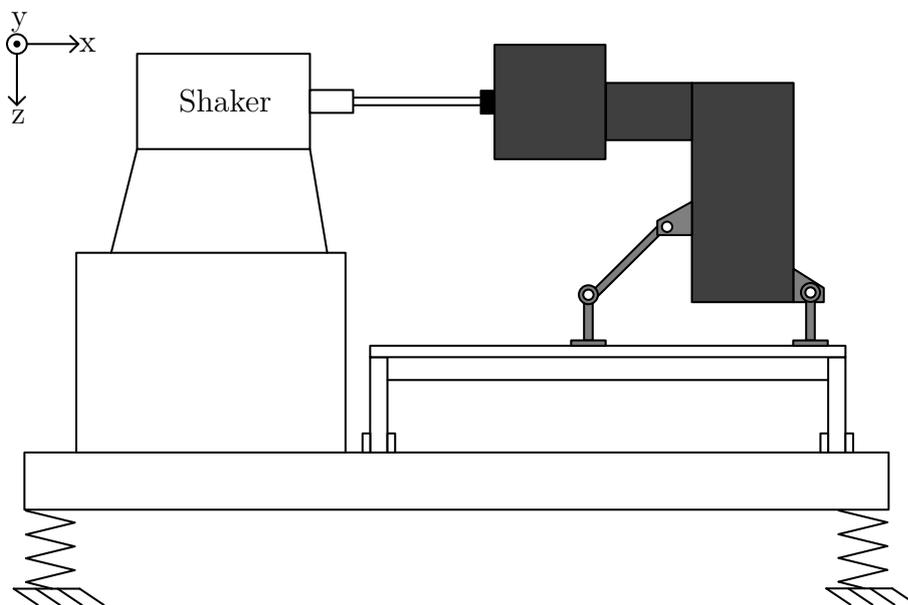


Abbildung 3.10: Versuchsaufbau modifizierte PCU-Lagerung

Aus Vorbetrachtungen wird eine erhöhte Bewegung der PCU zu verzeichnen sein. Dafür wird weniger Energie über die Lager auf die Plattform übertragen. Weitere Bilder zum Versuchsaufbau sind in der Abb. A-3 im Anhang dargestellt.

3.1.4 Implementierung der Feed-Forward Steuerung

In diesem Abschnitt wird der Versuchsaufbau zur Feed-Forward Steuerung beschrieben. Zunächst wird der Aufbau der Aktuatoren und im Anschluss eine Herleitung der Fehlerfunktion für FIR-Filter dargelegt.

Aktuatoren

Die Piezokeramiken (Aktuatoren) sind auf den modifizierten Lagern mittels eines Epoxyd-Harzes appliziert. Um eine ausreichend große Kraft in das System einbringen zu können, wurden jeweils drei Flächenaktuatoren parallel geschaltet, wie in Abb. 3.11 dargestellt. Zu sehen ist eine Lagerbank in der Seitenansicht mit sechs Aktuatoren

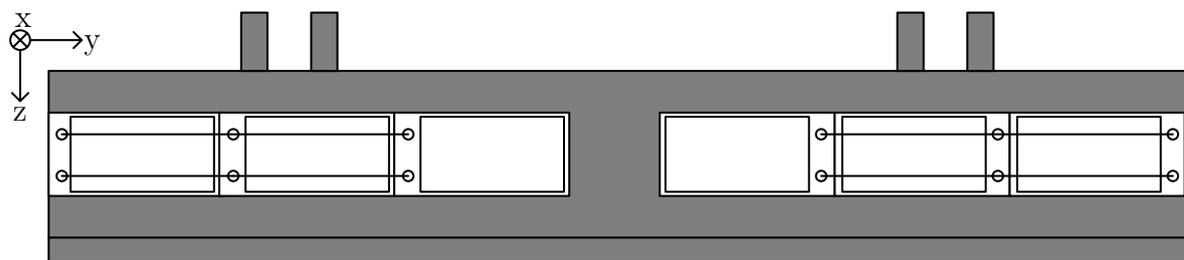


Abbildung 3.11: Verschaltung der Aktuatoren

In der Abbildung ist eine Lageranbindung mit applizierten Piezokeramiken (weiß) dargestellt. Die an den Lagern applizierten Piezoflächenaktuatoren sind jeweils zu vier Aktuatoren zusammengeschaltet, wie in Abb. 3.12.

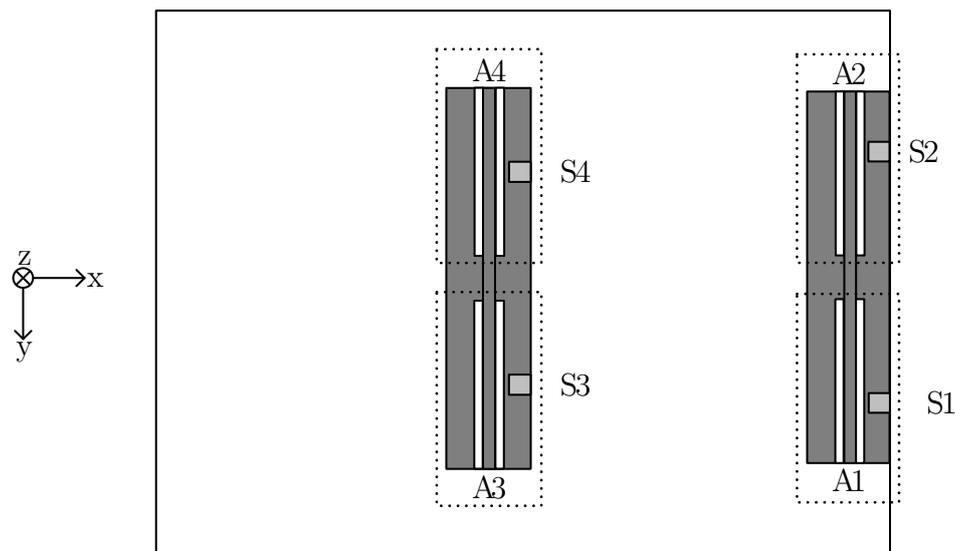


Abbildung 3.12: Unterteilung der Aktuatoren

Die zusammengeschalteten Aktuatoren sind gestrichelt umrahmt und mit A für Aktuator bezeichnet. Durch diese Verschaltung soll eine möglichst große Auslenkung des Biegebal-

kens durch die piezoelektrischen Aktoren in x-Richtung eingebracht werden, um eine hohe Reduktion zu erzielen.

Die Feed-Forward Steuerung beeinflusst das System, wie in Abb. 3.13 dargestellt. Die Steuerung nimmt die Systemantwort auf und steuert das System gezielt mit Hilfe der Piezoaktuatoren so, dass eine Reduktion der Schwingung die Folge sein sollte. Die ausgehenden Signale werden von einem Tiefpassfilter (Rekonstruktionsfilter) bis zu der Frequenz von 4000 Hz begrenzt. Der Störeingang in das System (PCU und Plattform) besteht aus dem Shaker, welcher eine definierte, sinusförmige Störung einbringt. Die Piezoaktuatoren wirken ebenfalls auf das System ein. Vor diese ist ein Piezoverstärker geschaltet, mit einem Verstärkungsfaktor von 200. Auf dem System sind Beschleunigungssensoren und Kraftsensoren appliziert. Diese bilden den Ausgang des Systems und werden über einen Tiefpassfilter mit 5000 Hz (Antialiasing-Filter) zur dSpace weitergeleitet.

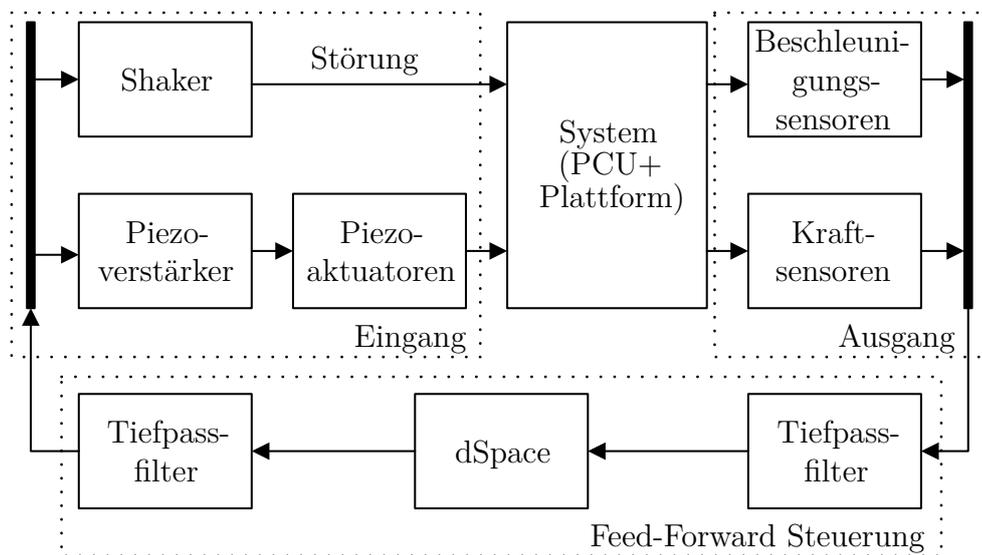


Abbildung 3.13: Steuerung des Systems

In der Abb. 3.14 sind die beiden notwendigen Übertragungstrecken abgebildet, um den FIR-Filter optimal auszulegen. Die Primärstrecke, gestrichelt dargestellt, ist der Übertragungsweg von der Krafteinleitung des Shakers an der PCU zu den Lagersensoren. Die Primärstrecke ist damit der Weg der Störung (Shaker) zu dem Sensor. Hier ist der idealisierte Übertragungsweg dargestellt, in Wirklichkeit können sich die Schwingungen anders ausbreiten. Der Sensor ist, wie bereits erwähnt, direkt auf den Lagern platziert und grau dargestellt.

Die sogenannte Sekundärstrecke ist der Übertragungsweg von den Aktuatoren zu dem Sensor. Sie repräsentiert den Weg von der Gegenkraft der Piezoaktuatoren zu dem Beschleunigungssensor.

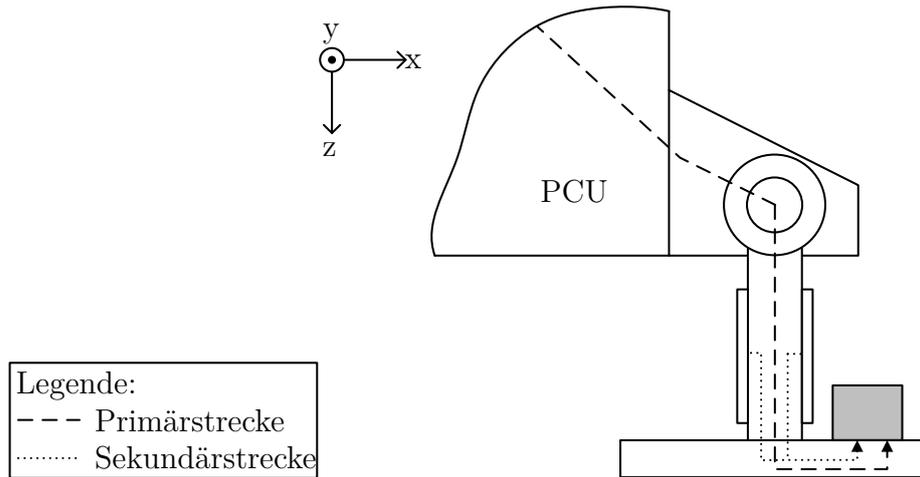


Abbildung 3.14: Primär- und Sekundärstrecke

Das verwendete Prinzip für die Feed-Forward Steuerung ist in der Abb. 3.15 dargestellt. Das Störsignal $s[k]$ ist in diesem Experiment die Anregung des Shakers. Diese Störung ist sowohl der Eingang für die Primärstrecke als auch für den Optimalfilter bzw. FIR-Filter.

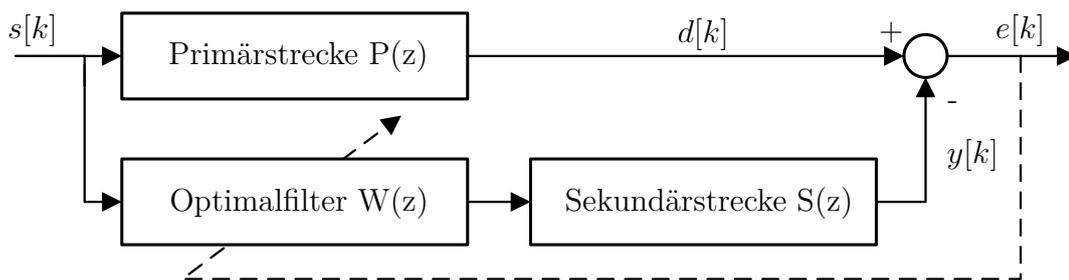


Abbildung 3.15: Feed-Forward Steuerung in Anlehnung an [30]

Nach dem Durchlaufen der Primärstrecke bleibt das gewünschte Signal übrig. Im unteren Pfad durchläuft das Eingangssignal zunächst den Filter, wodurch die Sekundärstrecke entsprechend gesteuert wird und die Piezoaktuatoren eine Art Gegenkraft zur Schwingungsunterdrückung aufbringen. An der Summierstelle berechnet sich das Fehlersignal $e[k]$ nach Gleichung (3.4). Für die Auslegung der optimalen Filterkoeffizienten kann das Fehlersignal dem Optimalfilter zugeführt werden.

Der Filter sollte so ausgelegt werden, dass das Fehlersignal zu null wird. Ist dieses Ziel erreicht, so wird der FIR-Filter Optimalfilter genannt.

Unter der Annahme von Zeitinvarianz der Sekundärstrecke und des optimalen Filters können die beiden Blöcke vertauscht werden. Es entsteht so ein Wiener Filter, wie in Abb. 3.16 dargestellt. Zur Vereinfachung wird der Filter für die Feed-Forward Steuerung autark ausgelegt. Dazu werden die Primär- und die Sekundärstrecke gemessen und der Filter entsprechend ausgelegt. Dies reduziert den experimentellen Aufwand und es sind keine leistungsstarken Computer notwendig.

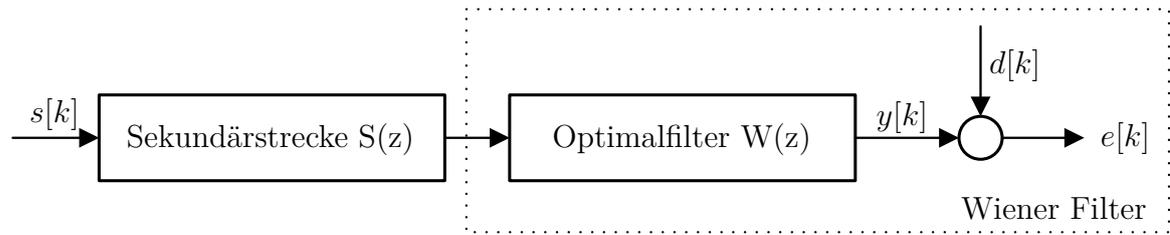


Abbildung 3.16: Wiener Filter

Herleitung der Fehlerfunktion

Die Herleitung der Fehlerfunktion ist angelehnt an die Literatur [26]. Aus dem Abschnitt 2.2.3 ist bereits bekannt, dass das Fehlersignal $e[k]$ das Gütemass eines Filters beschreibt. Im Nachfolgenden wird dargelegt, wie das Fehlersignal als Gütemass beim FIR-Filter Verwendung findet.

Wiener Filter verwenden den mittleren quadratischen Fehler (MSE) als Qualitätskriterium. Da FIR-Filter das gleiche Gütemaß wie die Wiener Filter verwenden, wird der MSE des Fehlersignals als Gütemaß verwendet. Filterkoeffizienten werden auch Gewichts- bzw. Gewichtungskoeffizienten genannt. Die Bestimmung der optimalen Filterkoeffizienten mit Hilfe der MSE ist mathematisch vergleichsweise einfach. Die so ermittelbare Fehlerfunktion besitzt stets ein globales Minimum.

Das Fehlersignal $e[k]$ ergibt sich aus der Differenz des gewünschten Signals $d[k]$ und des Filterausgangs $y[k]$:

$$e[k] = d[k] - y[k]. \quad (3.4)$$

Für eine optimale Einstellung der Filterkoeffizienten eines Wiener Filters müssen die beteiligten Signale bekannt sein. Das Filterausgangssignal lässt sich mit Hilfe des Gewichtsvektors $\mathbf{w}[k]$ und des Eingangsvektors $\mathbf{x}[k]$ wie folgt beschreiben:

$$y[k] = \mathbf{x}^t[k]\mathbf{w}[k] = \mathbf{w}^t[k]\mathbf{x}[k]. \quad (3.5)$$

Eingesetzt in die Gleichung (3.4) ergibt sich das Fehlersignal wie folgt:

$$e[k] = d[k] - \mathbf{x}^t[k]\mathbf{w}[k] = d[k] - \mathbf{w}^t[k]\mathbf{x}[k]. \quad (3.6)$$

Im Weiteren wird auf den Zeitindex k für die Filterkoeffizienten verzichtet, da Wiener-Filter zeitinvariant sind. Hieraus folgt, dass das System zeitinvariant sein muss. Durch Bildung des quadratischen Fehlers ergibt sich folgende Gleichung:

$$e^2[k] = (d[k] - \mathbf{w}^t\mathbf{x}[k])(d[k] - \mathbf{x}^t[k]\mathbf{w}) = d^2[k] + \mathbf{w}^t\mathbf{x}[k]\mathbf{x}^t[k]\mathbf{w} - 2d[k]\mathbf{x}^t[k]\mathbf{w}. \quad (3.7)$$

Da die Signale nicht deterministisch sind, wird der Erwartungswert des quadratischen

Fehlers als Optimalitätskriterium verwendet und nicht direkt der quadratische Fehler:

$$E\{e^2[k]\} = E\{d^2[k]\} + \mathbf{w}^t E\{\mathbf{x}[k]\mathbf{x}^t[k]\}\mathbf{w} - 2E\{d[k]\mathbf{x}^t[k]\}\mathbf{w}. \quad (3.8)$$

Die Gleichung lässt sich vereinfachen durch die Einführung der Autokorrelationsmatrix \mathbf{R}

$$\mathbf{R} = E\{\mathbf{x}[k]\mathbf{x}^t[k]\} \quad (3.9)$$

und durch die Einführung des sogenannten Kreuzkorrelationsvektors \mathbf{p}

$$\mathbf{p} = E\{d[k]\mathbf{x}[k]\} \quad (3.10)$$

und führt zu

$$E\{e^2[k]\} = E\{d^2[k]\} + \mathbf{w}^t \mathbf{R} \mathbf{w} - 2\mathbf{p}^t \mathbf{w}. \quad (3.11)$$

Dabei beschreibt die Autokorrelationsmatrix \mathbf{R} die Statistik des Eingangssignals des Filters und der Kreuzkorrelationsvektor \mathbf{p} die gemeinsame Statistik des Eingangssignals und des erwünschten Signals. Der MSE $E\{d^2[k]\}$ ist dabei ein Maß für die Leistung des gewünschten Signals. Bei geringer Stationarität und bekannter Statistik des Eingangssignals und des erwünschten Signals ist der MSE nur von dem Gewichtungsvektor $\mathbf{w}[k]$ abhängig. Das Eingangssignal bzw. Störsignal durch die Shaker ist sinusförmig, weshalb diese Bedingung erfüllt ist. Somit lässt sich die Fehlerfunktion wie folgt beschreiben:

$$J\{w\} = E\{e^2[k]\} = E\{d^2[k]\} + \mathbf{w}^t \mathbf{R} \mathbf{w} - 2\mathbf{p}^t \mathbf{w}. \quad (3.12)$$

Wird nun angenommen, dass das gewünschte Signal reell, schwach stationär und mittelwertfrei ist, so gilt:

$$E\{d^2[k]\} = \sigma_d^2. \quad (3.13)$$

Hierbei ist σ_d^2 die Varianz des erwünschten Signals. Somit lässt sich die Fehlerfunktion $J(w)$ weiter vereinfachen:

$$J(w) = \sigma_d^2 + \mathbf{w}^t \mathbf{R} \mathbf{w} - 2\mathbf{p}^t \mathbf{w}. \quad (3.14)$$

Für die Experimente wird ein FIR-Filter verwendet, da er stabil ist, wie bereits im Abschnitt 2.2.3 erläutert. Für einen FIR-Filter kann diese Gleichung angewandt werden, wenn das Eingangssignal $x[k]$ und das gewünschte Signal $d[k]$ schwach stationär sind [26]. Ist diese Bedingung der schwachen Stationarität der Umgebung gegeben, so kann die gezeigte Berechnung für die Fehlerfunktion bei dem Wiener Filter auch für den FIR-Filter angewandt werden. Der Berechnungsaufwand für FIR-Filter ist durch die Vereinfachung deutlich geringer als für andere Typen von Filtern, wie z.B. IIR-Filter. Es handelt sich bei dem FIR-Filter um einen linearen Filtertyp, welcher in den Experimenten eingesetzt

wird.

