

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
Lehrstuhl für Leichtbau

**Aktive Schwingungsdämpfung in Satellitenbauteilen bei
verschiedenen Anregungsspektren - Simulation und
experimentelle Verifikation**

Gunar Reinicke

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Univ.-Prof. dr. ir. Daniel J. Rixen

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Horst Baier
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lohmann

Die Dissertation wurde am 22.12.2014 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 06.07.2015 angenommen.

Kurzfassung

Die aktive Schwingungsdämpfung von Raumfahrtstrukturen wird am Beispiel eines Solarpaneels und eines optischen Instrumentes untersucht. Hierzu werden piezoelektrische Aktormodelle für die typischen Umgebungsbedingungen im Weltall aus Messdaten entwickelt. Sie bilden die Grundlage zur Verifikation der induzierten Dehnungen und Kräfte der aktiven Struktur. Es wird gezeigt, dass selbst für extreme Leichtbaustrukturen eine klassische Aktorapplikation zur Realisierung der aktiven Bauweise genutzt werden kann. Durch die integrierte Modellierung werden mit Hilfe der Eigenvektoren die zulässigen Stellgrößen der Aktoren bereits bei der Aktorplatzierung als auch bei der Reglereinstellung geprüft. Der Fokus der Arbeit liegt auf der Realisierbarkeit der aktiven Dämpfung unter Berücksichtigung verschiedener äußerer Lasten. Deshalb kommen mit der Acceleration Feedback und Linear Quadratischen Regelung zwei bewährte Reglerkonzepte zum Einsatz, mit denen für beide ausgewählte Strukturbeispiele ein deutlicher Dämpfungszuwachs erreicht wird.

Abstract

The active vibration damping of space structures is investigated. For this purpose, a solar array panel and an optical instrument are used as example structures. A piezoelectric model is developed from measurements with respect to typical environmental conditions for space applications. Based on this model, the verification of induced strain and forces is shown for typical lightweight constructions. The results show that classical actuator concepts can be used for those structures without loss of actuation performance. The necessary actuator power with respect to disturbances is calculated from eigenvectors after the integrated modeling of the structure. It is shown, how the limitations for the actuator input signal can be considered for the actuator placement and control gain determination. The focus of this thesis lies on the realization of the active damping with respect to the different disturbances. Hence, the acceleration feedback and linear quadratic control are two common control concepts which are used within this work. Thanks to both, the damping of the selected structures can be significantly increased.

Danksagung

Diese Dissertation wurde während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Leichtbau der TU München geschrieben.

Mein Dank gilt deshalb zunächst Prof. Dr.-Ing. Horst Baier für die Ermöglichung dieser Arbeit sowie der Übernahme der Betreuung. Durch die fachlichen Diskussionen erhielt ich zahlreiche Anregungen für die inhaltliche Gestaltung dieser Arbeit. Ebenso möchte ich Prof. Dr.-Ing. Boris Lohmann für die Übernahme des Zweitgutachtens sowie seine fachlichen Anregungen danken.

Allen Kollegen vom Lehrstuhl für Leichtbau möchte ich für die große Hilfsbereitschaft und deren Einsatz bei der Umsetzung von technischen Lösungen als auch bei privaten Veranstaltungen danken. Besonders der große Einsatz unserer Werkstattmitarbeiter hat bei der Realisierung verschiedener Demonstratoren maßgeblich zum Erfolg der Arbeit beigetragen. Die Zusammenarbeit als Kollegen und Freunde habe ich sehr hoch geschätzt. Weiterer Dank gilt meinen Studenten für deren inhaltlichen Beitrag zu dieser Arbeit sowie den zahlreichen fruchtbaren Diskussionen.

Zuletzt möchte ich auch meiner Familie für die ständige Unterstützung sowie die Ermöglichung meines Studiums bedanken.

München, Juli 2015

Gunar Reinicke

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	XI
Tabellenverzeichnis	XVII
Nomenklatur	XIX
1. Einleitung	1
1.1. Motivation	1
1.2. Aktive Schwingungsdämpfung von Raumfahrtstrukturen - Rückblick . . .	2
1.2.1. Reglerkonzepte	2
1.2.2. Aktive Strukturen	3
1.2.3. Aktoren und Aktorauswahl	5
1.2.4. Zusammenfassung des Rückblickes	9
1.3. Problemstellung und Ziele	9
1.4. Gliederung der Arbeit	10
2. Ausgewählte Anwendungsbeispiele	13
2.1. Satelliten Solarpaneele	14
2.2. Optische Instrumente auf Satelliten	15
3. Grundlagen	17
3.1. Auswahl geeigneter Aktoren und Aktorwerkstoffe	17
3.1.1. Aktorprinzipien	17
3.1.2. Funktionswerkstoffe	18
3.1.3. Aktormechanismen	20
3.1.4. Auswahlkriterien und Vorauswahl	20
3.1.5. Vergleich verfügbarer Aktoren	22
3.2. Grundlagen der Piezoaktorik	23
3.2.1. Der Piezoelektrische Effekt	23
3.2.2. Elektro-Mechanisches Werkstoffgesetz der Piezoaktorik	25
3.2.3. Grenzen der Linearität	26
3.2.4. Bauformen piezoelektrischer Flächenaktoren	27
3.3. Aktormechanik	29
3.3.1. Piezoelektrische Flächenaktoren	29