Durch die Verwendung des sinusförmigen Anregungssignals bzw. Störsignals als Referenzsignal ist das Systemverhalten stationär und die Vorgabe damit erfüllt. Nachfolgend muss die Linearität des Systems untersucht werden, um die Gültigkeit der linearen Steuerungsgesetze beizubehalten. Somit muss das System (Primär- und Sekundärstrecke) sowohl zeitinvariant (Forderung für Wiener Filter) als auch unabhängig von den Anregungsamplituden (Linearität) sein. Diese beiden Bedingungen werden im Abschnitt 4.4 untersucht.

3.2 Versuchsvorbereitung

Die beiden Shaker bringen eine Störung in das System (PCU). Nachfolgend werden kurz die verwendeten Signalarten der Shaker vorgestellt. Anschließend werden Möglichkeiten zur Berechnung der Übertragungsfunktion (FRF) aufgezeigt.

Harmonische Anregung

Die einfachste und traditionellste Form der Anregung ist die harmonische Anregung. Sie lässt sich wie folgt beschreiben:

$$F(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t + \varphi_0). \quad (3.15)$$

Der zeitliche Verlauf der Anregungskraft $F(t)$ ergibt sich aus der maximalen Kraftamplitude F_0 , der Zeit t , der Kreisfrequenz ω und der Phasenverschiebung φ_0 .

Die Anregung findet bei einer bestimmten Frequenz statt, wodurch sich die Kraftamplitude gut steuern lässt. Diese Art der Anregung eignet sich besonders gut zur Beurteilung der Linearität des zu untersuchenden Systems. Für die Einbringung von harmonischer Anregung in das System sind elektromagnetische oder hydraulische Shaker und Unwuchterreger gut geeignet. Diese müssen immer mit dem zu untersuchendem System gekoppelt werden, wodurch die Schwingungseigenschaften beeinflusst werden können.

Zudem lassen sich Eigenfrequenzen gut verifizieren, wenn die Lage dieser bereits bekannt ist. Ansonsten wird viel Zeit benötigt um durch Ausprobieren die Eigenfrequenzen zu ermitteln [28], [31].

Pseudorandom

Pseudorandom ist ein periodisches Signal mit konstanter Amplitude und zufälliger Phase. Im Gegensatz zum klassischen periodischen Random eliminiert das Pseudorandom die Leckage und die FRF wird genauer.

Ältere Geräte zur Signalerzeugung sind meist nicht in der Lage, diese Art der Anregung zu erzeugen. Gegenüber weißem Rauschen sind weniger Mittelungen erforderlich [28, 31].

FRF

Die FRF dient der Identifikation eines zu untersuchenden Systems.

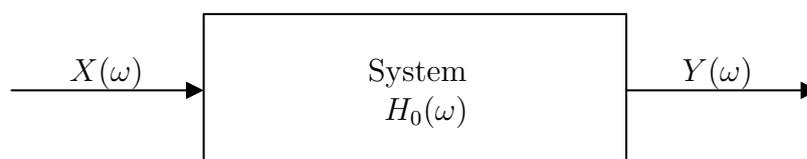


Abbildung 3.17: System mit Ein- und Ausgang [28], [31]

Dieses Prinzip wird nichtparametrische Systemidentifikation genannt und lässt sich wie in Abb. 3.17 darstellen. Demnach ergibt sich die komplexe Übertragungsfunktion H_0 wie folgt:

$$H_0(\omega) = \frac{Y(\omega)}{X(\omega)}. \quad (3.16)$$

$X(\omega)$ ist dabei der Eingang in das System und $Y(\omega)$ der Ausgang. Die komplexe Übertragungsfunktion beschreibt das Verhältnis der Amplituden und den Phasenunterschied in Abhängigkeit von der Frequenz ω . Diese einfachste Art der Berechnung setzt ideale Messsignale voraus. In der Realität sind Messsignale fehlerbehaftet [28], [31].

Es wird in systematische und stochastische Fehler unterteilt. Stochastische Fehler können z.B. Hintergrundrauschen oder elektrisches Rauschen sein. Statistische Methoden können stochastische Fehler durch arithmetische Mittelung reduzieren. Somit nimmt der Signalrauschabstand zu, was eine Reduktion des stochastischen Fehlers zur Folge hat. Für die vollständige Unterdrückung der stochastischen Fehler müssten sehr hohe Mittelungszahlen verwendet werden. Systematische Fehler, wie z.B. die Abweichung eines Messgerätes, können durch Mittelung nicht effektiv unterdrückt werden.

Für die Berechnung der geschätzten Übertragungsfunktionen H_1 und H_2 werden die einseitigen Autoleistungsspektren S_{XX} , S_{YY} und die Kreuzleistungsspektren S_{XY} , S_{YX} verwendet. Die Funktion H_1 ist wie folgt definiert:

$$H_1(\omega) = \frac{S_{XY}(\omega)}{S_{XX}(\omega)} = \frac{\sum_{n=1}^N X_n^*(\omega) \cdot Y_n(\omega)}{\sum_{n=1}^N X_n^*(\omega) \cdot X_n(\omega)}. \quad (3.17)$$

Der Index * steht für die konjugiert komplexen Spektren. In der Formel wird eine konjugiert komplexe Zahl mit einer komplexen Zahl multipliziert. Bei den Kreuzleistungsspektren geht durch diese Operation die Phaseninformation verloren. Die geschätzte Übertragungsfunktion H_1 kann stochastische Fehler aus dem Eingangssignal unterdrücken. Auf das Antwortsignal hat die Übertragungsfunktion keinen Einfluss. Je größer die Mittelungszahl N ist, desto mehr strebt die geschätzte Übertragungsfunktion zu der wahren Übertragungsfunktion H_R [28], [31].

Eine weitere Möglichkeit ist die geschätzte Übertragungsfunktion $H_2(\omega)$:

$$H_2(\omega) = \frac{S_{YY}(\omega)}{S_{YX}(\omega)} = \frac{\sum_{n=1}^N Y_n^*(\omega) \cdot Y_n(\omega)}{\sum_{n=1}^N Y_n^*(\omega) \cdot X_n(\omega)}. \quad (3.18)$$

Mit Hilfe dieser Übertragungsfunktion können stochastische Fehler von dem Ausgangssignal unterdrückt werden, wohingegen Fehler vom Eingangssignal unberücksichtigt bleiben. Auch hier strebt mit zunehmender Mittelung N die Übertragungsfunktion H_2 gegen die wahre Übertragungsfunktion H_R .

Im Bereich von Resonanzen zeigt sich bei H_2 eine deutliche Überschätzung, während H_1 meist gute Ergebnisse liefert. Somit gilt folgende Relation:

$$H_1(\omega) \leq H_R(\omega) \leq H_2(\omega). \quad (3.19)$$

Im Abschnitt 4 wird die Übertragungsfunktion H_1 zur Bestimmung der Resonanzen verwendet, während die Übertragungsfunktion H_2 für die Reduktion bei 884 Hz verwendet wird.

Sind die Signale fehlerfrei und ist die Mittelungsanzahl $N = 1$, so gilt:

$$H_0(\omega) = H_1(\omega) = H_2(\omega). \quad (3.20)$$

Bei den beiden geschätzten Übertragungsfunktionen H_1 und H_2 geht die Phaseninformation verloren.

Um den Einfluss der Störung auf die Übertragungsfunktion beurteilen zu können, wird die Kohärenz $\gamma(\omega)$ verwendet:

$$\gamma^2(\omega) = \frac{H_1(\omega)}{H_2(\omega)} = \frac{S_{XY}(\omega) \cdot S_{YX}(\omega)}{S_{XX}(\omega) \cdot S_{YY}(\omega)}. \quad (3.21)$$

Die Kohärenz ist dabei ein Maß für die Linearität zwischen dem Anregungs- und Antwortsignal. Sie nimmt den Wert 1 an, wenn eine vollständige lineare Abhängigkeit vorliegt. Ist die Mittelungsanzahl $N = 1$, so nimmt die Kohärenz für alle Frequenzen den Wert 1 an. Daher muss die Mittelungsanzahl $N > 1$ sein, um eine Aussage über die lineare Abhängigkeit zu erhalten [28].

Ist die Kohärenz kleiner als 1, so liegt entweder ein stochastischer Fehler in Form von Rauschen oder ein nichtlinearer Zusammenhang vor. Die Anregungs- und Antwortsignale sind unkorreliert, wenn die Kohärenz 0 ist. Die Signale sind dann unabhängig voneinander.

Eine weiteres Maß für die Linearität des Systems ist der Klirrfaktor k_{klirr} . Zur Bestimmung wird mit einer definierten harmonischen Grundfrequenz angeregt. Bei den Experimenten wurde mit einer Frequenz f_1 von 884 Hz angeregt. Die Amplitude für diese Frequenz ist \hat{u}_1 und ist in der Abb. 3.18 dargestellt. Die Frequenzen der Oberwellen (f_2, f_3 etc.) sind ein ganzes Vielfaches der Grundfrequenz von 884 Hz. Diese Frequenzen besitzen ebenfalls Ausschlagsamplituden, wie in der Abb. 3.18 dargestellt.

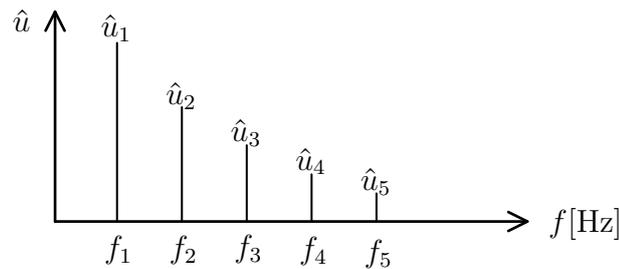


Abbildung 3.18: Amplitudenspektrum einer harmonischen Anregung [32]

Berechnen lässt sich die Klirrfaktor k_{klirr} wie folgt:

$$k_{klirr} = \sqrt{\frac{\hat{u}_2^2 + \hat{u}_3^2 + \hat{u}_4^2 + \hat{u}_5^2 + \dots}{\hat{u}_1^2 + \hat{u}_2^2 + \hat{u}_3^2 + \hat{u}_4^2 + \hat{u}_5^2 + \dots}}. \quad (3.22)$$

Dabei ist \hat{u} die jeweilige Amplitude. Die Linearität eines Systems kann zudem durch eine Anregung mit unterschiedlicher Anregungsamplitude untersucht werden. Bei einem linearen System zeigt sich keine Veränderung der Übertragungsfunktion in Abhängigkeit von der Größe der Anregungsamplitude. Ist das System hochgradig linear, so ist der Verlauf der FRF identisch. Ist das nicht der Fall, so ist das System nicht mehr linear [28], [31].

Die für die Experimente ausgewählten Anregungsarten wurden bereits vorgestellt. Um später einen Vergleich zwischen den einzelnen Konfigurationen zu erhalten, wurde eine Testmatrix erstellt. Sie ist in der Abb. A-1 im Anhang dargestellt. Bei einer Abtastrate von 10000 Hz und einer Messzeit von 10 s ergeben sich insgesamt 100000 Messpunkte pro Messung. Zur späteren Auswertung wurden die Messpunkte gemittelt, auf 10000 Messpunkte. Durch die Mittelung wird die Streuung reduziert.

Nach der Abb. A-1 gibt es drei Shakerkonfigurationen. Entweder Shaker 1 oder Shaker 2 regen das System allein an oder beide Shaker regen an. Regt nur ein Shaker an, so ist die Übertragungsfunktion eindeutig und einfach zu bestimmen.

Regen beide Shaker das System an, so sind die Übertragungsfunktionen nicht mehr eindeutig. Eine Trennung der Übertragungsfunktionen für den jeweiligen Shaker ist auf Grund des komplexen Versuchsaufbau nicht mehr möglich. Die Gesamtübertragungsfunktion lässt sich vereinfacht wie folgt berechnen:

$$H_G = H_{S1} + H_{S2}. \quad (3.23)$$

Demnach ergibt sich die Gesamtübertragungsfunktion H_G aus der Übertragungsfunktion H_{S1} des Shakers 1 zum Sensor und der Übertragungsfunktion H_{S2} des Shakers 2.

Diese Vereinfachung muss kritisch hinterfragt werden, da die Übertragungswege von Shaker 1 und Shaker 2 zu den Sensoren sich teilweise stark unterscheiden. Für strukturdynamische Auswertungen sollte daher die Anregung mit nur einem Shaker bevorzugt werden.

Zur Auswertung von Reduktionsmöglichkeiten in x-Richtung ist die Anregung mit zwei Shakern zulässig [28], [31].

Herausforderungen und Hinweise zu der Versuchsvorbereitung

Bei ersten Testversuchen wurde eine gewisse Nichtlinearität und ein leichtes “Klappern“ der T-Stringer an der Plattform festgestellt. Bei modernen Passagierflugzeugen sind die meisten Bauteile fest miteinander vernietet und ggf. zusätzlich mit Klebstoff verbunden, um ein “Klappern“ zwischen den Bauteilen zu verhindern. Daher wurden die T-Stringer für die Experimente zusätzlich zu den Schraubverbindungen mittels Klebstoff fixiert. Das “Klappern“ konnte dadurch reduziert werden. Des Weiteren kam es bei einigen Testversuchen zum “Klappern“ an den Verbindungselementen. Wahrscheinlich wurde durch die Anregung mit Pseudorandom eine Eigenfrequenz des Kopplungselementes mit angeregt. Für die nachfolgende Auswertung ist der folgende Fehler wichtig und entscheidend. Bei einer nachträglichen Analyse wurde ein Defekt am Leistungsverstärker für den Shaker 1 festgestellt. Durch den Fehler wurden bei einer harmonischen Anregung zusätzliche Oberwellen erzeugt. Dies führt zu erhöhten Klirrfaktoren bei der Auswertung des Shakers 1, weshalb die Klirrfaktoren kritisch zu analysieren sind. Da bei den ersten Testversuchen dieses Problem nicht auftrat, muss der Leistungsverstärker erst kurz von Beginn der aufgenommenen Messungen defekt gegangen sein. Eine Wiederholung der Messungen war auf Grund begrenzter Versuchsstandkapazitäten nicht möglich. Zudem würde ein spezieller Verstärker für den Shaker 1 benötigt. Der defekte Leistungsverstärker für Shaker 1 ist ein systematischer Fehler für alle Anregungen mit dem Shaker 1.

Ein weiterer wichtiger Punkt sind die beiden Einspannungen zwischen dem Schwungfundament und der Plattform. Diese Einspannung wurde während aller Experimente nie verändert, wodurch die Einspannung als systematischer Fehler in das System eingeht.

Eine weitere mögliche Fehlerquelle stellen alle Bolzenverbindungen zwischen der PCU und den Lagern dar. Zum Fügen der Bolzen wird immer ein gewisses Passungsspiel benötigt. Dieses Spiel sorgt dafür, dass Relativbewegungen im Bereich der Bolzenverbindungen entstehen. Diese Relativbewegungen erzeugen zusätzliche Nichtlinearitäten.

Alle Schraubenverbindungen wurden beim Aufbau einer Konfiguration fest angezogen und nochmals überprüft. Allerdings ist nicht auszuschließen, dass sich Schraubenverbindungen durch die Anregungen lösten. Durch das Lösen von Schrauben können zusätzliche Nichtlinearitäten auftreten.

4 Ergebnisse und Diskussion

Die zuvor vorgestellten Versuchskonfigurationen werden nachfolgend ausgewertet. Dafür wird zunächst die Referenz-PCU-Lagerung charakterisiert. Dies beinhaltet die Auswertung der Linearität im Unterabschnitt 4.1.1 und die Analyse des dynamischen Verhaltens der PCU im Unterabschnitt 4.1.2.

Im zweiten Abschnitt dieses Kapitels wird die Reduktion durch das Anbringen des Tilgers erläutert. Dafür werden die Messungen für die Referenz-PCU-Lagerung mit und ohne Tilger miteinander verglichen.

Die Ergebnisse der modifizierten PCU-Lagerung werden im dritten Abschnitt des Kapitels ausgewertet. Zunächst wird die Linearität der modifizierten PCU-Lagerung in 4.3.1 überprüft und in Unterabschnitt 4.3.2 werden die Reduktionsmöglichkeiten durch den Einsatz der modifizierten PCU-Lagerung analysiert.

Für den vierten Abschnitt, die Feed-Forward Steuerung, wird als Erstes die Zeitvarianz der Sekundärstrecke im Unterabschnitt 4.4.1 untersucht und anschließend die Sekundärstrecke bezüglich der Anregungsamplituden in 4.4.2 charakterisiert. Im Unterabschnitt 4.4.3 werden die Reduktionsmöglichkeiten mit Hilfe der Feed-Forward Steuerung ausgewertet.

Bei wiederholten Messungen konnte eine durchschnittliche Zeitvarianz für die Lagersonoren von ca. ± 12 dB festgestellt werden. Durch die 10-fache Mittelung ergibt sich durch Annahme einer idealen Verteilung eine Zeitvarianz von $\pm 1,2$ dB.

4.1 Charakterisierung der Referenz-PCU-Lagerung

Die Referenz-PCU-Lagerung wurde entsprechend der Testmatrix messtechnisch erfasst. Diese Messungen dienen als Referenz für die Erfassung der Reduktion durch den Tilger und die modifizierte PCU-Lagerung. Unabhängig von den anderen Konfigurationen, wird zunächst die Linearität der Referenz-PCU-Lagerung mittels der Klirrfaktoren, der Betrachtung der Oberwellen und der Auswertung bei unterschiedlichen Anregungsamplituden bestimmt. Nachfolgend erfolgt eine Analyse des dynamischen Verhaltens der PCU.

4.1.1 Linearität der Referenz-PCU-Lagerung

Zur Bestimmung der Linearität der verschiedenen Konfigurationen wird, wie im Abschnitt 3.2 bereits erwähnt, der Klirrfaktor ausgewertet, die Oberwellen der Übertragungsfunktion analysiert sowie die Abhängigkeit des Systems von der Anregungsamplitude untersucht.

Die PCU wird mit der Betriebsfrequenz von 884 Hz für verschiedene Konfigurationen angeregt nach der Testmatrix in Tab. A-1. Die dabei entstehenden Oberwellen bilden ein Maß für die Linearität des Systems. Für die Berechnung der Klirrfaktoren wurde die schnelle Fourier-Transformation (FFT) des jeweiligen Sensors ausgewertet. Es können nur Oberwellen bis 5000 Hz ermittelt werden, da diese Frequenz nach dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem die Grenze der Auswertung darstellt, wie bereits in Abschnitt 3.1 erläutert. Die Klirrfaktoren für alle Sensoren mit verschiedenen Anregungen sind im Anhang in der Tab. A-5 ausführlich aufgelistet.

In der Abb. 4.1 sind die Klirrfaktoren für die vier Lager in x-Richtung in Abhängigkeit von der Anregungsspannung dargestellt.

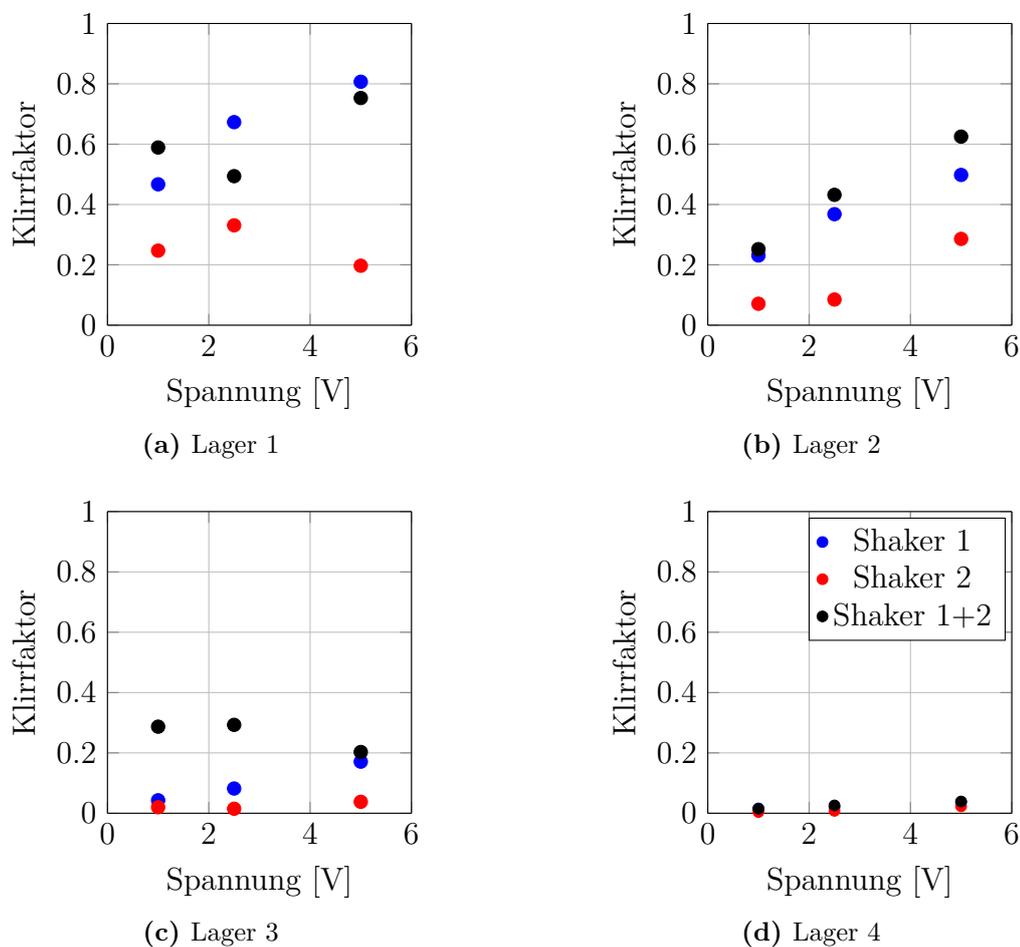


Abbildung 4.1: Klirrfaktoren der Referenz-PCU-Lagerung in x-Richtung

Grundsätzlich ist erkennbar, dass bei einer höheren Anregungsamplitude der Klirrfaktor steigt. Es sei hier nochmals auf den Defekt des Verstärkers für den Shaker 1 hingewiesen. Daher sind die Klirrfaktoren für den Shaker 1 sowie für die Shaker 1 und 2 zusammen wesentlich höher als für eine Anregung nur durch Shaker 2. Da jeder Sensor den gleichen Eingang besitzt, kann eine Tendenz der Linearität auch für die Anregung durch den Shaker 1 festgestellt werden.

Auffallend sind besonders hohe Klirrfaktoren in Lager 1 in x-Richtung von bis zu 0,807. Das Lager 1 weist in x- und y-Richtung hohe Klirrfaktoren von bis zu 0,99 auf. Dagegen sind die Klirrfaktoren für das Lager 4 in x-Richtung mit maximal 0,037 vergleichsweise gering. Durch die vielen Übergänge an der Stabanbindung wäre ein erhöhtes nichtlineares Verhalten anzunehmen.

Die harmonische Anregung bei 884 Hz durch den Shaker 2 ergibt genauere Werte für die Klirrfaktoren. Erneut zeigt das Lager 1 in x-Richtung hohe Klirrfaktoren von bis zu 0,331. Die Systemantwort ist demnach stark nichtlinear. Grundsätzlich zeigen bei hoher Anregungsamplitude die Lagerung 1 und 2 in allen drei Raumrichtungen ein stark nichtlineares Verhalten. Nach Auswertung der Klirrfaktoren sind die Lager 1 und 2 stark nichtlinear, während Lager 3 und 4 eine bessere Linearität aufweisen.

Des Weiteren zeigen die Sensoren 7 und 8, welche auf der PCU appliziert sind, hohe Klirrfaktoren. Eine Ursache kann die Randlage der Sensoren auf der PCU sein. Die PCU ist aus Platten zusammengesetzt, die durch Schrauben zu einer Art Plattenpaket zusammengeschaubt sind. Die einzelnen Platten werden durch die Anregung in Schwingungen versetzt, wenn die Schraubenvorspannkraft nicht ausreicht, um die Plattenbewegung zu unterbinden.

Die beiden anderen Sensoren S5 und S6 haben geringe Klirrfaktoren und besitzen demnach eine höhere Linearität. Auch der Sensor 9 am Rande der Plattform erreicht hohe Klirrfaktoren in z-Richtung. Es liegt die Vermutung nahe, dass sich die Klirrfaktoren am Rand der Plattform erhöhen. Die obere Platte hebt sich von den Versteifungen ab.

Die beiden weiteren Sensoren S10 und S11 auf der Plattform weisen dagegen geringe Klirrfaktoren auf. Als Ursache ist die relativ weite Entfernung der Sensoren zur nächsten Schraubenverbindung zu sehen. Schraubenverbindungen erzeugen meist zusätzliche Nichtlinearitäten. Zudem sind beide Sensoren mittig auf der Plattform platziert.

In der Abb. 4.2 ist das Leistungsspektrum für die vier Lager in x-Richtung dargestellt. Um die zusätzlichen Oberwellen vom Shaker zu unterbinden, wurde mit dem Shaker 2 bei einer Amplitude von 5 V angeregt. Bei der ersten Oberwelle ist für alle vier Lager eine Amplitudenerhöhung zu erkennen. Es sind deutliche Amplitudenerhöhungen bei der Anregungsfrequenz von 884 Hz zu erkennen. Die 2. Oberwelle bei 2652 Hz ist sehr dominant bei den Lagern 1 und 2. Das Lager 3 hat dort den geringsten Ausschlag. Bei der 3. und 4. Oberwelle zeigen erneut die Lager 1 und 2 die höchsten Amplitudenausschläge. Demnach sind die Lager 1 und 2 bei der Betriebsfrequenz von 884 Hz nichtlinear. Dagegen weist das Lager 4 eine bessere Linearität auf. Das linearste Verhalten konnte dem Lager 3 nachgewiesen werden. Ein ähnlicher Verlauf ist auch für die Anregung mit Shaker 1 erkennbar.

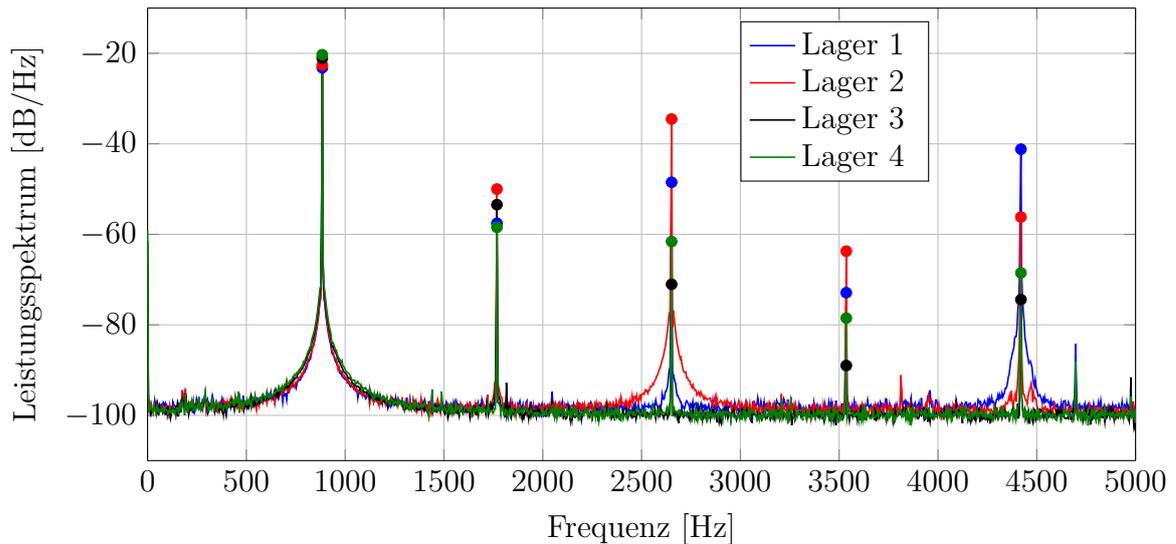


Abbildung 4.2: Leistungsspektrum der Referenz-PCU-Lagerung bei 884 Hz in x-Richtung

Ein weiteres Kriterium, wie eingangs bereits erwähnt, ist die Abhängigkeit von der Anregungsamplitude. Dazu ist in der Abb. 4.3 der Verlauf der Übertragungsfunktion H_2 des Lagers 1 in x-Richtung für verschiedene Anregungsamplituden (1 V; 2,5 V; 5 V) dargestellt. Die Anregung erfolgte mit dem Shaker 2.

Mit zunehmender Anregungsamplitude in das System verringert sich das Rauschen in der Übertragungsfunktion und der Signalrauschabstand wird größer, dies gilt für alle aufgenommenen Sensoren. Bei der Betriebsfrequenz von 884 Hz beträgt die Differenz zwischen schwächster und stärkster Anregung 12,7 dB. Für die erste Oberwelle bei 1768 Hz zeigt sich eine Differenz von 30 dB.

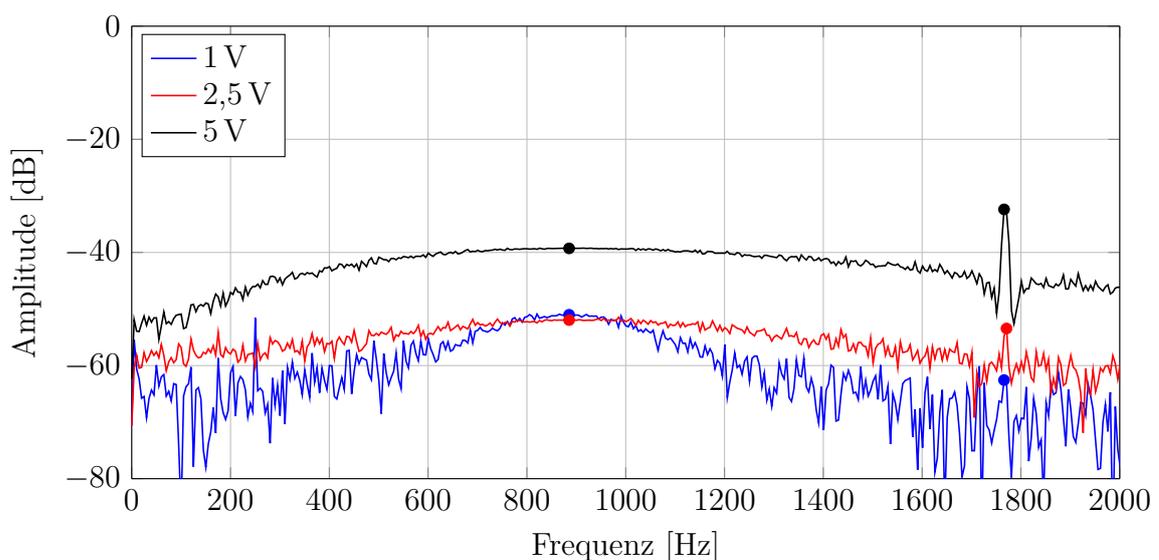


Abbildung 4.3: Übertragungsfunktion H_2 für verschiedene Anregungsamplituden für die Referenz-PCU-Lagerung, Lager 1 in x-Richtung

Das Systemverhalten vom Eingang zum Lager 1 in x-Richtung zeigt damit ein nichtlineares Verhalten auf. Gerade der Verlauf für die größte Anregung mit 5 V zeigt eine sehr starke Abweichung.

Für das Lager 2 in x-Richtung zeigen sich ähnliche Werte und Verläufe. Dagegen weisen Lager 3 und 4 nach diesem Auswertekriterium ein lineareres Verhalten auf. Bei gleichem Verlauf der Übertragungsfunktionen bei unterschiedlichen Anregungsamplituden wäre das System linear.

Ein nichtlineares Verhalten für die Lager 1 und 2 konnte durch alle Auswerteverfahren nachgewiesen werden, wohingegen für Lager 3 und 4 ein lineareres Verhalten aufgezeigt werden konnte.

4.1.2 Dynamisches Verhalten der Referenz-PCU-Lagerung

Zur Auswertung wird die Anregung durch beide Shaker mit Pseudorandom bei einer Anregungsamplitude von 7,5 V genutzt. Hier wird besonders viel Energie in das System eingebracht und es lassen sich so gut die Eigenfrequenzen in x-Richtung bestimmen. Der systematische Fehler durch den Shaker 1 tritt hier nicht auf, da bei der Anregung mittels Pseudorandom dieser nicht ermittelbar ist.

Dynamisches Verhalten der PCU mit Referenz-PCU-Lagerung

Zur Bestimmung der Eigenfrequenzen wird nachfolgend das Lager 1 ausgewertet. Dies zeigt deutliche Amplitudenerhöhungen für die meisten Eigenfrequenzen. Für die anderen drei Lager ergeben sich ähnliche Verläufe. In der Abb. 4.4 ist der Verlauf der Übertragungsfunktion H_1 für das Lager 1 in allen drei Raumrichtungen dargestellt.

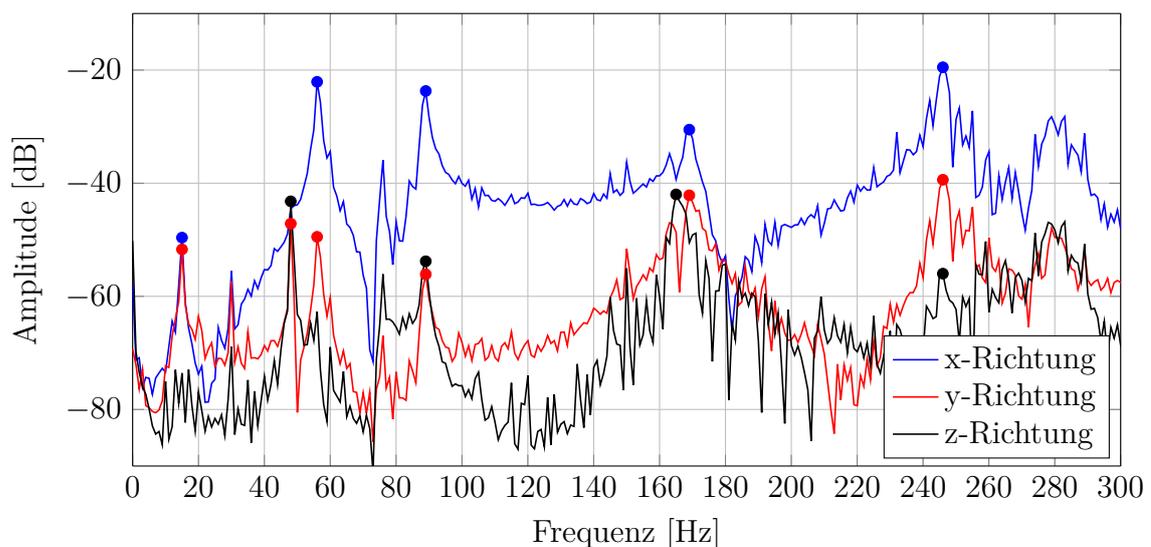


Abbildung 4.4: Übertragungsfunktion H_1 für Pseudorandom bei Referenz-PCU-Lagerung für Lager 1

Die erste Amplitudenerhöhung in x- und y-Richtung liegt bei 16 Hz, während in z-Richtung keine Erhöhung erkennbar ist. Die zweite bildet sich bei 48 Hz aus, aber nur für die y- und z-Richtung. In x-Richtung ist keine signifikante Erhöhung erkennbar. Die dritte Amplitudenerhöhung bei 56 Hz ist besonders deutlich in x-Richtung sichtbar. Eine weitere Amplitudenerhöhung ist für alle drei Richtungen bei ca. 89 Hz erkennbar.

Die nächste Erhöhung ist erst bei ca. 168 Hz ersichtlich. Die letzte deutlich erkennbare Amplitude liegt bei 246 Hz. Eine Auswertung über 300 Hz ist auf Grund von fehlenden Amplituden infolge des sehr starken Rauschens nicht sinnvoll.

4.2 Reduktion mit angebrachtem Tilger

Der im Abschnitt 3.1.2 vorgestellte Versuchsaufbau für die Tilgerapplikation wird nachfolgend ausgewertet. Die optimalen Eigenfrequenzen des Tilgers wurden, wie bereits erwähnt, mit Hilfe eines Impulshammers ermittelt.

Ob der Tilger das gleiche Verhalten beim Experiment aufweist, wird durch Anregung per Pseudorandom beider Shaker mit einer Spannung von 7,5 V untersucht. Die Anregung mit beiden Shakern entspricht am ehesten der Realität, da die PCU selbst zwei Motoren besitzt, welche die PCU in x-Richtung anregen. In der Abb. 4.5 ist der Amplituden- und Phasenverlauf für die beiden Tilgersensoren T1 und T2 dargestellt.