3.3.2.	Elektrodynamische Inertialaktoren	33
3.4.	Strukturdynamische Modellierung	35
3.4.1.	Modale Bewegungsdifferentialgleichung	36
3.4.2.	Übertragungsfunktion	36
3.4.3.	Modal reduziertes Modell	37
3.4.4.	Aktor- und Sensoranbindung	38
3.4.5.	Geschwindigkeits- und Beschleunigungssensoren	38
3.4.6.	Zustandsraumdarstellung	39
3.5.	Regler zur Schwingungsdämpfung	40
3.5.1.	Positive Position und Acceleration Feedback	40
3.5.2.	Zustandsregler	43
4.	Bestimmung der Aktuationseigenschaften piezoelektrischer Flächenaktoren	47
4.1.	Testaufbau und -auswertung	47
4.1.1.	Testverfahren	47
4.1.2.	Probekörper	49
4.1.3.	Auswertung der Messdaten	50
4.2.	Abhängigkeit der Aktuationsdehnung von der elektrischen Feldstärke	51
4.3.	Abhängigkeit der Aktuationsdehnung von der Umgebungstemperatur	53
4.4.	Einfluss der kapazitiven Last auf die Aktuation	55
4.4.1.	Kapazität der Aktoren in Abhängigkeit der Temperatur	55
4.4.2.	Phasenversatz der Leistungselektronik bei kapazitiver Last	57
4.5.	Zusammenfassung	58
5.	Untersuchung der Struktur-Aktor-Schnittstelle	61
5.1.	Klebstoffschicht zwischen Struktur und Aktor	61
5.1.1.	Induzierte Dehnung und Krümmung am isotropen Balken	62
5.1.2.	Induzierte Krümmung am Sandwichbalken	65
5.1.3.	Schlussfolgerungen für die Klebeverbindung	68
5.2.	Messung des Verschiebungsfeldes	69
5.3.	Finite Element Modellierung	71
5.4.	Verifikation der Aktuation am Kragbalken	73
5.5.	Verifikation der Aktorkräfte an einer Sandwichplatte	76
5.6.	Zusammenfassung	81
6.	Integrierte Modellierung der aktiven Struktur	83
6.1.	Implementierung der Aktormodelle	84
6.1.1.	Modellierung durch Einflussvektoren	84
6.1.2.	Aktorimplementierung mit Ritzvektoren	86
6.1.3.	Vollständige modale Aktorimplementierung	88
6.2.	Positionierung der Aktoren	89
6.2.1.	Berücksichtigung der Stellgrößen bei der Platzierung	90

6.3. Zusammenfassung	92
7. Regler für die aktive Schwingungsdämpfung	93
7.1. Multimodale AF Regelung	93
7.1.1. Frequenzverschiebungen durch die modale Kopplung	94
7.1.2. Wiederherstellung des Roll-Offs	95
7.1.3. Berücksichtigung der Tilgereigendynamik	98
7.2. Regelung bei Stellgrößenbegrenzung	101
7.3. Berücksichtigung der Aktornichtlinearitäten	105
7.4. Zusammenfassung	106
8. Aktive Schwingungsdämpfung großer Satelliten-Solarpaneele	107
8.1. Struktureigenschaften des Solarpaneels	108
8.1.1. Aktorsystem	108
8.1.2. Konstruktion	109
8.1.3. Strukturdynamische Eigenschaften	110
8.2. Aktor- und Sensorplatzierung	112
8.3. Aktive Schwingungsdämpfung	114
8.3.1. Verifikation des Streckenmodells	114
8.3.2. AF Regelung	116
8.3.3. LQG Regelung	120
8.3.4. Vergleich mit passiven Maßnahmen	122
8.4. Implementierung am Engineering Solarpaneel	123
8.5. Zusammenfassung	127
9. Aktive Dämpfung von Mikroschwingungen eines optischen Instruments	129
9.1. Simulationsmodell und experimentelle Verifikation	131
9.2. Zusätzliche Dämpfungsmaßnahmen	134
9.2.1. Aktoranordnung	134
9.2.2. Passive Tilgung	135
9.2.3. Aktive Schwingungsdämpfung durch AF Regelung	137
9.3. Zusammenfassung	145
10. Zusammenfassung und Ausblick	147
A. Anhang	151
A.1. Aktormodell für den Sandwichbalken	151
A.2. Kragbalken für Reglerbeispiele	154
A.3. N4SID Algorithmus	155
A.4. Realisierung der Zustandsrückführung	157
A.5. Beobachter für das Solarpaneel	160
A.6. Gekoppeltes Modell des aktiven Tilgers	162