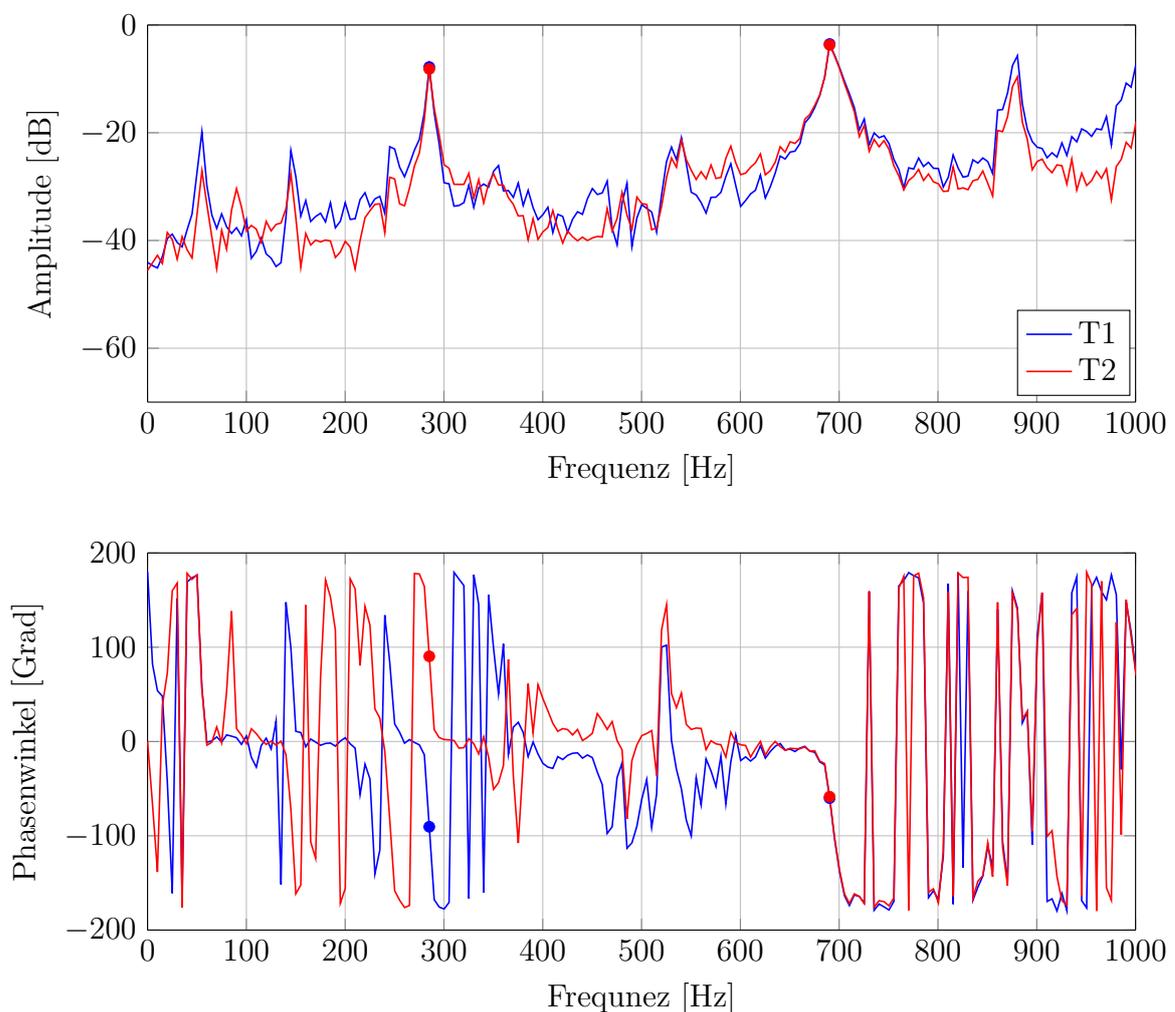


Abbildung 4.5: Amplitude und Phasenwinkel des Tilgers bei Pseudorandom

Die Amplitudenspitzen für die Eigenfrequenzen des Tilgers in x-Richtung sind bei 283 Hz und ca. 690 Hz deutlich erkennbar und sind damit identisch mit den Ergebnissen aus Abschnitt 3.1.2. Die genauen Zahlenwerte aus dem Versuch sind in der Tab. 4.1 aufgelistet.

Sensor	1. Eigenfrequenz [Hz]	Phase [Grad]	2. Eigenfrequenz [Hz]	Phase [Grad]
T1	283	-88	690	-54,7
T2	283	89	691	-57,3

Tabelle 4.1: Vergleich der Tilgereigenfrequenzen in x-Richtung bei Shakeranregung

Zur Auswertung wurde die Referenz-PCU-Lagerung mit und ohne Tilger bei 690 Hz harmonisch angeregt. Die Eingangsspannung für die beiden Shaker beträgt 7,5 V. In der Tab. 4.2 sind die Werte für die Übertragungsfunktion bei 690 Hz mit und ohne Tilger gegenübergestellt. Im Lager 2 und 4 entsteht durch die Tilgerapplikation eine Reduktion von -2,1 dB bzw. -3,6 dB. Demgegenüber kommt es zu einer leichten Erhöhung in den Lagern 1 und 3. Es entstehen nur lokale Reduktionen. Eine gewünschte globale Reduktion in allen vier Lagern ist mit dem Tilger nicht nachweisbar.

Für den Sensor 11 ist eine Reduktion von -2,6 dB erkennbar, während der Sensor 10 eine Erhöhung aufweist. Beide Sensoren sind, wie bereits erwähnt, auf der Plattform appliziert. Der Sensor 9, welcher am Rand der Plattform appliziert ist, zeigt eine Erhöhung von 4,6 dB. Die Aussagekraft dieses Sensors ist auf Grund seiner Platzierung am Rand der Plattformplatte grundsätzlich in Frage zu stellen.

Auch auf der Plattform ist damit keine globale Reduktion der Erregung feststellbar. Die Sensoren auf der PCU zeigen keine besonderen Auffälligkeiten.

Sensornummer	ohne Tilger [dB]	mit Tilger [dB]	Reduktion [dB]
S1	-45,6	-45,1	0,5
S2	-45,7	-47,8	-2,1
S3	-46,6	-45,6	1,0
S4	-46,2	-49,8	-3,6
S9	-46,6	-42,0	4,6
S10	-45,5	-44,5	1,0
S11	-44,8	-47,4	-2,6

Tabelle 4.2: Reduktion in x-Richtung mit Hilfe des Tilgers

In der Abb. 4.6 ist die Übertragungsfunktion H_2 für das Lager 1 in x-Richtung bei der Anregung durch Shaker 1 mit und ohne Tilger dargestellt. Bei der Tilgungsfrequenz von 690 Hz ist eine Reduktion von 8,6 dB nachweisbar. Diese Reduktion kann in den anderen drei Lagern nicht nachgewiesen werden.

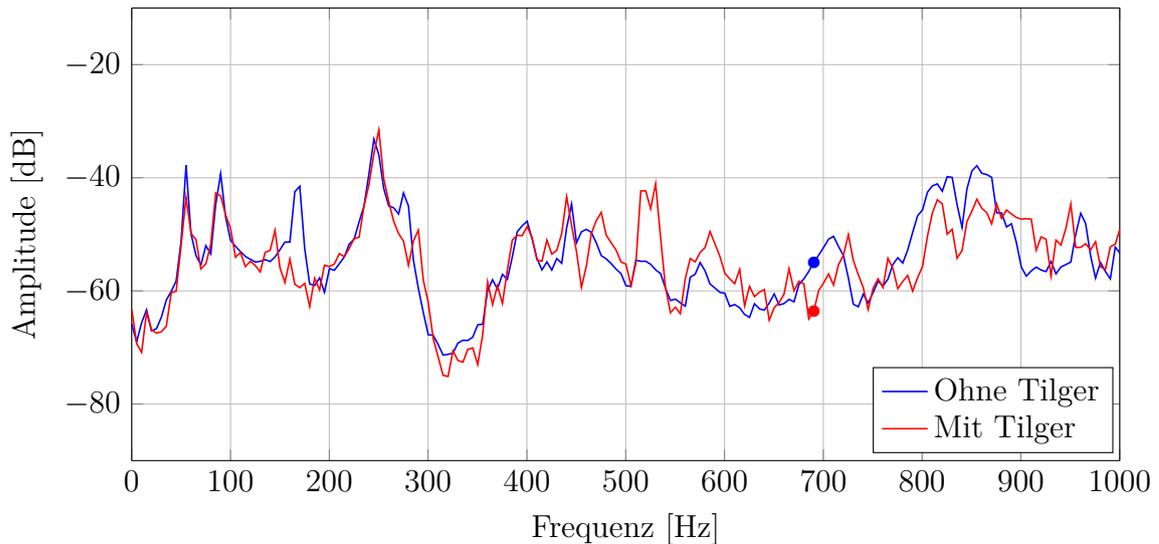


Abbildung 4.6: Vergleich mit und ohne Tilger: Übertragungsfunktion H_2 für Pseudorandom am Lager 1 in x-Richtung

Der Tilger hat keinen signifikanten Einfluss auf die PCU bei der Erregerfrequenz von 690 Hz. Der in der Simulation berechnete Tilgungsgrad von 41 % kann in diesem Experiment nicht nachgewiesen werden. Grund hierfür kann die Wahl des Befestigungspunktes für den Tilger sein. Zwei M8-Zylinderkopfschrauben sollen den Tilger mit einer Masse von 3,5 kg an der PCU befestigen. In der FEM-Simulation wurde die Einspannung als Verbundkontakt angenommen. Damit ist das simulierte Verhalten des Tilgers wesentlich steifer als in der Realität. Zudem kann die Kraftanregung durch die Shaker zu gering sein, um den Tilger ausreichend anzuregen. Es wurde bereits die größtmögliche Anregungsamplitude von 5 V bei tonaler Anregung (690 Hz) gewählt. Der Tilger hat keinen Einfluss auf die Lager in y- und z-Richtung.

4.3 Auswertung der modifizierten PCU-Lagerung

Zunächst wird im ersten Unterabschnitt die Linearität der modifizierten PCU-Lagerung analysiert und mit der Referenz-PCU-Lagerung verglichen. Dazu werden zunächst die Klirrfaktoren und die Oberwellen analysiert sowie der Verlauf der Übertragungsfunktion bei unterschiedlichen Anregungsamplituden ausgewertet. Im zweiten Unterabschnitt wird die Reduktion der modifizierten PCU-Lagerung gegenüber der Referenz-PCU-Lagerung nachgewiesen.

4.3.1 Linearität der modifizierten PCU-Lagerung

Die vereinfachte PCU mit der modifizierten Lagerung wurde ebenfalls entsprechend der Testmatrix bei 884 Hz mit unterschiedlichen Anregungskonfigurationen angeregt. Die dazu berechneten Klirrfaktoren sind in der Tab. A-6 im Anhang aufgelistet. Die Klirrfaktoren der vier Lager bei unterschiedlichen Anregungsspannungen sind in der Abb. 4.7 dargestellt.

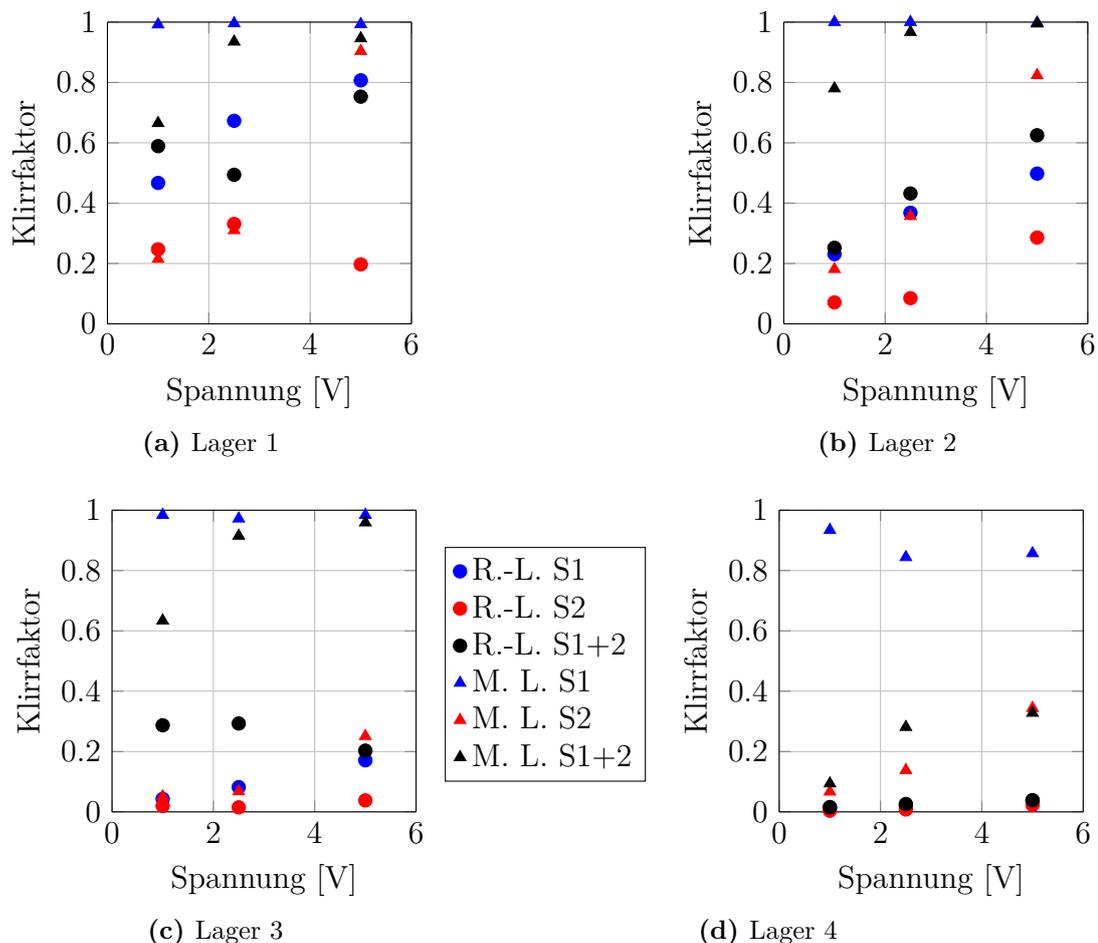


Abbildung 4.7: Vergleich der Klirrfaktoren für modifizierte (M.L.) und Referenz-PCU-Lagerung (R.-L.) in x-Richtung

Für einen besseren Vergleich sind auch die Klirrfaktoren für die Referenz-PCU-Lagerung mit dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Nichtlinearität aller vier Lager in x-Richtung noch weiter erhöht wurde. Die Klirrfaktoren haben sich teilweise verdreifacht auf bis zu 0,907 für das Lager 1 in x-Richtung. Lager 1 und 2 sind sehr stark nichtlinear. Allerdings kann dafür eine Erhöhung der Linearität der Lager in z-Richtung festgestellt werden. Die drei Sensoren auf der Plattform zeigen bei hohen Anregungsamplituden hohe Klirrfaktoren.

Die Sensoren S5, S6 und S8 auf der PCU besitzen geringere Klirrfaktoren als beim Versuchsaufbau mit der Referenz-PCU-Lagerung. Der Versuchsaufbau ist durch die modifizierte Lagerung in x-Richtung nichtlinearer geworden, während in z-Richtung die Linearität zugenommen hat.

In der Abb. 4.8 sind die Leistungsspektren für die vier Lager in x-Richtung dargestellt. Die Anregung erfolgte zur besseren Vergleichbarkeit zur Abb. 4.2 mit dem Shaker 2 bei 5 V. Die ersten beiden Oberwellen zeigen für alle vier Lager eine deutliche Überhöhung. Die 3. und 4. Oberwelle sind für alle vier Lager weniger stark ausgeprägt als die 1. und 2. Oberwelle.

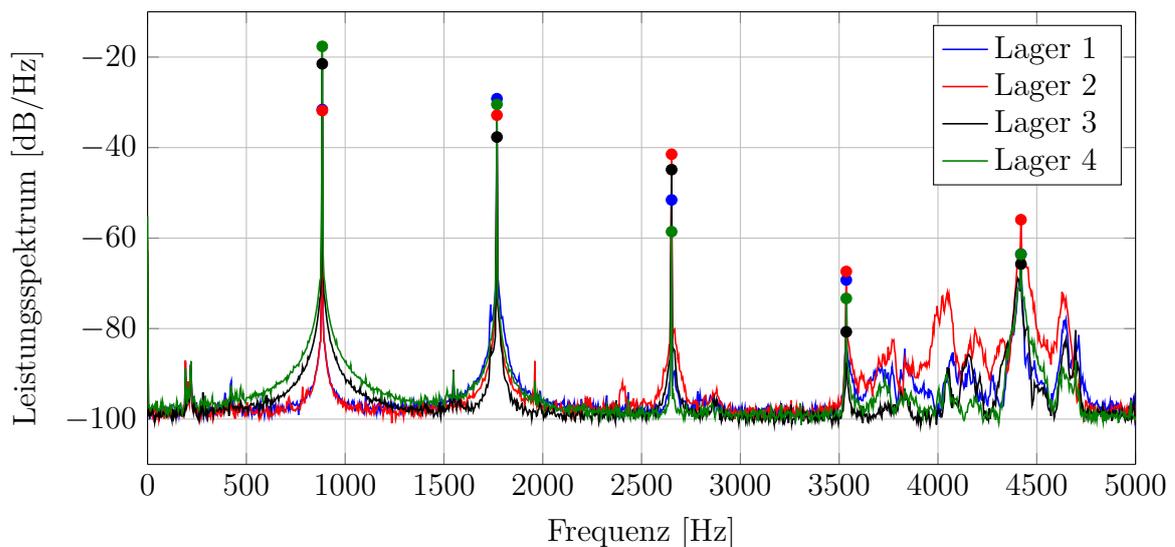


Abbildung 4.8: Leistungsspektrum der modifizierten PCU-Lagerung bei 884 Hz in x-Richtung

Zum Vergleich der unterschiedlichen Anregungsamplituden dient die Abb. 4.9. Demnach ist die maximale Amplitudendifferenz 11,1 dB bei der Betriebsfrequenz von 884 Hz. Nach dem Kriterium der unterschiedlichen Anregungsamplituden ist die Linearität für die modifizierte PCU-Lagerung ebenfalls geringer als für die Referenz-PCU-Lagerung.

Die Anregung der PCU erfolgte ebenfalls erneut über den Shaker 2 bei 5 V.

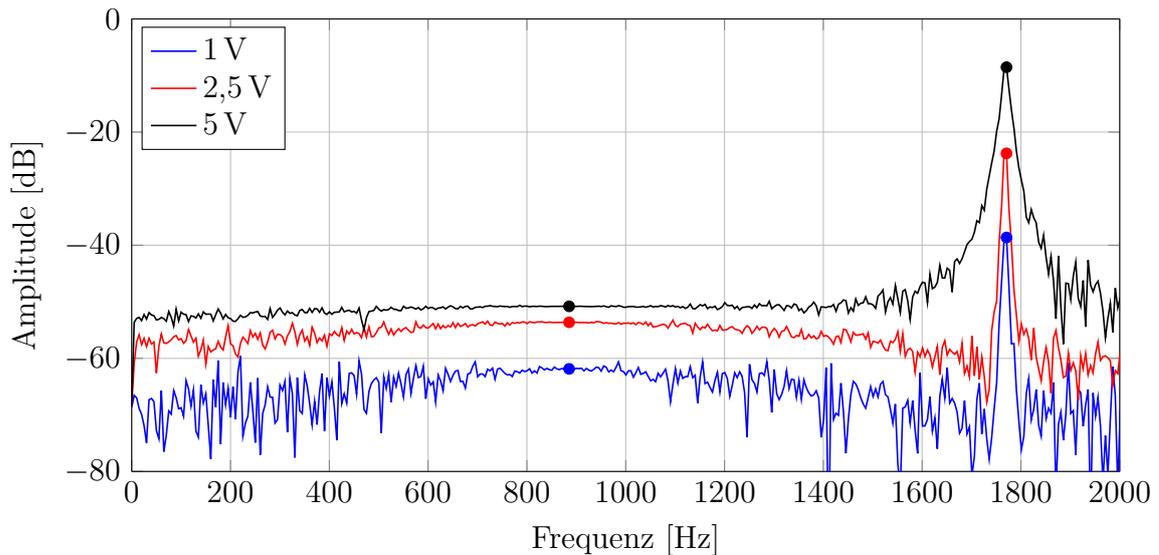


Abbildung 4.9: Übertragungsfunktion H_2 für verschiedene Anregungsamplituden für die modifizierte PCU-Lagerung, Lager 1 in x-Richtung

Dadurch, dass alle vier Lager gleich aufgebaut sind, zeigen auch alle vier Lager ein ähnliches Verhalten bezüglich der Linearität. Sowohl nach dem Auswertekriterium der Klirrfaktoren als auch nach den unterschiedlichen Anregungsamplituden, weist die modifizierte PCU-Lagerung eine noch höhere Nichtlinearität auf als die Referenz-PCU-Lagerung. Dies kann vor allem für die spätere Anwendung der Feed-Forward Steuerung zum Problem werden.

4.3.2 Reduktion mit der modifizierten PCU-Lagerung

Nachfolgend wird die Reduktionsmöglichkeit durch den Einsatz der modifizierten PCU-Lagerung untersucht. Der Versuchsaufbau wurde bereits im Abschnitt 3.1.3 erläutert.

In der Abb. 4.10 ist die Übertragungsfunktion H_2 für das Lager 1 in x-Richtung dargestellt. Die blaue Linie repräsentiert dabei den Verlauf der Referenz-PCU-Lagerung und die rote zeigt das Übertragungsverhalten für die modifizierte Lagerung.

Es ist eine deutliche Reduktion von -8,0 dB bei 884 Hz zu erkennen. Für die Lager 2 und 3 zeigt sich in x-Richtung ein ähnlicher Verlauf. Das Lager 4 weist eine Erhöhung bei der Betriebsfrequenz 884 Hz von 1,4 dB auf.

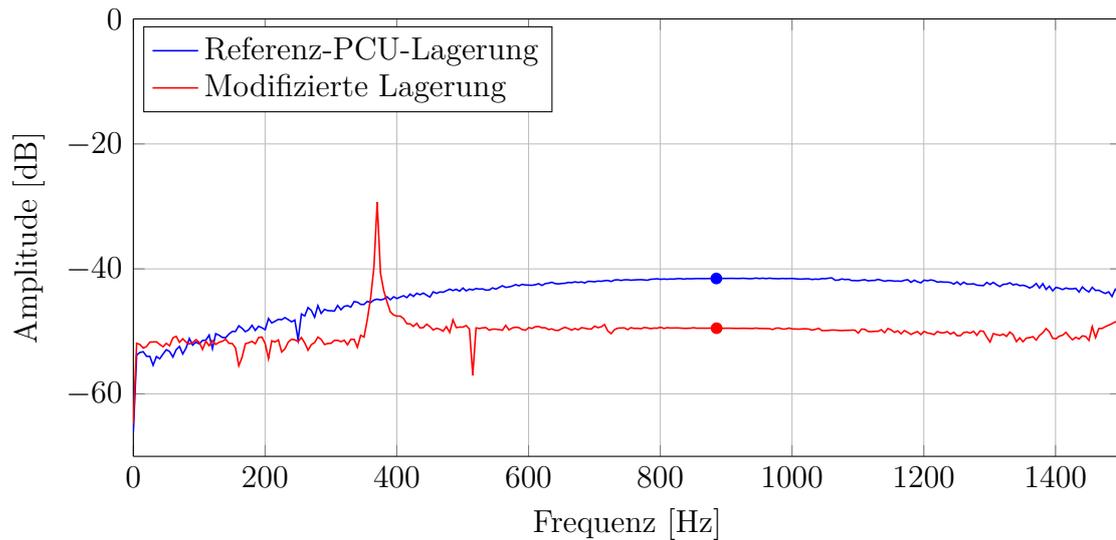


Abbildung 4.10: Übertragungsfunktion H_2 für Pseudorandom mit modifizierter PCU-Lagerung für Lager 1 in x-Richtung

In der Tab. 4.3 sind die Werte für die Referenz- und die modifizierte PCU-Lagerung bei tonaler Anregung gegenübergestellt.

Sensornummer	Referenz-PCU-Lagerung [dB]	Modifizierte Lagerung [dB]	Reduktion [dB]
S1	-41,5	-49,5	-8,0
S2	-49,0	-54,2	-5,2
S3	-42,1	-48,2	-6,1
S4	-37,5	-36,1	1,4
S9	-36,2	-37,5	-1,3
S10	-34,3	-42,7	-8,4
S11	-37,2	-42,9	-5,7

Tabelle 4.3: Reduktion mit modifizierter PCU-Lagerung in x-Richtung bei tonaler Anregung von 884 Hz

Es ist eine deutliche Reduktion in Lager 1, 2 und 3 in x-Richtung feststellbar. In y-Richtung ist eine Reduktion für die Lager 1, 2 und 4 von bis zu 10 dB nachweisbar. Am Lager 3 ist weder eine Reduktion noch eine Erhöhung feststellbar. Grund für die nicht vorhandene Reduktion in x- und y-Richtung für Lager 3 kann die Funktion des Lagers als Loslager sein. Ein weiterer Grund ist der erhöhte Energieeintrag über das Lager 3 gegenüber den anderen drei Lagern bei der modifizierten PCU-Lagerung.

Durch die steifen Lagerbänke in y-Richtung ist eigentlich eine Erhöhung in y-Richtung für alle Lager zu erwarten. Die neuen Laschen für die Bolzenverbindung mit der PCU sind aber sehr elastisch in y-Richtung. Daher lässt sich die Reduktion erklären.

Die Sensoren S10 und S11 zeigen ebenfalls eine deutliche Reduktion wie in der Tabelle dargestellt. Der Verlauf der Übertragungsfunktionen für die Referenz- und die modifizierte PCU-Lagerung am Sensor S10 in x-Richtung ist in der Abb. 4.11 dargestellt. Die Reduktion von -8,4 dB ist deutlich bei der Betriebsfrequenz von 884 Hz erkennbar.

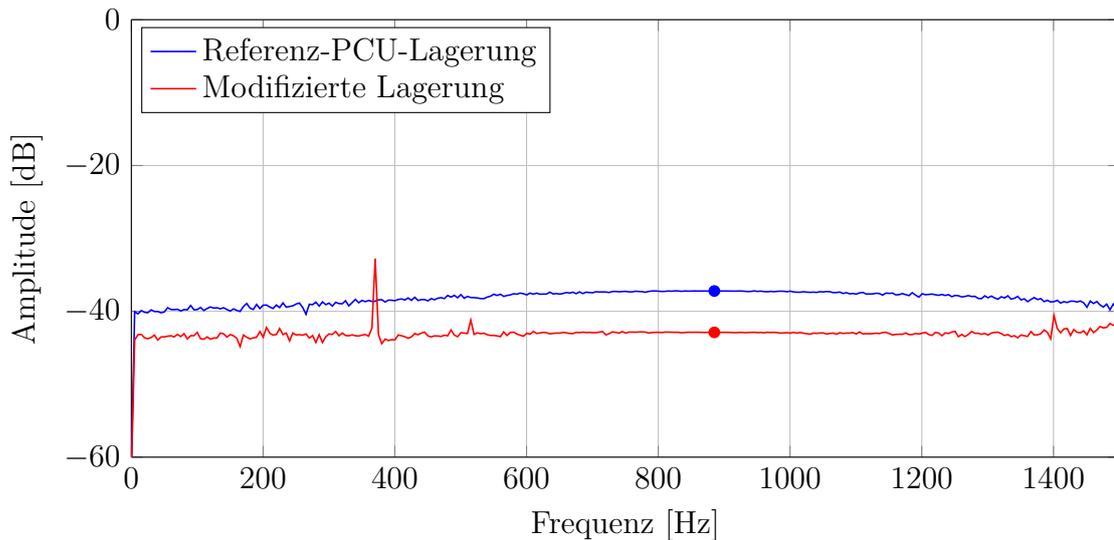


Abbildung 4.11: Übertragungsfunktion H_2 für Pseudorandom mit modifizierter PCU-Lagerung für Sensor S10 in x-Richtung

Während in x- und y-Richtung überwiegend eine Reduktion ermittelbar ist, kommt es in z-Richtung zu einer Erhöhung. In der Abb.4.12 ist der Verlauf der Übertragungsfunktionen H_2 für das Lager 4 in z-Richtung abgebildet.

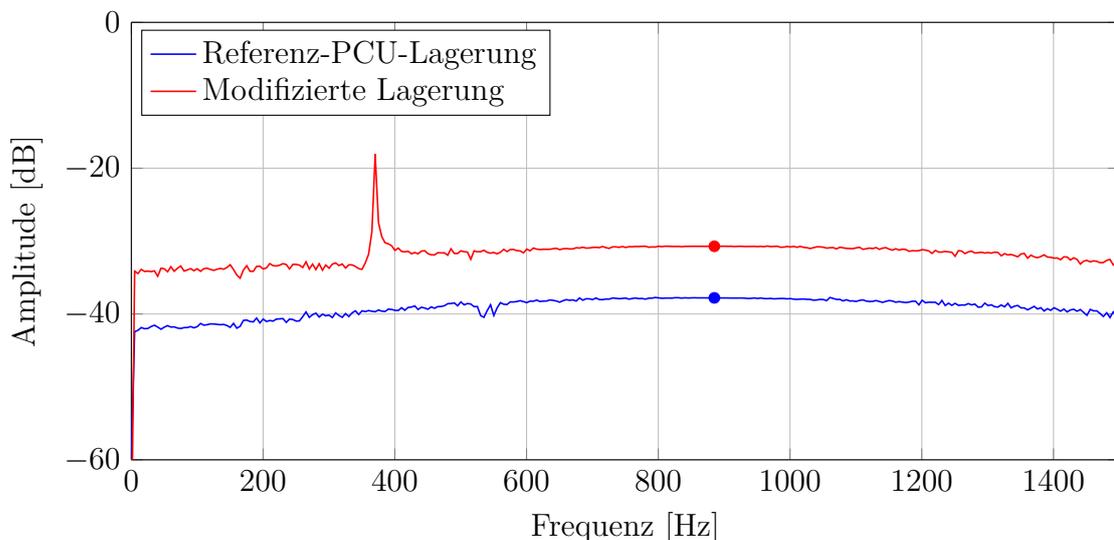


Abbildung 4.12: Übertragungsfunktion H_2 für Pseudorandom mit modifizierter PCU-Lagerung für Lager 4 in z-Richtung

Es zeigt sich eine deutliche Erhöhung von 7,1 dB bei 884 Hz. Es wird somit mehr Energie in z-Richtung übertragen. Diese Energie bzw. Schwingung kann dadurch in den Passagierraum gelangen und den Flugkomfort durch zusätzlichen Lärmeintrag senken. In der Tab. 4.4 sind die Erhöhungen in z-Richtung dargestellt.

Sensornummer	Referenz-PCU-Lagerung [dB]	Modifizierte Lagerung [dB]	Reduktion [dB]
S1	-34,5	-44,6	-10,1
S2	-53,2	-43,4	9,8
S3	-35,5	-30,8	4,7
S4	-37,8	-30,7	7,1
S9	-37,1	-20,4	16,7

Tabelle 4.4: Reduktion mit modifizierter PCU-Lagerung in z-Richtung bei 884 Hz

Das Sensor S1 für das Lager 1 zeigt als einziger Sensor eine Reduktion in z-Richtung. Aus weiteren Ergebnissen geht hervor, dass bei der Anregung mit Shaker 1 eine Erhöhung in z-Richtung in allen 4 Lagern erfolgt.

Damit ist der Nachweis der Reduktion in x-Richtung durch den Einsatz der modifizierten PCU-Lagerung erbracht. Es konnte eine Reduktion mit Ausnahme des Lagers 3 von bis zu -8 dB in x-Richtung und von -10 dB in y-Richtung nachgewiesen werden. Zusätzlich wird mehr Energie in z-Richtung in die Flugzeugstruktur eingebracht. Welche Folgen die beiden negativen Aspekte haben, gilt es zukünftig auf dem Versuchsstand mit dem Höhenantriebssystem zu überprüfen.

4.4 Auswertung mit Feed-Forward Steuerung

Die Zeitvarianz für die Primärstrecke von ca. ± 12 dB wurde bereits ermittelt. Im Unterabschnitt 4.4.1 wird die Zeitvarianz der Sekundärstrecke ermittelt, um die Anwendung der Feed-Forward Steuerung sicherzustellen. Zudem wird die Linearität der Sekundärstrecke im Unterabschnitt 4.4.2 untersucht. Die Primärstrecke wurde bereits als nichtlinear eingestuft. Im letzten Unterabschnitt werden die Reduktionsmöglichkeiten durch den zusätzlichen Einsatz der Feed-Forward Steuerung ausgewertet.

4.4.1 Untersuchung der Zeitvarianz der Sekundärstrecke

Zur Bestimmung der Zeitinvarianz wird nachfolgend nur die Sekundärstrecke näher untersucht. Die schwache Zeitinvarianz für die Sekundärstrecke ist für die gezeigte Vertauschung des Optimalfilters und der Sekundärstrecke notwendig, wie in Abschnitt 3.1.4 erläutert. Es gibt 16 Sekundärstrecken, da von jedem Aktuator eine Übertragung auf einen der vier Sensoren stattfinden kann. Für alle Experimente mit der Feed-Forward Steuerung wird für die Piezoaktuatoren ein Ladungsverstärker mit dem Faktor 200 genutzt.

Die Sekundärstrecke vom Aktor 3 zum Lagersensor (x-Richtung) wird nachfolgend als Beispiel dargestellt. Es wurden fünf Messungen mit gleichen Anregungsparametern (0,5 V) durchgeführt und der Amplituden- und Phasenverlauf ist in der Abb. 4.13 in Form eines Bode-Diagramms dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass der rote und der grüne Kurvenverlauf (Messung 3 und 4) zwischen 880 Hz und 890 Hz einen deutlichen Knick aufweist.

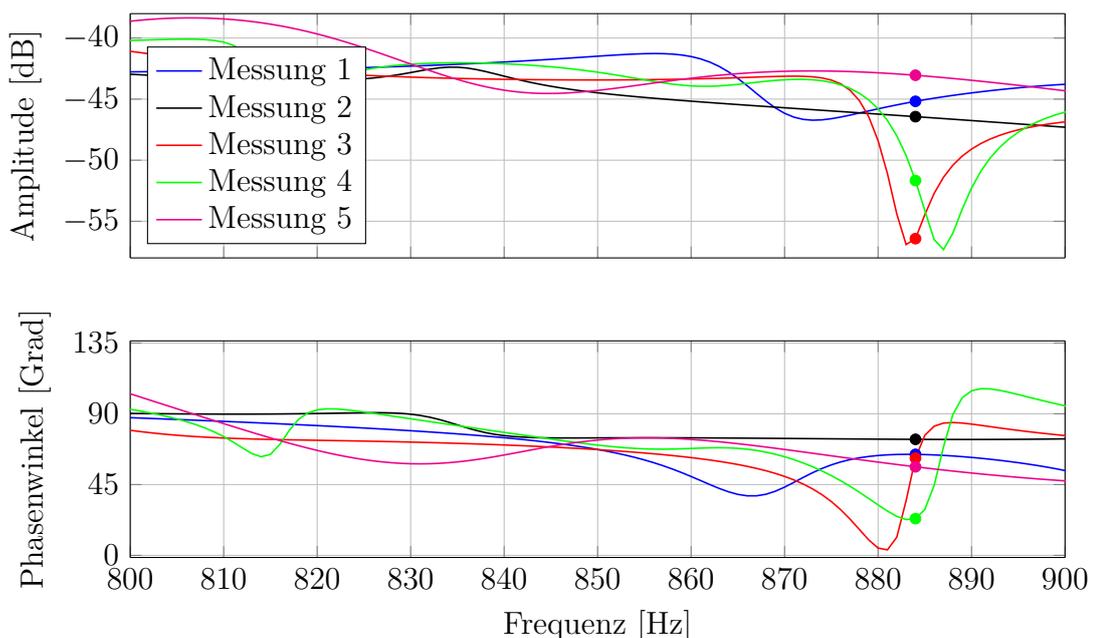


Abbildung 4.13: Bodediagramm zum Nachweis der Zeitinvarianz

Die genauen Werte für die Anregung bei der Betriebsfrequenz von 884 Hz und die maximale Differenz zwischen den Werten sind in der Tab. A-3 im Anhang nochmals genau aufgelistet. Bei der zu untersuchenden Frequenz von 884 Hz zeigt sich ein maximaler Amplitudenunterschied von 13,4 dB. Der Phasenunterschied ist jedoch für den Nachweis einer schwachen Zeitinvarianz bedeutender als der Amplitudenverlauf.

Die maximale Abweichung zwischen den Phasen beträgt 50 Grad. Unter der Annahme, dass der Mittelwert für die Auslegung der Feed-Forward Steuerung verwendet wird, ergibt sich eine Abweichung der Phase von bis zu 25 Grad. Die Zeitvarianz der Phase von bis zu ± 25 Grad führt zu einer Senkung der möglichen Reduktion durch die Feed-Forward Steuerung.

Am Besten verdeutlicht dies die Abb. 4.14. Im linken Diagramm ist die Reduktion einer Sinusschwingung bei 0 Grad Phasenverschiebung dargestellt. Die blaue Linie ist dabei die unerwünschte Schwingung in Form eines Sinussignals.

Um eine maximale Reduktion zu erreichen, wird eine gegenphasige Schwingung erzeugt, welche rot dargestellt ist. Im Idealfall, d.h. bei gleicher Amplitude und einem Phasenunterschied von 180 Grad, wird die unerwünschte Schwingung eliminiert und das Ergebnis ist der Verlauf der schwarzen Linie.

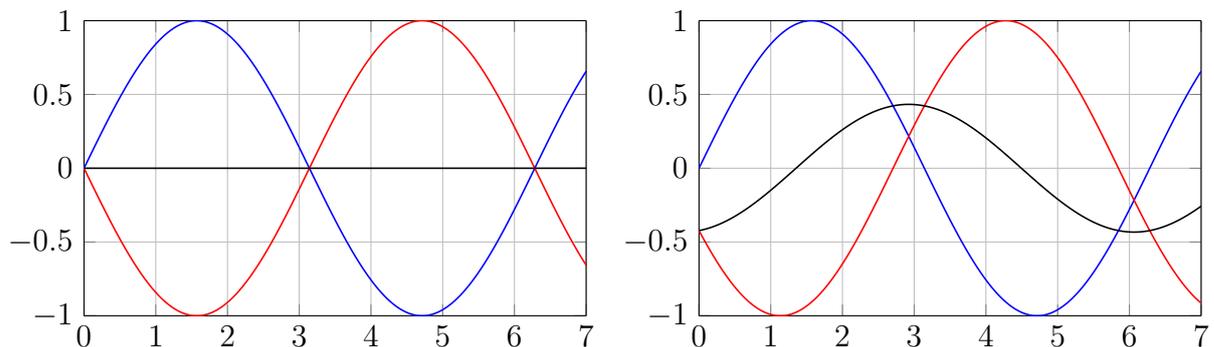


Abbildung 4.14: Einfluss der Phasenverschiebung auf die Schwingungsreduktion

Kommt es nun durch die Zeitvarianz des Systems zu einer Phasenverschiebung, wie sie z.B. im rechten Diagramm in der Abbildung dargestellt ist, so sind die erwünschte Schwingung (blaue Linie) und die Gegenschwingung (rote Linie) nicht mehr ideal gegenphasig, sondern um $+25$ Grad verschoben. Die daraus resultierende Schwingung ist nur leicht reduziert. Damit kann die maximale Schwingungsreduktion durch eine Feed-Forward Steuerung nicht erreicht werden. In dem konkreten Beispiel mit 25 Grad Phasenverschiebung kann so nur eine Reduktion von ca. 56 % erreicht werden. Dagegen kann ohne zusätzliche Phasenverschiebung eine Reduktion von bis zu 100 % erreicht werden.

Mit Hilfe von nichtlinearen Filtern können auch nichtlineare Systeme aktiv gesteuert werden. In Anbetracht der begrenzten Zeit und der erhöhten Komplexität von nichtlinearen Filtern konnte eine solche Erprobung nachfolgend nicht durchgeführt werden.

4.4.2 Charakterisierung der Linearität der Sekundärstrecke

In dem vorherigen Abschnitt 4.3.1 wurde bereits die Nichtlinearität der Primärstrecke für alle vier Lager nachgewiesen. Demnach ist die Linearität als sehr schwach einzustufen, was bei der Feed-Forward Steuerung zu einem Fehler führen kann.