A.7. Spezifikation des SA-1 Tilgers	165
B. Literaturverzeichnis	167

Abbildungsverzeichnis

1.1. Spezifische Leistung und Effizienz verschiedener Aktorgruppen	5
1.2. Typische Bauweisen elektrodynamischer Aktoren, wobei beim aktiven Tilger die Spule und der Magnet im Gehäuse gekapselt sind.	6
1.3. Verschiedene Bauweisen piezokeramischer Aktoren: Vollkeramik (a), Active Fiber Composite (b) und Stapelaktor mit Gehäuse (c).	8
2.1. Typische Konfiguration eines Satelliten mit optischen Messinstrument und Störquellen	13
2.2. Engineering Solarpaneel im Modaltestaufbau (Grafik aus [127])	14
2.3. Demonstrator eines optischen Instrumentes (Grafik ähnlich zu [124])	15
3.1. Grundlegende Wirkmechanismen von Aktoren am Beispiel eines Fachwerkes	17
3.2. Piezoelektrischer und inverser piezoelektrischer Effekt	23
3.3. Piezokeramische Elementarzelle	24
3.4. Ausrichtung der Domänen vor, während und nach der Polarisierung	24
3.5. Polarisierung und Schmetterlingskurve einer Piezokeramik	27
3.6. Verschiedene Bauformen von piezoelektrischen Flächenaktoren	28
3.7. Einsatz von Flächenaktoren für beidseitige und einseitige Applikation	29
3.8. Verschiedene Aktormodelle für die reine Biegung mit Berücksichtigung unterschiedlicher Dehnungsanteile im Aktor.	29
3.9. Normierte Krümmung beim Pin-Force und Bernoulli-Euler Modell	32
3.10. Normierte Dehnung von Aktor und Struktur in Abhängigkeit des Schubparameters	33
3.11. Aufbau und Ersatzschaltbild eines elektrodynamischen Tilgers	34
3.12. Unterschiedlicher Amplitudengang eines aktiven Tilgers bei Strom- und Spannungssteuerung.	35
3.13. Festlegung einer oberen Grenzfrequenz ω_m zur Modellreduktion	37
3.14. Blockschaltbilder der Positive Position Feedback und Acceleration Feedback Regelung	41
3.15. Wurzelortskurven einer <i>PPF</i> und <i>AF</i> geregelten Struktur zur Dämpfung der ersten Mode	42
3.16. Blockschaltbild der Zustandsregelung	43
4.1. Versuchsaufbau zur Bestimmung piezoelektrischer Werkstoffkennwerte.	48

4.2. Testaufbau zur Bestimmung der piezoelektrischen Kennwerte installiert in einer Klimakammer	48
4.3. Piezoelektrische Flächenaktoren zur Bestimmung der Materialkennwerte	49
4.4. Messwerte von elektrischer Spannung und mechanischer Dehnung am Piezoaktor	50
4.5. Piezoelektrische Hysterese zur Bestimmung der Ladungskonstante	51
4.6. Approximation der piezoelektrischen Ladungskonstante	52
4.7. Piezoelektrische Ladungskonstante in Abhängigkeit der Temperatur . . .	53
4.8. Vergleich der piezoelektrischen Ladungskonstante aus Versuch und Modell	54
4.9. Gemessene Kapazität und deren Modellierung	56
4.10. Phasenversatz und Verzerrungen des Leistungsverstärkers anhand von Lissajous Figuren	57
4.11. Modell der piezoelektrischen Ladungskonstante	59
4.12. Modell des Leistungsverstärkers	59
5.1. 2D <i>FE</i> Modell zur Untersuchung des Einflusses der Klebstoffschicht auf das Aktuationsvermögen des Aktors	62
5.2. Schubparameter in Abhängigkeit der Klebstoffdicke	63
5.3. Normierte Schnittstellendehnung über dem Schubparameter und Dickenverhältnis	64
5.4. Induzierte Krümmung in Abhängigkeit des Dickenverhältnisses bei verschiedenen Klebstoffdicken	64
5.5. Krümmungsverhältnis bei verschiedenen Klebstoffdicken	65
5.6. 2D <i>FE</i> Modell des Sandwichbalkens zur Untersuchung des Einflusses der Klebstoffschicht auf das Aktuationsvermögen des Aktors	66
5.7. Induzierte Krümmung am Sandwichbalken in Abhängigkeit des Dickenverhältnisses bei verschiedenen Klebstoffdicken	67
5.8. 2D <i>FE</i> Modell des Sandwichbalkens mit zusätzlichen Klebstoffnestern im Bereich der Aktorverklebung	67
5.9. Krümmungsverhältnis am Sandwichbalken bei gestufter und einheitlicher Klebstoffdicke	68
5.10. Testaufbau zur Messung des 3D Verschiebungsfeldes an einer Sandwichplatte	69
5.11. Präparierte Oberflächen der Teststrukturen mit Muster für die photogrammetrische Vermessung mit <i>GOM Aramis</i>	70
5.12. Definition des Koordinatensystem entlang der Aktorkanten zur Auswertung der <i>GOM Aramis</i> Messdaten	71
5.13. Modellierung des piezoelektrischen Flächenaktors in <i>ANSYS</i>	71
5.14. Modellierungsvarianten der aktiven Sandwichplatte mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad	72
5.15. Skizze und Testaufbau zur Verifikation der Aktuation am Kragbalken . .	74