Für die Bestimmung der Linearität der Sekundärstrecke wurden die Aktuatoren mit unterschiedlichen Spannungen versorgt. Der Verlauf der Amplituden und der Phasen ist im Bodediagramm in der Abb. 4.15 dargestellt.

Die maximale Amplitudendifferenz ist 12,3 dB und damit ein wenig geringer als bei den Messungen zur Zeitinvarianz. Der maximale Phasenunterschied beträgt $80,7^\circ$. Die ermittelten Werte sind sehr hoch und in Anbetracht des kurzen Übertragungswegs liegt auch für die Sekundärstrecke ein nichtlineares Übertragungsverhalten vor. Die exakten Werte für die Messungen zum Nachweis der Linearität sind im Anhang in der Tab. A-4 zu finden.

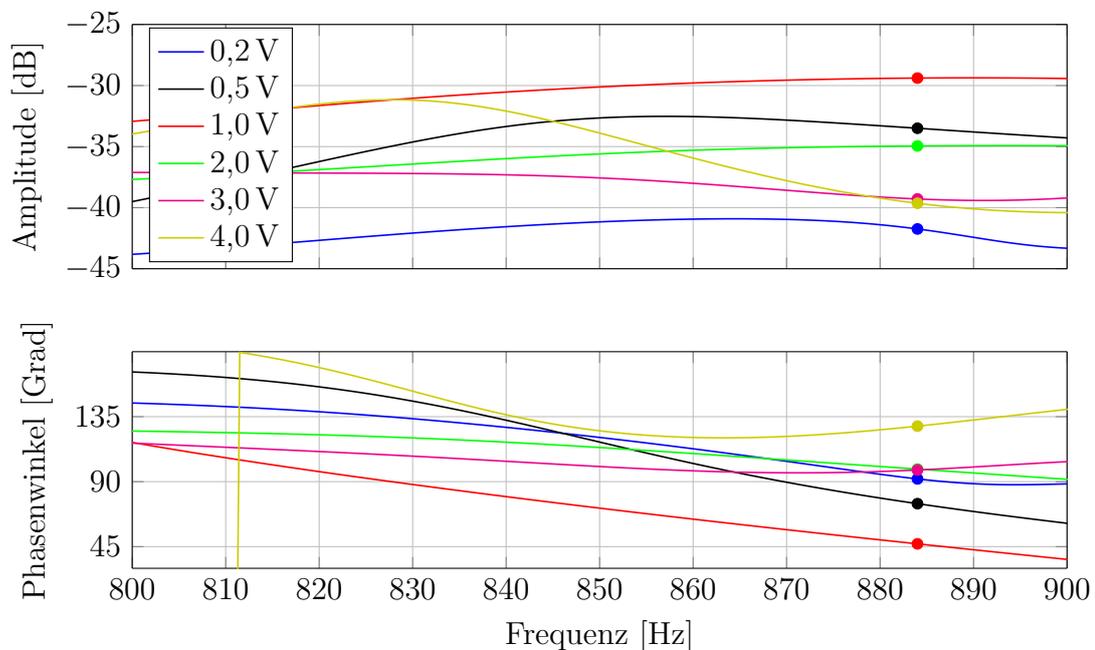


Abbildung 4.15: Bodediagramm für unterschiedliche Anregungsamplituden

Die Nichtlinearität der Primär- und der Sekundärstrecke sind damit mögliche Fehlerquellen für die Feed-Forward Steuerung. Durch Verwendung einer geringen Anregungsamplitude kann die Nichtlinearität des Systems reduziert werden. Mit einer stärkeren Anregung wird das System, wie bereits bekannt zunehmend nichtlinearer.

4.4.3 Reduktion mit der Feed-Forward Steuerung

Nachdem die modifizierte PCU-Lagerung eine nachweisliche Reduktion in x-Richtung erreichen kann, wird nun der zusätzliche Einfluss der Feed-Forward Steuerung untersucht.

Für die ersten Untersuchungen wird die PCU mit dem Shaker 1 mit der Betriebsfrequenz von 884 Hz (Sinus) angeregt. Das Lager 3 zeigte bei den Linearitätsuntersuchungen für die Primärstrecke die beste Linearität, deshalb wird diese Lager genutzt, um die Reduktion an einem Lager zu überprüfen. Es konnte eine Reduktion für das Lager 3 von bis zu -14 dB/Hz nachgewiesen werden. Es zeigt sich aber deutlich, dass hohe Reduktionen nur für kleine Anregungsamplituden erreichbar sind.

Nach ersten Erfolgen für das Lager 3 wurden alle vier Lager gleichzeitig aktiv gesteuert. Zur Auswertung werden alle Reduktionen der vier Lager gemittelt. In der Tab. 4.5 ist für verschiedene Aktuator- und Shaker-Anregungsamplituden die ermittelte jeweilige Reduktion dargestellt. Zur Auswertung wird nicht die Übertragungsfunktion verwendet, sondern das Leistungsspektrum. Der Shaker regt, wie bereits erwähnt, die Primärstrecke an und die Aktuatoren die Sekundärstrecke.

Es ist deutlich sichtbar, dass eine hohe Reduktion von $-14,3\text{ dB/Hz}$ nur bei kleinen Anregungsamplituden erreicht wird. Je stärker die Anregung, desto nichtlinearer wird das System und die Feed-Forward Steuerung ist nicht mehr in der Lage eine hohe Reduktion zu erreichen.

Spannung		ohne Feed-Forward Steuerung [dB/Hz]	mit Feed-Forward Steuerung [dB/Hz]	Reduktion [dB/Hz]
Aktuator [V]	Shaker [V]			
0,5	0,8	-65,6	-80,1	-14,5
0,5	1	-58,7	-67,9	-9,2
1	6	-55,7	-57,5	-1,8

Tabelle 4.5: Reduktion durch Feed-Forward Steuerung für unterschiedliche Anregungsgrößen der Übertragungspfade

Eine geringe Reduktion von $-1,8\text{ dB/Hz}$ wird bei der Shaker-Anregungsamplitude von 6 V erreicht. Diese Reduktion ist in der Abb. 4.17 dargestellt.

Die rote Linie entspricht dem Verlauf des Leistungsspektrums ohne Feed-Forward Steuerung. Die schwarze Linie zeigt den vorhergesagten Verlauf des Leistungsspektrums durch die Feed-Forward Steuerung. Der tatsächliche Verlauf des Leistungsspektrums wird durch die grüne Linie repräsentiert. Zur besseren Veranschaulichung sind die Amplitudenspitzen bei 884 Hz durch Markierungen hervorgehoben. Die Farben und deren Bedeutung werden für die nachfolgenden Diagramme übernommen.

Es ist deutlich zu erkennen, dass es einen großen Unterschied zwischen der Vorhersage und der tatsächlichen Reduktion gibt. Dies kann erneut auf die Nichtlinearität des Systems zurückgeführt werden. Der ausgelegte lineare Filter ist in der Lage, ein lineares System optimal zu steuern. Für ein nichtlineares System müsste zur optimalen Reduktion ein nichtlinearer Filter eingesetzt werden. Der damit verbundene Aufwand übersteigt den

Rahmen dieser Arbeit. Daher wurde festgelegt, dass für die weiteren Untersuchungen der lineare Filter verwendet wird.

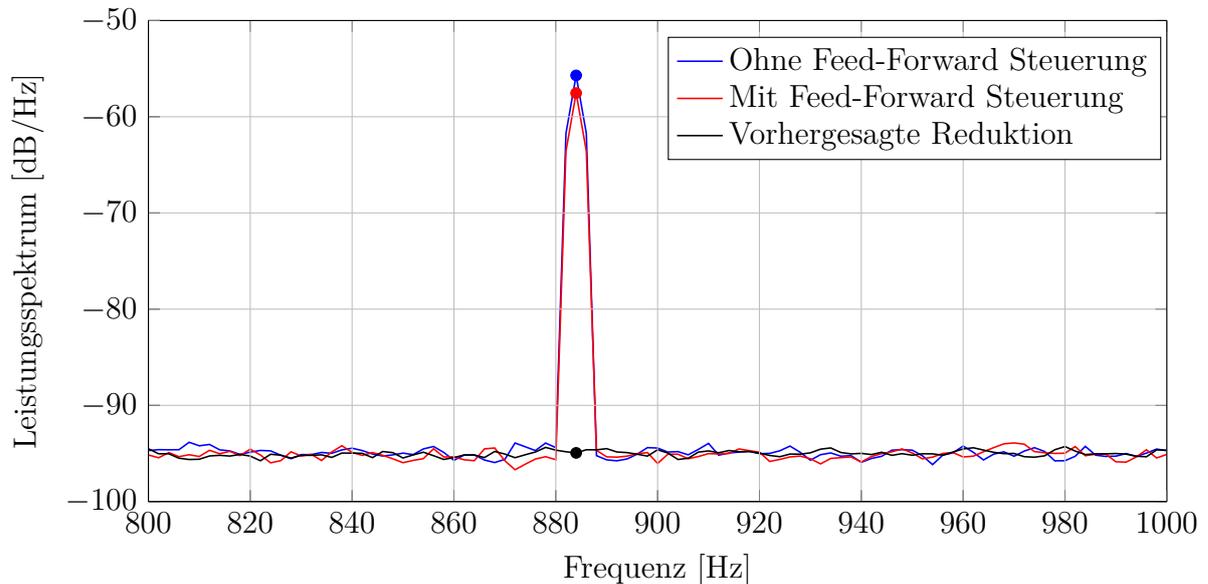


Abbildung 4.16: Gemittelte Reduktion für alle Lager in x-Richtung bei hohen Amplituden

Nachfolgend wird bei den Versuchen der Aktuator mit einer Eingangsspannung mit 0,5 V versorgt. Der Shaker erhält als Eingangssignal 0,8 V. Alle beiden Werte wurden aus der ersten Zeile von Tab. 4.5 entnommen.

In der Abb. 4.17 ist die Reduktion für alle vier Lager in x-Richtung für eine schwache Anregung dargestellt.

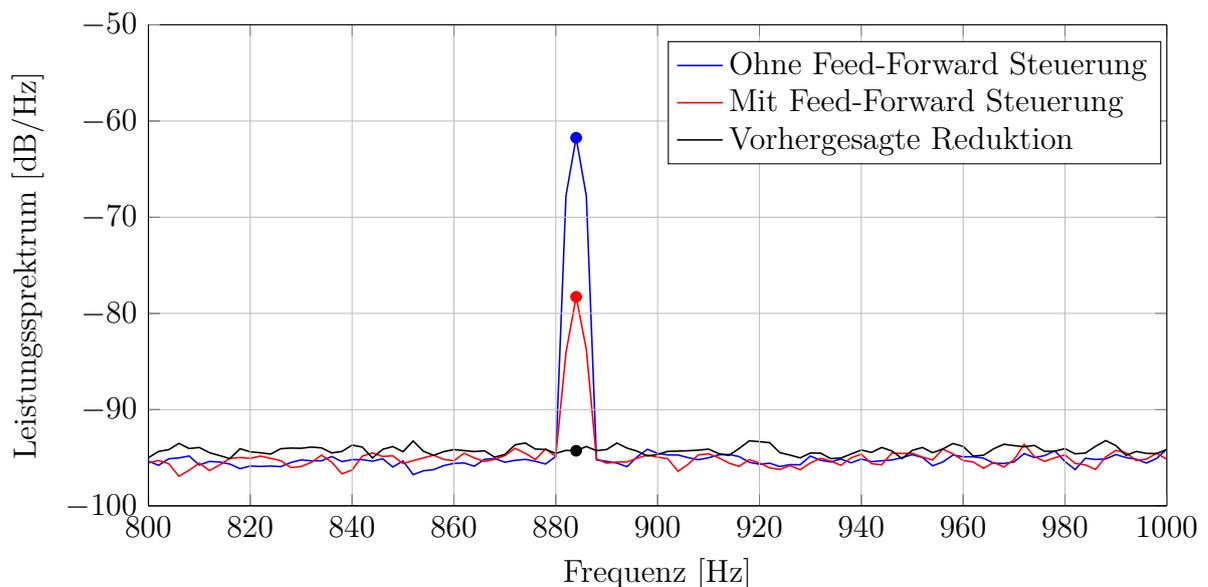


Abbildung 4.17: Gemittelte Reduktion für alle Lager in x-Richtung bei geringen Amplituden

Es zeigt sich eine Reduktion von $-17,1$ dB/Hz. Wenn die Referenz-PCU ein lineares Übertragungsverhalten aufweist, so kann diese Reduktion noch deutlich höher ausfallen. Bis hierhin wurde ausschließlich eine aktive Steuerung in x-Richtung durchgeführt. Durch die modifizierte PCU-Lagerung wird, wie im vorherigen Abschnitt 4.3.2 dargelegt, mehr Energie in die z-Richtung eingebracht. Daher ist es sinnvoll, die Lager auch in z-Richtung aktiv zu steuern. In der Abb. 4.18 ist der Verlauf der Leistungsspektren für eine aktive Regelung in z-Richtung für aller vier Lager dargestellt. Es ist eine Reduktion von $-12,1$ dB/Hz in z-Richtung messbar.

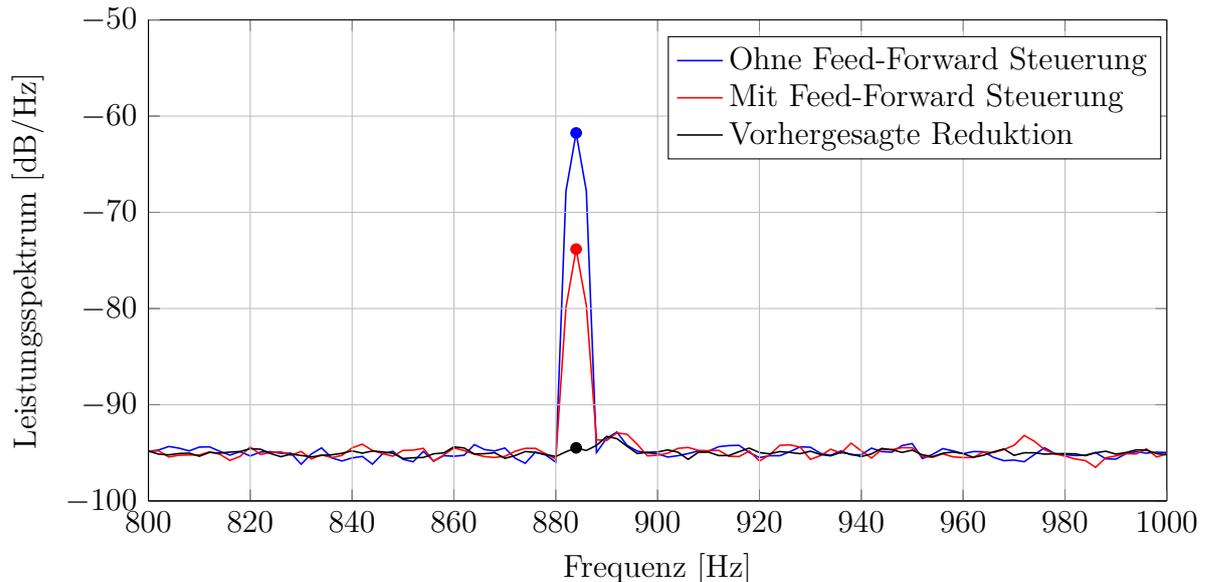


Abbildung 4.18: Gemittelte Reduktion in z-Richtung

Auch hier wurde nur eine gute Reduktion von $-10,3$ dB/Hz bei geringer Anregungsamplitude erreicht. In der Abb. 4.19 ist das Leistungsspektrum für eine aktive Reduktion in x- und z-Richtung bei einer gleichzeitigen Anregung bei 884 Hz und bei 1768 Hz dargestellt. Es ist bei beiden Frequenzen eine Reduktion feststellbar. Bei 884 Hz beträgt die Reduktion $-10,3$ dB/Hz und bei 1768 Hz immerhin $-8,1$ dB/Hz. Damit ist der Nachweis erbracht, dass es auch möglich ist, bei beiden Frequenzen die Schwingungsübertragung zu reduzieren. Zudem kann sowohl in x- als und in y-Richtung gleichzeitig eine Reduktion erfolgen. Dies ist wichtig, da durch die modifizierte Lagerung zusätzlich Energie in z-Richtung in die Flugzeugstruktur eingebracht wird.

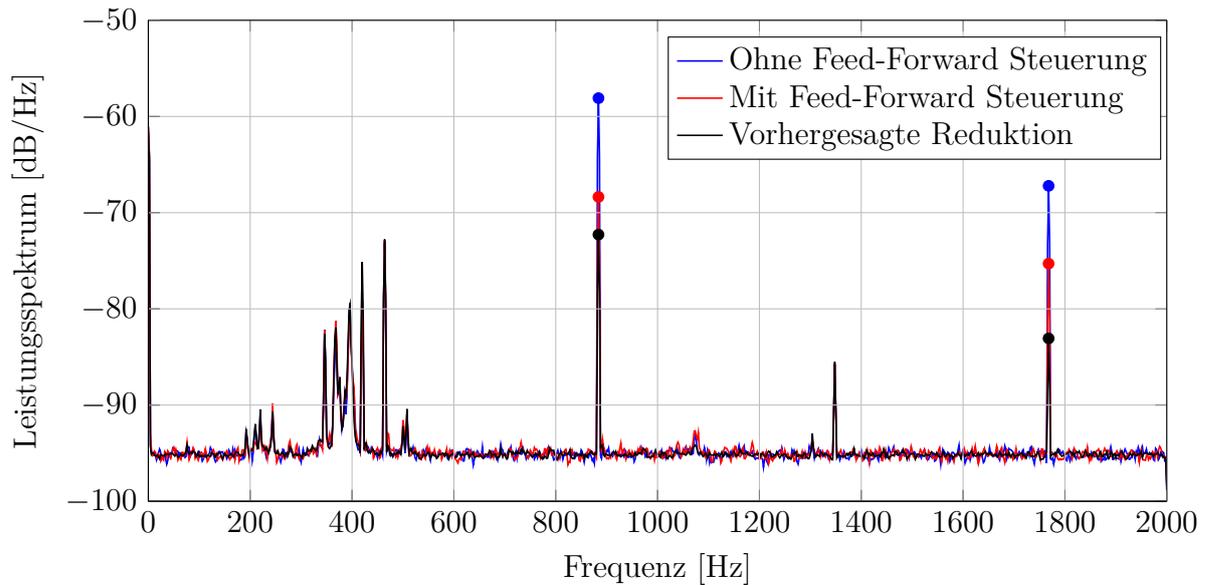


Abbildung 4.19: Gemittelte Reduktion in x- und z-Richtung und bei zwei Frequenzen für alle vier Lager

In der Tab. 4.6 sind nochmals die Reduktionen für die Feed-Forward Steuerung in verschiedenen Richtungen dargestellt.

Richtung	Ohne Feed-Forward Steuerung [dB/Hz]	Mit Feed-Forward Steuerung [dB/Hz]	Reduktion [dB/Hz]
x	-61,2	-78,3	-17,1
z	-61,8	-73,9	-12,1
x und z	-59,0	-69,0	-10,0

Tabelle 4.6: Reduktionen für aktive Steuerung in verschiedenen Richtungen

Die größte Reduktion mit $-17,1$ dB/Hz ist in x-Richtung erkennbar. Für die Messwerte sei erwähnt, dass durch wiederholte Messungen eine Abweichung der Reduktionen von bis zu 6 % festgestellt wurde.