5.16. Auslenkung am Kragbalken zur Verifikation verschiedener Aktormodellierungen	75
5.17. Photogrammetrischer Messbereich am Solarpaneel mit Aktor längs zur Rovingrichtung	77
5.18. Schematische Darstellung der beiden untersuchten Aktorausrichtungen am Sandwichaufbau	78
5.19. Verschiebungsfelder der Sandwichplatte bei Aktuation in Faserrichtung .	79
5.20. Verschiebungsfelder der Sandwichplatte bei Aktuation quer zur Faserrichtung	80
6.1. Überblick der integrierten Modellerstellung aus FEM Analyse und <i>MATLAB</i> Aufbereitung	83
6.2. Krafteinprägung bei semi-integraler Modellierung eines Linearaktors . . .	85
6.3. Momenteinprägung bei semi-integraler Modellierung eines Flächenaktors	85
6.4. Prinzip der Aktormodellierung über Ritzvektoren	87
6.5. Implementierung piezoelektrischer Flächenaktoren zur vollständig modalen Aktormodellierung in <i>FEM</i> am Beispiel eines Balkens	88
6.6. Elektrodenpotential in einer Eigenform ohne und mit Kopplung elektrischer Freiheitsgrade am Aktor	89
6.7. Einfach gelagerter Balken als Beispiel für die Platzierung von Aktoren . .	91
6.8. Steuerbarkeit und notwendige Aktorkraft zur Dämpfung eines einfach gelagerten Balkens	92
7.1. AF Regelung für mehrere Moden gleichzeitig	93
7.2. AF Regelung mit zusätzlichem Roll-Off Filter	95
7.3. Phasenlage des Stellsignals in Bezug auf die Strukturverschiebung bei der AF Regelung	96
7.4. Einfluss des zusätzlichen Roll-Off Filters bei der <i>AF</i> Regelung.	96
7.5. Bodediagramm des AF geregelten Balkens mit zusätzlichem Roll-Off Filter.	97
7.6. Verhältnis der Übertragungsfunktionen des geregelten und ungeregelten Balkens.	98
7.7. AF Regelung mit zusätzlicher Tilgerdynamik	98
7.8. Wurzelortskurven der <i>AF</i> Regelung mit zusätzlicher Tilgerdynamik . . .	100
7.9. Wurzelortskurven der <i>AF</i> Regelung mit zusätzlicher Tilgerdynamik (Detailansicht)	101
7.10. Schema zur Berücksichtigung der Stellgrößen bei der AF Parametrierung	102
7.11. Amplitude der Stellgröße über der komplexen Ebene mit WOK für eine AF Regelung eines Kragbalkens	103
7.12. Regelungsaufwand zur Verschiebung der Pole am Beispiel des Kragbalkens	104
7.13. Änderung der Pollage und Dämpfung bei Reduktion der piezoelektrischen Ladungskonstante	105

8.1.	Stapel von Solarpaneelen in einem Vibrationstestaufbau [55]	107
8.2.	CAD Modell und Testaufbau des Solarpaneeldemonstrators	108
8.3.	Verschiedene Aktoranordnungen für den Einsatz am Solarpaneel	108
8.4.	Sandwichaufbau und Aktorapplikation am Solarpaneel	109
8.5.	ANSYS Simulationsmodell des Solarpaneel Demonstrators mit zusätzlicher Aktorik	110
8.6.	Vergleich berechneter und gemessener Eigenformen des Solarpaneeldemonstrators	111
8.7.	Bereiche guter Steuerbarkeit der niederen Moden des Solarpaneels	112
8.8.	Modell zur Untersuchung der Steuerbarkeit im Bereich der Lagerpunkte.	113
8.9.	Steuerbarkeit ausgewählter Moden in Abhängigkeit des Aktorwinkels an den Lagerstellen	113
8.10.	Sensor- und Aktorpositionen zur Realisierung der aktiven Dämpfung am Solarpaneel	114
8.11.	Amplitudengang des passiven Solarpaneeldemonstrators zur Verifikation der Aktormodellierung.	115
8.12.	Skizze und Aufbau der AF Regelung am Solarpaneel	116
8.13.	Wurzelortskurven für das AF geregelte Solarpaneel	117
8.14.	WOK's mit Stellgrößenaufwand zur Dämpfung des Solarpaneels mit AF1 und AF3 Regelung	118
8.15.	Amplitudengang des unregulierten und AF geregelten Solarpaneels	119
8.16.	Stellgrößenaufwand bei der AF Regelung am Solarpaneel.	120
8.17.	Skizze und Aufbau der LQG Regelung am Solarpaneel	120
8.18.	Amplitudengang des unregulierten und LQG geregelten Solarpaneels	121
8.19.	Aluminiumdose als Partikeldämpfer	123
8.20.	Fokussierte Moden für die aktive Dämpfung	124
8.21.	Skizze der Aktoranordnung am realen Solarpaneel	124
8.22.	Erzielbare Amplitudenreduktion des Engineering Solarpaneels bei Auslegung der aktiven Dämpfung für verschiedene Lastniveaus.	125
8.23.	Aktive Dämpfung im Akustiktest anhand der Spektralen Leistungsdichte eines Referenzsensors	126
8.24.	Durch den Regler angeforderte Aktorspannungen im Akustiktest	126
9.1.	Jitter am Detektor eines optischen Instrumentes	129
9.2.	Testaufbau des Demonstrators eines optischen Instrumentes	130
9.3.	Modell des optisch-mechanischen Testaufbaus	131
9.4.	Optisch relevante Moden des Testaufbaus	132
9.5.	Modell des optischen Testaufbaus mit aktivem Tilger	133
9.6.	Bodediagramm des optisch-mechanischen Testaufbaus aus Experiment und Simulation	134
9.7.	Performance-Index zur Steuerung der optisch relevanten Moden	135
9.8.	Amplitudenreduktion des optischen Instrumentes durch passive Tilgung	136