Die Reduktion mit Hilfe der Feed-Forward Steuerung wurde für kleine Anregungen nachgewiesen. Es gilt zu klären, inwieweit die Referenz-PCU und Referenz-PCU-Lagerung im Passagierflugzeug nichtlinear sind und ob sich die hier gemessenen Reduktionen auch in der realen Umgebung erzielen lassen. Zudem trat starkes Messrauschen auf, welches durch Mittelung und Berechnung der geschätzten Übertragungsfunktion deutlich reduziert werden konnte.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel dieser Arbeit ist die experimentelle Untersuchung von drei verschiedenen Schwingungsreduktionsmöglichkeiten für eine hydraulische Antriebseinheit (PCU). Diese Varianten sollen eine Reduktion in x-Richtung bei der Betriebsfrequenz von 884 Hz erzielen. Hierfür wurde in [9] bereits eine vereinfachte PCU entwickelt, welche ähnliche strukturdynamische Eigenschaften aufweisen soll, wie die Referenz-PCU im Personenflugzeug. Zudem wurde eine Plattform entwickelt, auf der die vereinfachte PCU montiert wird. Die Plattform soll die Flugzeugstruktur abbilden.

Es gibt insgesamt vier zu testende Konfigurationen, und zwar die Referenz-PCU-Lagerung ohne Tilger, die Referenz-PCU-Lagerung mit Tilger, die modifizierte PCU-Lagerung und die modifizierte PCU-Lagerung mit Feed-Forward Steuerung.

Zunächst wurde die Linearität für die vier verschiedenen Konfigurationen untersucht. Grundsätzlich treten gewisse Nichtlinearitäten auf. Mit zunehmender Anregungsamplitude werden die Systeme immer nichtlinearer. Zudem trat starkes Messrauschen auf, welches durch Mittelung und die Berechnung der geschätzten Übertragungsfunktion deutlich reduziert werden konnte. Ursache für die Nichtlinearitäten ist zunächst die vereinfachte PCU, welche sich aus einzelnen Platten zusammensetzt. Diese Platten können zusätzlich schwingen. Zudem weist die Bolzenverbindung zwischen der PCU und den Lagerungen ein gewisses Spiel auf, wodurch ein nichtlineares Verhalten auftritt. Durch überwiegenden Einsatz von Schraubenverbindungen treten weitere Nichtlinearitäten auf. Ein weiterer kritischer Punkt ist die vereinfachte Plattform. Die Referenz-PCU-Lagerung zeigt ein lineareres Verhalten als die modifizierte PCU-Lagerung. Diese Nichtlinearität des Systems ist gerade für die Anwendung der Feed-Forward Steuerung hinderlich.

Eine globale Schwingungsreduktion des Tilgers konnte nicht nachgewiesen werden. Grund hierfür ist u.a. die Einspannung des Tilgers. Die Einspannung ist nicht steif genug und die Kraft der Shaker reicht nicht aus, um den Tilger ausreichend anzuregen.

Durch die Verwendung der modifizierten PCU-Lagerung konnte eine Reduktion bis zu -8 dB in x-Richtung bei der Anregungsfrequenz von 884 Hz nachgewiesen werden. Auch in y-Richtung konnte eine globale Reduktion von -10 dB nachgewiesen werden. Allerdings wurde eine zusätzliche Erhöhung bei 884 Hz in z-Richtung von bis 9,8 dB festgestellt. Der zusätzliche Energieeintrag in z-Richtung muss für zukünftige Überlegungen berücksichtigt und untersucht werden.

Eine Reduktion mit Hilfe der Feed-Forward Steuerung ist nur für kleine Anregungsamplituden nachweisbar, da bei höheren Anregungen die Nichtlinearitäten stärker hervortreten. Für die aktive Steuerung für alle vier Sensoren in x-Richtung konnte eine Reduktion bis zu -17,1 dB/Hz nachgewiesen werden. Eine Reduktion von -12,1 dB/Hz ist für eine aktive Steuerung der Lagersensoren in z-Richtung erreicht. Bei gleichzeitiger Steuerung in x- und z-Richtung konnte noch eine Reduktion von -10,0 dB/Hz erreicht werden.

Die starke Nichtlinearität der Primär- und Sekundärstrecke ist ein Problem für die Anwendung der Feed-Forward Steuerung. Da mit zunehmender Anregungsamplitude die Nichtlinearität zunimmt, kann der in den Experimenten verwendete lineare FIR-Filter nur noch eine geringe und für hohe Anregungsamplituden gar keine Reduktion erreichen. Zudem ist die Zeitvarianz der beiden Strecken recht groß, mit bis zu ± 12 dB für die Primärstrecken und bis zu $\pm 13,4$ dB für die Sekundärstrecken. Daher muss geklärt werden, wie linear und zeitinvariant das Verhalten der Referenz-PCU an der Flugzeugstruktur ist.

Die Resultate dieser experimentellen Untersuchungen haben wichtige Aufschlüsse für zukünftige Arbeiten an der Lärminderung der hydraulischen Antriebseinheit (PCU) erbracht. Diese sollten durch weitere Untersuchungen im DLR inklusive realitätsnäherer Tests auf dem Versuchsstand mit dem Höhenauftriebssystem vertieft werden.

Vorausschauend erfolgt eine Einschätzung, welche der Varianten für weitere Versuche verwendet werden sollten. Der Tilger ist sehr stark abhängig von der Krafteinleitung und von der Einspannung an der PCU. Daher ist dieser nicht für einen realitätsnäheren Versuch auf dem Versuchsstand mit Höhenauftriebssystem zu empfehlen.

Die Anwendung der modifizierten PCU-Lagerung als passive Isolationsmaßnahme ist für einen Versuch auf den Versuchsstand mit dem Höhenauftriebssystem zu empfehlen, da hier eine gute Reduktion erreicht werden kann.

Auf Grund der hohen Reduktion mit der Feed-Forward Steuerung und der einfachen Applikation der Piezoaktuatoren an der modifizierten PCU-Lagerung verspricht diese Variante die größten Reduktionen. Zuvor sollte aber die Linearität des Systems sowie dessen Zeitvarianz untersucht werden und wenn möglich vorhandene Nichtlinearität beseitigt werden.

Durch die weitere gezielte Forschung und Entwicklung kann die Basis für die Konstruktion und den Bau verbesserter Antriebe geschaffen werden. Dies kann u.a. zur weiteren Verbesserung des Reisekomforts für die Passagiere durch die Verringerung des Körperschalls und zur Lärmreduzierung für die Bevölkerung führen. Für die Flugzeugindustrie ergibt sich damit eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung der Qualität ihrer Erzeugnisse verbunden mit der Erhöhung ihrer Wettbewerbsfähigkeit.

Literaturverzeichnis

- [1] Endres, G.; Gething, M.: Das große Buch der Flugzeugtypen: Zivil, militärisch, weltweit. Königswinter: Heel Verlag, 2013.
- [2] Statistisches Bundesamt: Verkehr aktuell. https://www.destatis.de/DE/Publikationen/Thematisch/TransportVerkehr/Querschnitt/VerkehrAktuellPDF__2080110.pdf?__blob=publicationFile (Datum des Zugriffs: 30.06.2015).
- [3] Umweltbundesamt: Lärmbelästigung. Verfügbar als PDF-Dokument unter: <http://www.umweltbundesamt.de/themen/verkehr-laerm/laermwirkung/laermbelaestigung> (Datum des Zugriffs: 30.06.2015).
- [4] Mensen, H.: Handbuch der Luftfahrt. 2., neu bearb. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2013.
- [5] Scholze, D.: Manuskript zur Vorlesung Flugzeugsysteme. Hamburg: Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, 2013.
- [6] Moir, I.; Seabridge, A. G.: Aircraft systems: Mechanical, electrical, und avionics subsystems integration. 2. Auflage. Bury St Edmunds: Professional Engineering, 2001.
- [7] Thomalla, V. K.; Steinke, S.: Der Airbus A380. Stuttgart: Motorbuch-Verlag, 2008.
- [8] Biedermann, O.; Geerling, G.: Power control units with secondary controlled hydraulic motors: A new concept for application in aircraft high lift systems. In: Recent Advances in Aerospace Hydraulics, 1998.
- [9] Hausmann, D.: Dynamische Analyse und Konzeptionierung von Schwingungsreduktionsmaßnahmen an einer PCU. Magdeburg: Otto-von-Guericke-Universität, Fakultät für Maschinenbau, IFME, Projektarbeit, 2013.
- [10] Hausmann, D.: Auslegung und experimentelle Umsetzung eines passiven Tilgers für eine hydraulische Antriebseinheit. Magdeburg: Otto-von-Guericke-Universität, Fakultät für Maschinenbau, IFME, Masterarbeit, 2014.
- [11] Zeller, P.; Andreas, Enderich; Fastl, H.; Kerber, S.; Hobelsberger, J.; Jebasinski, R.; Klerk, D. de; Moosmayr, T.; Saemann, E.-U.: Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch ; mit 85 Tabellen. 2., überarb. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012.
- [12] Janocha, H.: Unkonventionelle Aktoren: Eine Einführung. 2. Auflage. München: Oldenbourg Verlag, 2010.

- [13] VDI 3833, Schwingungsdämpfer und Schwingungstilger. 05/2009. Berlin: Beuth Verlag.
- [14] Dresig, H.; Holzweißig, F.: Maschinendynamik. 11. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2012.
- [15] Nasdala, L.: FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik: Hintergrundinformationen, Tipps und Tricks. 3. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag, 2015.
- [16] DIN EN 1299, Mechanische Schwingungen und Stöße - Schwingungsisolierung von Maschinen - Angaben für den Einsatz von Quellenisolierungen. 02/2009. Berlin: Beuth Verlag.
- [17] VDI 2062-2, Schwingungsisolierung: Schwingungsisolierungselemente. 11/2007. Berlin: Beuth Verlag.
- [18] Künne, B.: Einführung in die Maschinenelemente: Gestaltung – Berechnung – Konstruktion. 2., überarbeitete Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2001.
- [19] Stüber, M.: Konzeptionierung von Schwingungsentkopplungsmaßnahmen an einer PCU. Braunschweig: Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), Bachelorarbeit, 2014.
- [20] Preumont, A.: Vibration Control of Active Structures. An Introduction. 3. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2011.
- [21] VDI 2064, Aktive Schwingungsisolierung. 11/2010. Berlin: Beuth Verlag.
- [22] Isermann, R.: Mechatronische Systeme: Grundlagen. 2., vollständig neu bearb. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2007.
- [23] Fuller, C. R.; Elliott, S. J.; Nelson, P. A.: Active control of vibration. London und San Diego: Academic Press, 1996.
- [24] DIN IEC 60050-351, Internationales Elektrotechnisches Wörterbuch. 09/2014. Berlin: Beuth Verlag.
- [25] DIN 19226, Regelungstechnik und Steuerungstechnik; Begriffe und Benennungen. 05/1968 (Zurückgezogen). Berlin: Beuth Verlag.
- [26] Moschytz, G.; Hofbauer, M.: Adaptive Filter: Eine Einführung in die Theorie mit Aufgaben und MATLAB-Simulationen auf CD-ROM. Berlin: Springer Verlag, 2000.
- [27] Klass, L.: Manuskript zur Vorlesung Adaptive Filter. Bingen: Fachhochschule Bingen, 2014.
- [28] Kollmann, F. G.; Schösser, T. F.; Angert, R.: Praktische Maschinenakustik. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2006.
- [29] Günther, B. C.; Hansen, K. H.; Veit, I.: Technische Akustik - ausgewählte Kapitel Grundlagen, aktuelle Probleme und Meßtechnik. 5., aktualisierte Auflage. Renningen-Malmsheim: Expert Verlag, 1994.

-
- [30] Madisetti, V. K.: The digital signal processing handbook. 2. Auflage. Boca Raton: CRC Press, 2010.
- [31] He, J.; Fu, Z.-F.: Modal analysis. Oxford und Boston: Butterworth-Heinemann, 2001.
- [32] Lerch, R.; Sessler, G.; Wolf, D.: Technische Akustik Grundlagen und Anwendungen. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2009.

Anhang

Testkonfiguration	Art der Anregung	Shaker	Spannung				
			1V	2,5 V	5 V	7,5 V	
Referenz-PCU-Lagerung ohne Tilger	Sinus (884 Hz)	1	X	X	X	-	
		2	X	X	X	-	
		1+2	X	X	X	-	
	Sinus (690 Hz)	1	X	X	X	-	
		2	X	X	X	-	
		1+2	X	X	X	-	
	Pseudorandom	1	-	X	X	X	
		2	-	X	X	X	
		1+2	-	X	X	X	
Referenz-PCU-Lagerung mit Tilger	Sinus (690 Hz)	1	X	X	X	-	
		2	X	X	X	-	
		1+2	X	X	X	-	
	Pseudorandom	1	-	X	X	X	
		2	-	X	X	X	
		1+2	-	X	X	X	
	Modifizierte PCU-Lagerung	Sinus (884 Hz)	1	X	X	X	-
			2	X	X	X	-
			1+2	X	X	X	-
Sinus (690 Hz)		1	X	X	X	-	
		2	X	X	X	-	
		1+2	X	X	X	-	
Pseudorandom		1	-	X	X	X	
		2	-	X	X	X	
		1+2	-	X	X	X	

Tabelle A-1: Testmatrix

Sensor- nummer	Art	Messgröße	Bauteil	Mess- richtung	Sensivität	Verstärkungs- faktor	Hersteller	Modell- nummer
S1	B	Beschleunigung	Lager 1	x,y,z	1000 mV/g	1	PCB Piezotronics	356B18
S2	B	Beschleunigung	Lager 2	x,y,z	1000 mV/g	1	PCB Piezotronics	356B18
S3	B	Beschleunigung	Lager 3	x,y,z	1000 mV/g	1	PCB Piezotronics	356B18
S4	B	Beschleunigung	Lager 4	x,y,z	1000 mV/g	1	PCB Piezotronics	356B18
S5	B	Beschleunigung	PCU	x	100 mV/g	10	PCB Piezotronics	356A08
S6	B	Beschleunigung	PCU	x	100 mV/g	10	PCB Piezotronics	356A08
S7	B	Beschleunigung	PCU	x	100 mV/g	10	PCB Piezotronics	356A08
S8	B	Beschleunigung	PCU	x	100 mV/g	10	PCB Piezotronics	356A08
S9	B	Beschleunigung	Plattform	x,z	1000 mV/g	1	PCB Piezotronics	356B18
S10	B	Beschleunigung	Plattform	x,y	1000 mV/g	1	PCB Piezotronics	356B18
S11	B	Beschleunigung	Plattform	x,y	1000 mV/g	1	PCB Piezotronics	356B18
KM 1	KM	Kraft	PCU	x	2248 mV/kN	1	PCB Piezotronics	208B03
KM 2	KM	Kraft	PCU	x	2248 mV/kN	1	PCB Piezotronics	208B03
T1	B	Beschleunigung	Tilger	x	1000 mV/g	1	PCB Piezotronics	352C68
T2	B	Beschleunigung	Tilger	x	1000 mV/g	1	PCB Piezotronics	352C68

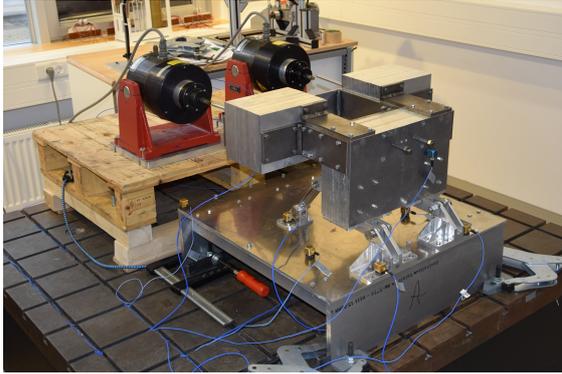
Tabelle A-2: Sensoren und deren Eigenschaften

Nummer der Messung	Amplitude [dB]	Phasenwinkel [Grad]
1	-45,5	64,2
2	-46,4	73,7
3	-56,4	61,8
4	-51,7	23,3
5	-43	56,3
maximale Differenz	13,4	50,4

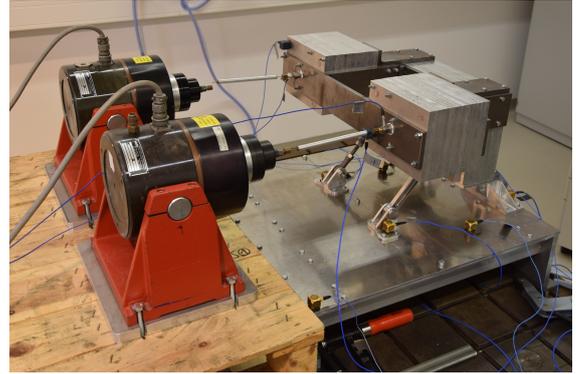
Tabelle A-3: Messungen für den Nachweis der Zeitvarianz der Sekundärstrecke

Spannung	Amplitude [dB]	Phasenwinkel [Grad]
0,2 V	-41,7	82,3
0,5 V	-33,5	75,2
1,0 V	-29,4	47,3
2,0 V	-34,9	98,9
3,0 V	-39,3	97,9
4,0 V	-39,6	128
maximale Differenz	12,3	80,7

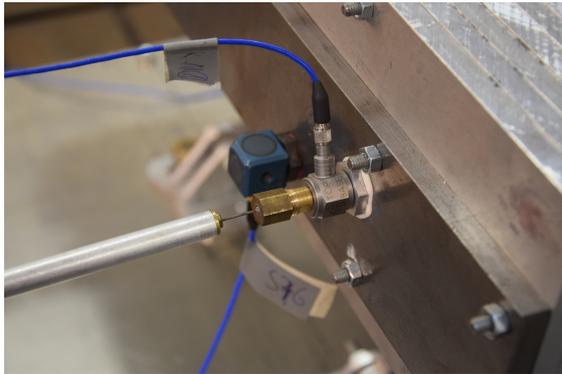
Tabelle A-4: Messungen für den Nachweis der Linearität der Sekundärstrecke



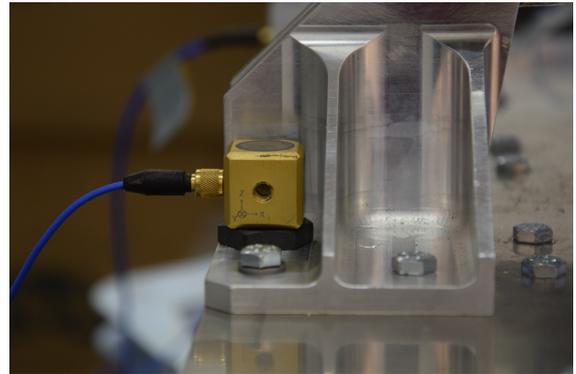
(a) Seitenansicht 1



(b) Seitenansicht 2



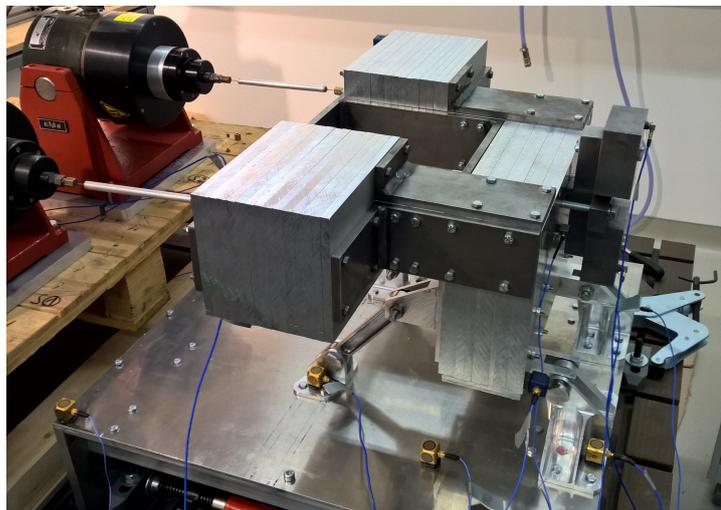
(c) Kraftmessdose für Shaker 1



(d) Beschleunigungssensor Lager 2

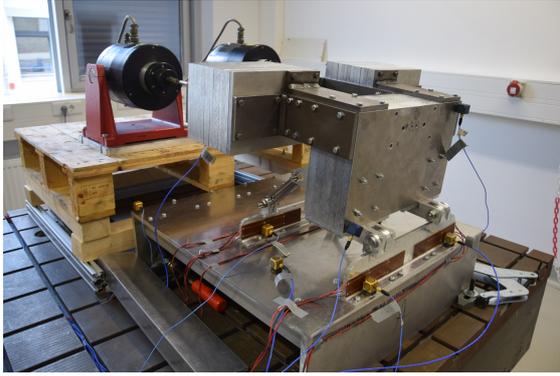
Abbildung A-1: Versuchsaufbau Referenz-PCU-Lagerung

(a) Tilger

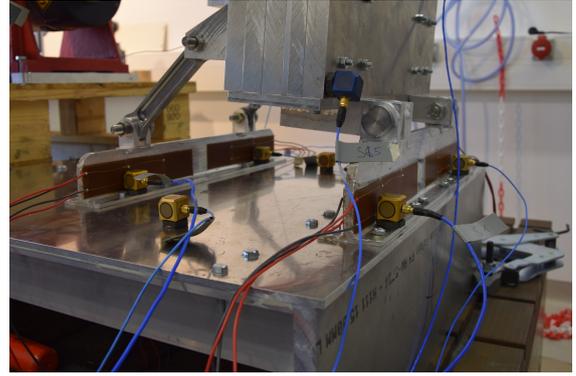


(b) Kompletter Versuchsaufbau 2

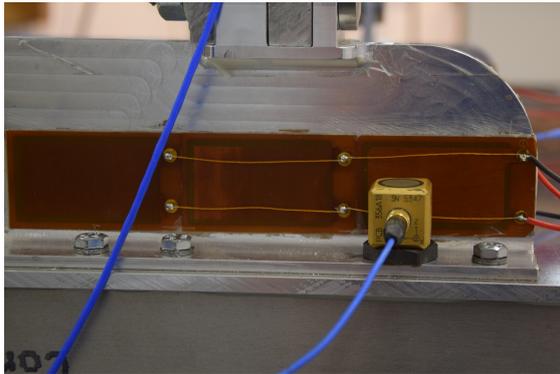
Abbildung A-2: Versuchsaufbau Tilger



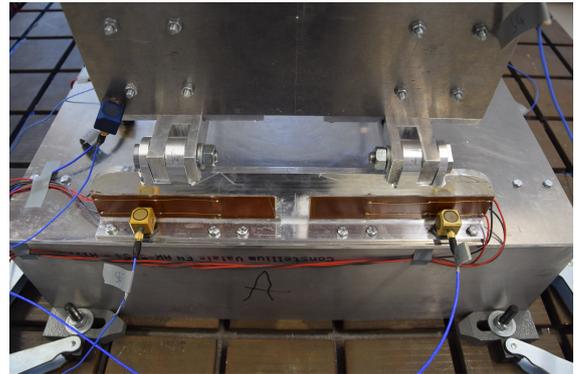
(a) Seitenansicht



(b) Modifizierte PCU-Lagerung



(c) Verschaltung Aktuatoren



(d) Lager 1 und 2

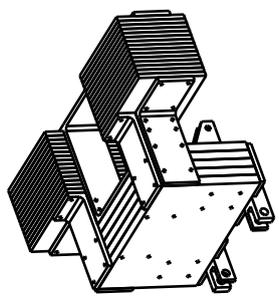
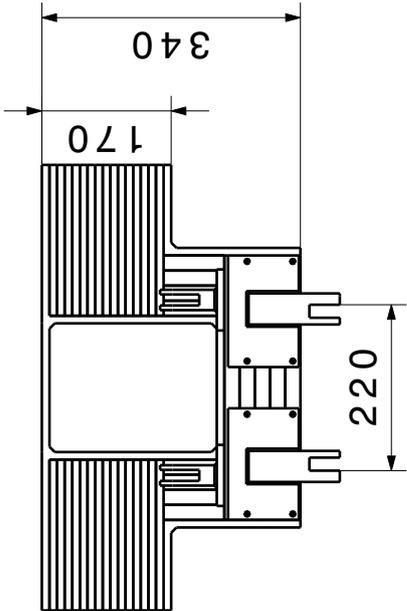
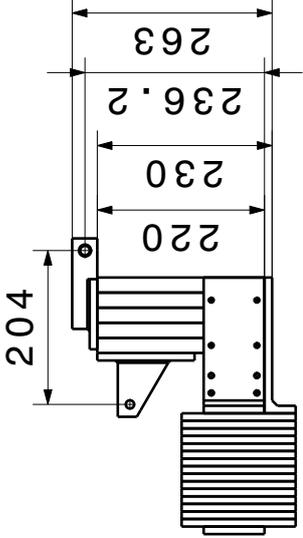
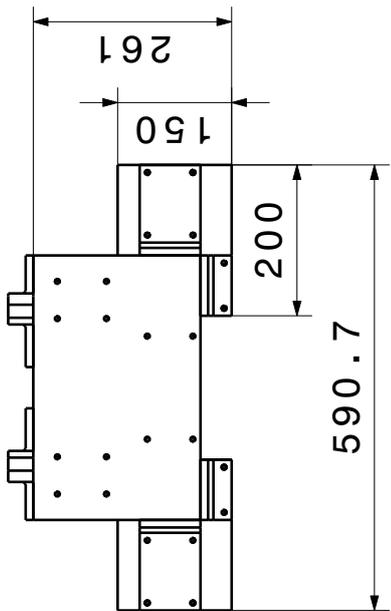
Abbildung A-3: Versuchsaufbau modifizierte Lagerung

Sensor- nummer	Mess- richtung	Spannung								
		Shaker 1			Shaker 2			Shaker 1+2		
		1 V	2,5 V	5 V	1 V	2,5 V	5 V	1 V	2,5 V	5 V
S1	x	0,467	0,673	0,807	0,247	0,331	0,197	0,589	0,494	0,753
	y	0,514	0,860	0,987	0,061	0,073	0,490	0,262	0,342	0,635
	z	0,042	0,071	0,128	0,081	0,137	0,177	0,042	0,114	0,191
S2	x	0,231	0,368	0,498	0,071	0,085	0,286	0,252	0,432	0,625
	y	0,035	0,059	0,120	0,032	0,062	0,137	0,024	0,032	0,119
	z	0,191	0,508	0,928	0,070	0,071	0,771	0,151	0,352	0,635
S3	x	0,043	0,082	0,171	0,020	0,015	0,038	0,287	0,293	0,203
	y	0,253	0,327	0,972	0,043	0,028	0,120	0,943	0,764	0,687
	z	0,118	0,181	0,286	0,045	0,065	0,506	0,181	0,175	0,242
S4	x	0,016	0,021	0,037	0,004	0,008	0,023	0,015	0,026	0,039
	y	0,141	0,150	0,114	0,002	0,003	0,012	0,065	0,077	0,063
	z	0,109	0,161	0,275	0,043	0,050	0,125	0,101	0,163	0,262
S5	x	0,162	0,212	0,262	0,054	0,074	0,134	0,178	0,226	0,232
S6	x	0,088	0,137	0,210	0,026	0,031	0,063	0,102	0,143	0,218
S7	x	0,434	0,639	0,866	0,117	0,223	0,318	0,456	0,331	0,493
S8	x	0,724	0,788	0,829	0,144	0,160	0,462	0,302	0,320	0,361
S9	x	0,089	0,151	0,254	0,053	0,104	0,130	0,240	0,266	0,329
	z	0,880	0,911	0,925	0,156	0,157	0,300	0,687	0,797	0,804
S10	x	0,054	0,097	0,159	0,026	0,059	0,076	0,104	0,135	0,246
	y	0,070	0,103	0,143	0,013	0,018	0,070	0,086	0,109	0,138
S11	x	0,081	0,095	0,130	0,006	0,010	0,077	0,045	0,053	0,063
	y	0,139	0,222	0,293	0,020	0,016	0,063	0,307	0,365	0,346

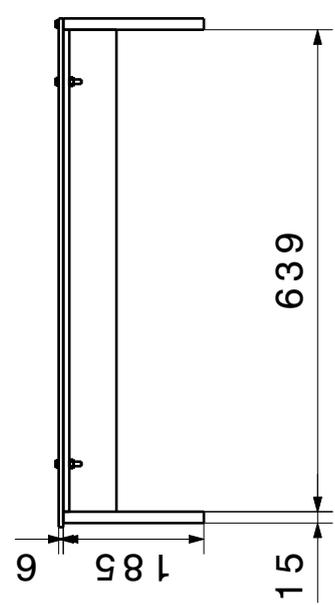
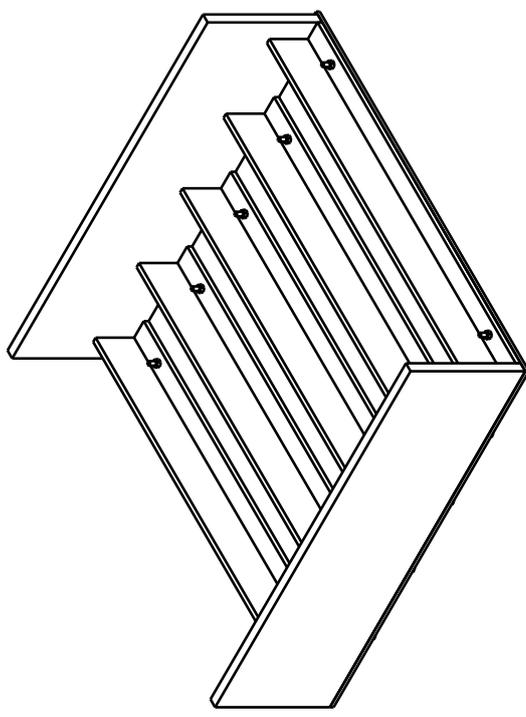
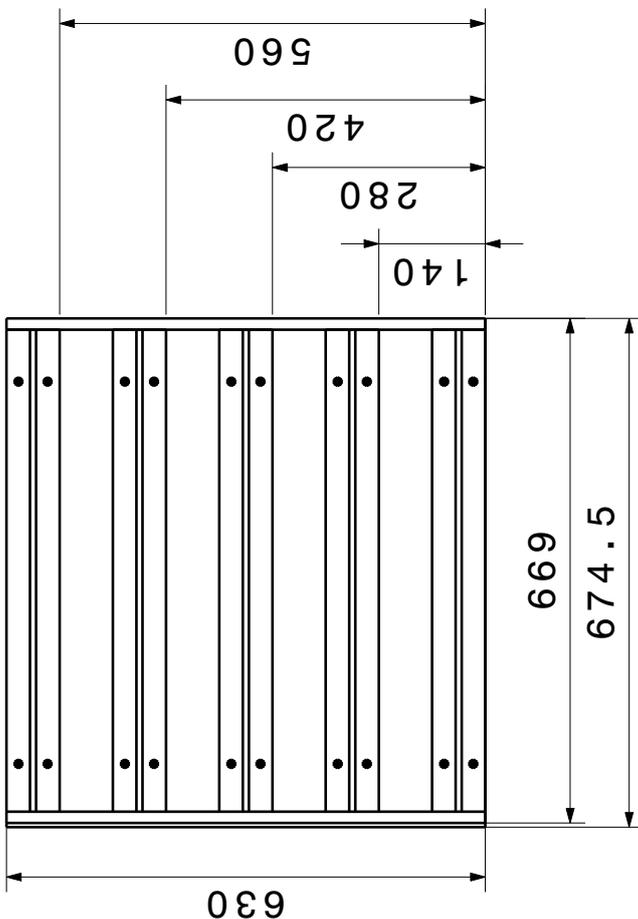
Tabelle A-5: Berechnete Klirrfaktoren für die Referenz-PCU-Lagerung bei unterschiedlichen Anregungen

Sensor- nummer	Mess- richtung	Spannung								
		Shaker 1			Shaker 2			Shaker 1+2		
		1 V	2,5 V	5 V	1 V	2,5 V	5 V	1 V	2,5 V	5 V
S1	x	0,992	0,985	0,993	0,215	0,310	0,904	0,665	0,935	0,946
	y	0,989	0,992	0,958	0,137	0,411	0,726	0,189	0,339	0,942
	z	0,966	0,960	0,945	0,119	0,110	0,316	0,159	0,337	0,661
S2	x	1,000	1,000	0,998	0,181	0,357	0,824	0,780	0,967	0,995
	y	0,998	0,999	0,991	0,254	0,182	0,288	0,296	0,533	0,953
	z	0,931	0,899	0,936	0,054	0,040	0,174	0,128	0,308	0,493
S3	x	0,984	0,972	0,984	0,051	0,068	0,251	0,631	0,915	0,959
	y	0,884	0,979	0,987	0,017	0,248	0,761	0,138	0,513	0,963
	z	0,497	0,372	0,394	0,011	0,018	0,060	0,141	0,470	0,228
S4	x	0,934	0,844	0,857	0,067	0,138	0,344	0,094	0,281	0,328
	y	0,986	0,980	0,958	0,168	0,218	0,569	0,167	0,318	0,480
	z	0,526	0,377	0,366	0,011	0,011	0,031	0,127	0,497	0,207
S5	x	0,769	0,680	0,530	0,014	0,017	0,037	0,495	0,255	0,385
S6	x	0,087	0,102	0,134	0,005	0,005	0,027	0,103	0,209	0,490
S7	x	0,949	0,932	0,971	0,063	0,475	0,295	0,071	0,110	0,171
S8	x	0,996	0,994	0,991	0,029	0,030	0,139	0,357	0,348	0,418
S9	x	0,984	0,959	0,960	0,050	0,129	0,404	0,441	0,879	0,865
	z	0,378	0,284	0,305	0,004	0,019	0,068	0,088	0,449	0,163
S10	x	0,988	0,973	0,977	0,051	0,084	0,471	0,360	0,791	0,899
	y	0,648	0,474	0,435	0,015	0,033	0,096	0,158	0,424	0,298
S11	x	0,965	0,955	0,998	0,087	0,242	0,750	0,126	0,281	0,627
	y	0,697	0,528	0,540	0,017	0,015	0,043	0,136	0,482	0,297

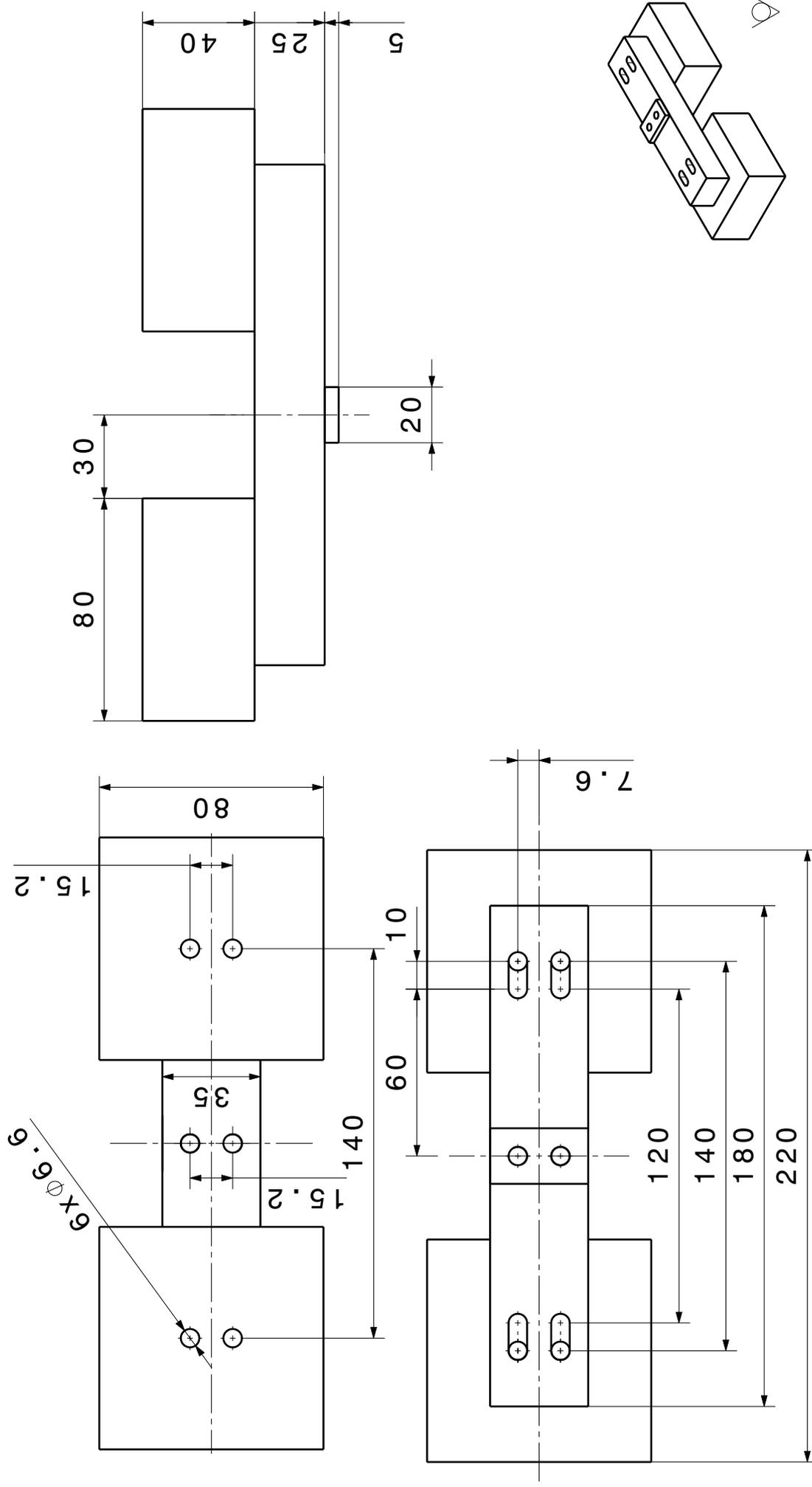
Tabelle A-6: Klirrfaktoren für die modifizierte Lagerung bei unterschiedlichen Anregungen



Position	Benennung		Stk.	Zeichnungsnr., Norm		Index	Werkstoff	Rohmass	Gewicht [kg]
	Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-mk	gezeichnet		Name	Datum				
	Tolerierung DIN 8015	Hausmann		13.04.2014	Zeichnungsname: FPCU				
Projektion	Maßstab 1:10	2D-Dateiname							
		3D-Dateiname							



Position		Benennung		Stk., Zeichnungsnr., Norm		Index		Werkstoff		Rohmass		Gewicht [kg]	
Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-mK Tolerierung DIN 8015	Projektion Maßstab 1:10	gezeichnet Hausmann	Name Hausmann	Datum 13.04.2014	Index	Werkstoff	Rohmass	DLR - FA Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptionik	Zeichnungsname: Plattform	Gewicht [kg]	Index: 02	Zeichnungs-Nr.: FA_ADA_FPGU-13_01	
												2D-Dateiname	3D-Dateiname



Position		Benennung		Stk. Zeichnungsnr., Norm		Index		Werkstoff		Rohmass		Gewicht [kg]	
Allgemeineintoleranz DIN ISO 2768-mK Tolerierung DIN 8015 Projektion 	Maßstab 1:2	gezeichnet	Hausmann	Name		Datum		Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptivtechnik Zeichnungsname:		DLR - FA Zeichnungs-Nr.:		FA_ADA_FPCU-13_03 Index:	
		2D-Dateiname		gezeichnet	Hausmann		10.04.2014		Tilger_Entwurf_02		FA_ADA_FPCU-13_03 Index:		01