9.9. Wirkung des Kompensationsfilters der Tilgerdynamik im Amplitudengang	138
9.10. Stellgrößenaufwand für die aktive Dämpfung des optischen Instrumentes	139
9.11. Amplitudengang des optischen Aufbaus bei Dämpfung der optisch relevanten Moden (kollozierter Sensor).	140
9.12. Amplitudengang des optischen Aufbaus bei Dämpfung der optisch relevanten Moden (Sensor am Spiegel).	141
9.13. Einfluss der zusätzlichen Dämpfung auf die Line-of-Sight Messung	142
9.14. Anregungsspektren eines Kühlaggregates und eines Drallrades.	143
9.15. Spektrale Leistungsdichte der Antwortfunktionen am optischen Instrument bei realistischen Anregungskräften F_s	144
A.1. Pin-Force Modell für die einseitige Applikation auf einem Sandwichbalken	151
A.2. Induzierte Krümmung in Abhängigkeit des Dickenverhältnisses zwischen Struktur und Aktor am Sandwichbauteil	153
A.3. Kragbalken mit Piezoflächenaktor und verschiedenen Messpunkten.	154
A.4. Eigenformen und -frequenzen des Kragbalkens	154
A.5. Schrittweise Identifikation und Realisierung modaler Beobachtermodelle	157
A.6. Typisches Stabilisierungsdiagramm einer schwach gedämpften Struktur	158
A.7. Stabilisierungsdiagramm für die Bestimmung einer Modellordnung am Solarpaneel	160
A.8. Modale Geschwindigkeiten des Solarpaneels aus Simulation und Messung	161
A.9. Aktiver Tilger mit Kopplung zu einer elastischen Struktur	162
A.10. Freigeschnittene Teilsysteme des aktiven Tilgers	162

Tabellenverzeichnis

3.1. Bewertung verschiedener Aktorprinzipien hinsichtlich funktionaler und operationeller Kriterien	21
3.2. Vergleich gängiger Aktoren für den Einsatz in der Strukturdynamik . . .	22
3.3. Vor- und Nachteile verschiedener Flächenaktoren	28
4.1. Eigenschaften piezokeramischer Probekörper für die Kennwertbestimmung	49
4.2. Piezoelektrische Ladungskonstante bei 30 °C Umgebungstemperatur . . .	51
4.3. Relative Permittivität, elektrische Kapazität und Kapazitätsänderung der piezokeramischen Probekörper	57
5.1. Mechanische Eigenschaften von Balken und Aktor	63
5.2. Mechanische Eigenschaften von Sandwichbalken und Aktor	66
5.3. Eigenschaften von Kragbalken und Piezoaktor zur Verifikation	74
5.4. Eigenschaften von Sandwichpaneel und Piezoaktoren	77
5.5. Aktorkräfte am Sandwichpaneel in Simulation und Berechnung	81
8.1. Modale Eigenschaften des Testaufbaus in Simulation und Experiment . .	111
8.2. Vergleich der berechneten und gemessenen Resonanzamplituden am Solarpaneel bei Anregung mit Shaker und Aktorpaar A1	115
8.3. Einstellwerte der AF Regelung zur Dämpfung der ersten Moden des Solarpaneels	116
8.4. Simulierte und gemessene Dämpfungen bei AF Regelung am Solarpaneel	119
8.5. Simulierte und gemessene Dämpfungen bei LQG Regelung am Solarpaneel	121
8.6. Zusätzliche Dämpfung des Solarpaneels durch Widerstandsbeschaltung .	122
8.7. Zusätzliche Dämpfung des Solarpaneels mit einem Partikeldämpfer	123
9.1. Eigenfrequenzen und Dämpfungen des opto-mechanischen Aufbaus	132
9.2. Passive Tilgung des optisch-mechanischen Aufbaus	136
9.3. Reglereinstellungen zur Dämpfung ausgewählter optischer Moden	138
9.4. Im Versuch ermittelte Eigenfrequenzen und modale Dämpfungen des optischen Testaufbaus bei aktiver Tilgung.	141
9.5. Spezifikation der realistischen Störkräfte für optische Instrumente	143
9.6. Gemittelte Beschleunigungen am optischen Instrument bei realistischen Störkräften.	144

A.1. Spezifikation des CSA SA-1 Tilgers nach [89] 165

Nomenklatur

Abkürzungen

AF	Acceleration Feedback Regelung
APDL	ANSYS Parametric Design Language (Programmiersprache)
CAD	Computer Aided Design
CFK	Kohlefaserverstärkter Kunststoff
CLT	Klassische Laminattheorie (Classic Laminate Theory)
DMS	Dehnungsmessstreifen
FEM	Finite Element Methode
FHG	Freiheitsgrad (FEM)
GFK	Glasfaserverstärkter Kunststoff
Hold Down	Lagerpunkt am Solarpaneel
KOS	Koordinatensystem
LLB	Lehrstuhl für Leichtbau (Technische Universität München)
LOS	Optischer Lichtpfad eines optischen Instrumentes (Line-of-Sight)
LQG	Linear Quadratic Gaussian Regler
MAC	Modal Assurance Criterion
N4SID	Methoden zur Systemidentifikation
OASPL	Overall sound pressure level (Akustiktests)
PPF	Positive Position Feedback Regelung
PSD	Position Sensitive Device
PSD	Spektrale Leistungsdichte (Power Spectral Density)
RMS	Mittlerer quadratischer Fehler (Root Mean Square)
SMI	Structural Modelling Interface (LLB Konvertierungstool)
SNR	Signal-zu-Rausch Abstand (Signal-to-Noise Ratio)
WOK	Wurzelortskurve

Symbole

$[A]$	Systemmatrix
$[B]$	Eingangsmatrix
$[C]$	Ausgangsmatrix
$[D]$	Durchgriffsmatrix
$[K]_k$	Kalman Matrix zur Zustandsbeobachtung
$[M], [D], [K]$	Massen-, Dämpfungs-, Steifigkeitsmatrix
$[Q]$	Wichtungsmatrix der Zustände für das linear quadratische Problem
A	Fläche am Plattenkondensator
C	Elektrische Kapazität
$C(\omega)$	Übertragungsfunktion des Kompensationsfilters
E	Elastizitätsmodul
E_3	Elektrisches Feld in Polarisationsrichtung
E_s	Effektivwert der Störgröße
E_{ii}	Modale Energie (Summe aus kinetischer und potentieller Energie)
G	Schubmodul
$G(\omega)$	Übertragungsfunktion der unregulierten Struktur
$H(\omega)$	Übertragungsfunktion der regulierten Struktur
M_a	Aktormoment
P_a	Aktoreinflussvektor
P_m	Mittlerer Leistungsbedarf der Piezokeramik
P_s	Sensoreinflussvektor
PI	Performance Index
Q	Elektrische Ladung
R	Reduktionsfaktor der Schwingungsenergie
$R(\omega)$	Reglerübertragungsfunktion
S_1	Dehnungen quer zur Polarisationsrichtung
T	Dickenverhältnis zwischen Struktur und Aktor
T_C	Curie-Temperatur
U_3	Elektrische Spannung in Polarisationsrichtung (Piezoaktor)
U_a	Stellgröße am Systemeingang
U_s	Störgröße am Systemeingang
W_c	Gram'sche Steuerbarkeitsmatrix
\vec{q}_r	Bewegungskordinaten von Ritzvektoren
\vec{q}	Modale Bewegungskordinaten

\vec{u}	FEM Verschiebungsvektor
\vec{x}	Vektor der Bewegungskordinaten
c_i	Wichtungsfaktor bei der Optimierung für das Dämpfungsinkrement der Mode i
d_{31}	Piezoelektrische Ladungskonstante quer zur Polarisationsrichtung
f_i	Eigenfrequenz der Mode i
f_T	Tilgereigenfrequenz
g_j	Spannungsrestriktion bei der Optimierung der Reglerparameter
m_T, d_T, k_T	Masse, Dämpfung und Steifigkeit des Tilgers
r_a	Radialer Aktorabstand vom Hold Down
t_a	Aktordicke
t_d	Dicke der Deckschicht am Sandwichbauteil
t_K	Klebstoffdicke
w_i	Wichtungsfaktoren des modalen Dämpfungsinkrementes bei der Optimierung der Reglerparameter
$\Delta\vartheta$	Temperaturänderung
$\Delta\zeta_i$	Dämpfungsinkrement für Mode i
Γ	Schubparameter der Klebstoffschicht
Ω_T	Eigenkreisfrequenz des Tilgers
Ψ	Steifigkeitsverhältnis zwischen Struktur und Aktor
α	Thermischer Ausdehnungskoeffizient
β	Modaler Eintrag in der Eingangsmatrix
δ	Winkel zwischen Aktor- und Solarpaneellängsachse
γ	Phasenversatz der Leistungselektronik
κ	Induzierte Krümmung
ω_i	Eigenkreisfrequenz von Mode i
τ	Schubspannung
ε	Permittivität
ϑ	Temperatur
$\vec{\phi}_i$	Eigenvektor von Mode i
$\vec{\phi}_r$	Ritzvektor
ζ_i	Modale Dämpfung der Mode i
ζ_T	Modale Dämpfung des Tilgers

1. Einleitung

1.1. Motivation

An moderne Raumfahrtstrukturen werden hohe strukturelle und funktionale Anforderungen gestellt. Für zukünftige Missionen sind hierbei zwei Tendenzen absehbar. Zum einen ist die Erhöhung der spezifischen Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems von Interesse um den wachsenden Energiebedarf der Verbraucher gerecht zu werden. Zum anderen hängen Missionsziele zunehmend von der Steigerung der Genauigkeit der Mess- und Positioniersysteme ab, weshalb eine höhere Funktionsintegration gefordert ist.

Beiden Entwicklungen muss bei der Auslegung der Struktur Rechnung getragen werden. Aufgrund des hohen Kostendruckes bei der Neuentwicklung von Raumfahrtstrukturen kommen daher zunächst klassische konstruktive Maßnahmen zum Einsatz um die geforderten Ziele zu erreichen, wie beispielsweise die Vergrößerung der Solarfläche oder der strukturellen Steifigkeit. Da die Strukturen in der Regel sehr geringe Dämpfungen aufweisen und das strukturdynamische Verhalten in der Startphase und im Orbit eine wichtige Rolle spielt, stellt die Vergrößerung der Strukturdämpfung eine alternative Methode dar um Resonanzspitzen abzuschwächen. In allen Fällen wird jedoch die Masse des Gesamtsystems durch den zusätzlichen Materialeinsatz bzw. schwere Dämpfungsmatten und Tilger erhöht, was neben der Verschiebung von Eigenfrequenzen ebenfalls Zusatzkosten für den Transport in den Orbit verursacht.

Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit die aktive Schwingungsdämpfung typischer Raumfahrtkomponenten untersucht. Kann durch das aktive System die Dämpfung ausgewählter Komponenten deutlich angehoben werden, ergeben sich für die Gesamtstruktur wegen der reduzierten Resonanzamplituden mehrere Vorteile im Vergleich zu den passiven Maßnahmen. Neben der generellen Reduktion von Resonanzamplituden und damit einer geringen Störanfälligkeit der Struktur während des Betriebes besteht gleichzeitig aufgrund der reduzierten Beanspruchung der Komponente neues Potential zur Reduktion struktureller Masse. Damit die Eigenmasse des aktiven Systems keine Verschlechterung der spezifischen Leistung bewirkt, muss die volle Leistungsfähigkeit der Aktoren ausgeschöpft werden. Da sich die zusätzliche Dämpfung weiterhin auch auf die Gesamtstruktur auswirkt, bietet sie die Möglichkeit überlagerte Regelkreise (wie z.B. die Lageregelung des Satelliten) zu unterstützen und Energie beim Regeleingriff einzusparen.

1.2. Aktive Schwingungsdämpfung von Raumfahrtstrukturen - Rückblick

Die Entwicklung der aktiven Schwingungsdämpfung für Raumfahrtanwendungen hat ihren Ursprung in den 1970er Jahren, als durch die größeren Raumfahrtstrukturen (*Large Space Structures, LSS*) zunehmend Probleme durch die Kopplung der unterschiedlichen flexiblen Komponenten auftraten. Diese Kopplung war zunächst Hauptgegenstand der Untersuchungen und führte zu mehreren Experimenten zur Simulation, Identifikation und Gegenmaßnahmen der Kopplung. Eines der ersten größeren Experimente ist die innerhalb des U.S. *CSI*-Programms durchgeführte *CASES Mission* [117]. Bis Ende der 1980er Jahre entstanden in Amerika und Europa mehrere bedeutende Versuchseinrichtungen zur Erforschung der aktiven Strukturregelung auf Gesamtsystem- oder Komponentenebene. Eine kompakte Zusammenfassung der Aktivitäten der NASA, ESA sowie beteiligter Forschungseinrichtungen auf diesem Gebiet vor 1990 kann den Quellen [111, 112] entnommen werden.

1.2.1. Reglerkonzepte

In der Literatur zur aktiven Schwingungsdämpfung ist wegen der Fülle an Anwendungsfällen nahezu jede Form der Regelung anzutreffen [83]. An dieser Stelle werden deshalb die für Raumfahrtstrukturen typischen Regler vorgestellt.

Die einfachste Form der Regelung stellt die *Direct Velocity Feedback (DVF)* Regelung dar. Nach Balas ist die Anwendbarkeit für *LSS* jedoch eingeschränkt und bedarf einer kollokierten Aktor-/Sensoranordnung [16]. Um die Stabilität im höheren Frequenzbereich trotz Phasengang der Aktoren zu garantieren, führt Goh eine zusätzliche Phasenkorrektur mit Hilfe eines *Lead-Lag-Kompensators* ein [57]. Mit der Erweiterung der Filterung wird in [56] die *Positive Position Feedback (PPF)* Regelung vorgestellt, welche in Bezug zur *DVF* Regelung weniger sensitiv auf Streckenänderung ist. Durch Abstimmen der Filterparameter kann die Dämpfung ausgewählter Moden erhöht werden, wobei zur multimodalen Regelung ein Filter pro Mode vorgeschlagen wird [48]. Eine konzeptionell duale Variante dieser Regelung stellt die *Acceleration Feedback (AF)* Regelung dar, bei der anstatt von Verschiebungssignalen Beschleunigungen für die Rückführung verwendet werden [69]. In [34] wird die Parametereinstellung der *AF* Regelung für eine nicht kollokierte Aktor-/Sensoranordnung diskutiert, weil diese für reale Anwendungen wegen der geringen Anzahl an Aktoren häufig vorkommt.

Bei der von Preumont u. a. vorgestellten *Integral Force Feedback (IFF)* Regelung wird ein Kraftsignal über einen Integrator auf die Aktoren zurückgeführt. Die Vorteile sind die guten Stabilitätseigenschaften und der geringe Implementierungsaufwand [99].

Ein allgemeinerer Ansatz zur Realisierung der aktiven Schwingungsdämpfung kann durch die Methoden der Zustandsregelung verfolgt werden [74], wobei in modaler Form stets ein Beobachter für modale Zustände und eine Reglermatrix notwendig sind. Für die Bestimmung der Reglermatrix kommt die Linear Quadratische Regelung am häufigsten zum Einsatz. Weil die Lösung stets an reduzierten Modellen berechnet wird, kann durch Spillover und Modellierungsfehler die geregelte Struktur instabil werden [14, 15].

Eine spezielle Form der Zustandsregelung stellt die *Independent Modal Space Control (IM-SC)* dar, welche erstmals in [82] zur Regelung flexibler Raumfahrtstrukturen beschrieben wird. Weil dabei die Anzahl an Aktoren der Anzahl der geregelten Moden entspricht, wird der Aufwand für die Realisierung dieser Regelung mit zunehmender Modenanzahl größer [81].

Mit Hilfe robuster Auslegungsverfahren, wie beispielsweise der H_∞ Regelung, werden zusätzliche Streckenunsicherheiten im Auslegungsprozess zur Erhaltung der Stabilität berücksichtigt [108]. Eine weitere Alternative stellen adaptive Regelungen dar, bei denen durch Identifikation und Anpassung geeigneter Reglerparameter das geregelte Strukturverhalten verbessert wird. Neben rückgekoppelten Systemen, wie Regler basierend auf dem erweiterten Kalmanfilter (*EKF*), werden hierfür auch Vorsteuerungen wie beispielsweise die Filtered-X-LMS Regelung eingesetzt (*FxLMS*) [5, 10, 17, 40, 54, 109, 120].

1.2.2. Aktive Strukturen

Aktive Fachwerke und Schnittstellen

Balas verwendet in seinem modularen Demonstratoraufbau am Caltech ein Fachwerk mit strukturintegrierten Voice Coil Aktoren (*VCM*), welcher in einem zweiten Schritt um elektrodynamische Inertialaktoren erweitert wird [13]. Durch die Integration der elektrodynamischen Aktoren und Sensoren in einen aktiven Stab konnte am Institute of Space and Astronautical Science (*ISAS*) die Kraftwirkung in Stabrichtung erreicht werden, wodurch nur noch flexible Moden durch die Aktorik direkt beeinflusst werden [84]. Die gleiche Vorgehensweise wurde von FANSON u. a. am Jet Propulsion Laboratory (*JPL*) benutzt um piezoelektrische Aktoren und Verschiebungssensoren in einem aktiven Stab zu kombinieren. Zwei repräsentative aktive Fachwerkstrukturen eines Interferometers und eines hochpräzisen Demonstrators wurden im Zuge des *CSI* Programms damit realisiert [46, 47]. Zur aktiven Dämpfung kamen wiederum verschiedene Regler zum Einsatz, unter denen die PPF Regelung die größte modale Dämpfung und Robustheit erzielte. Sowohl für sinusförmige als auch zufällige Anregungskräfte arbeitet die Regelung zuverlässig. Preumont und Bossens nutzt am *ULB* die gleiche kollokierte Aktor-/Sensoranordnung, jedoch kommt anstatt des Verschiebungs- ein Kraftsensor zum Einsatz. Durch die *IFF* Regelung kann ein sehr robustes Regelverhalten erreicht werden [99, 101, 102].

Am Langley Research Center (*LaRC*) wurde mit dem *CSI* Evolutionary Model (*CEM*)

eine repräsentative Fachwerksstruktur zur Untersuchung der Interaktion zwischen flexibler Struktur und Richtungsstabilisierung optischer Sensoren entwickelt, bei der klassische Aktoren und Sensoren für die Strukturregelung eingesetzt wurden (Schubdüsen, Beschleunigungsaufnehmer) [19]. Das Ziel der Regelung war die Verbesserung der Line-of-Sight Performanz, weshalb ein LQG Regler für die niederen Moden ($< 2Hz$) mit einer zusätzlichen lokalen Stabilisierung höherer Moden zum Einsatz kam. Im *CEM-3* Testaufbau wurde die Stabilisierung optischer Komponenten mit Hilfe der aktiven Dämpfung untersucht. Dazu wurden im Payload Adapter aktive Streben mit piezoelektrischen Aktoren eingebaut [59] und eine LQG Regelung für optisch relevante Moden unterhalb $100Hz$ umgesetzt. Weil die Anforderungen an optische Instrumente in den 1990er Jahren stetig stiegen, standen aktive Schnittstellen zunehmend im Fokus der Untersuchungen. Die meisten stellen wegen der Stabilisierung aller Raumrichtungen Hexapode dar, mit denen die aktive Schwingungsisolierung realisiert werden kann. Typische Plattformen sind die innerhalb der Projekte *MAIS* [35] und *SUITE* [36, 42] entwickelten Isolatoren. Mit dem Middeck Active Control Experiment (*MACE*), welches 1995 mit der STS-67 Mission durchgeführt wurde, konnte die Effektivität der aktiven Regelung und die Verbesserung der Richtungsstabilisierung der Komponenten gezeigt werden. Wegen der unterschiedlichen dynamischen Eigenschaften im Orbit entstand verstärkt Interesse an adaptiven und neuronalen Ansätzen für die aktive Strukturregelung [36].

Weitere Beispiele ähnlicher aktiver Strukturen sind in [12, 22, 50, 59, 99, 101, 102] enthalten.

Aktive Platten

Bei dem Advanced Space Shuttle Experiment (*ASTREX*) wurden aktive Streben durch Einbettung von piezokeramischen Platten in Faserverbundstreben aufgebaut und zur Reduzierung der Abklingzeit des Sekundärspiegels eines Teleskopes eingesetzt. Wegen der kollokierten Anordnung von Aktor- und Sensorplatten wurden mit der *PPF* und *IFF* Regelung zwei lokale Regelungen für die Realisierung der aktiven Dämpfung ausgewählt. Im Vergleich zur passiven Dämpfung konnte eine signifikant höhere Dämpfung erreicht werden [3]. Ähnliche Aktoren wurden im Advanced Controls Technology Experiment (*ACTEX*) als Teil eines aktives Dreibeins eingesetzt. Durch lokale Schwingungsdämpfung konnte eine deutliche Reduktion der Resonanzamplituden der ersten Moden erzielt werden [36, 42, 79].

Die Integration piezoelektrischer Flächenaktoren in die Rippen eines Reflektors wurde von Dosch u. a. für die Schwingungsdämpfung eingesetzt. Mit einer einfachen *PPF* Regelung konnte die Dämpfung mehr als 1% vergrößert werden. Im Control-Flexibility Interaction Experiment (*CFIE*) wurden piezokeramische Flächenaktoren zur *PPF* Regelung einer Teststruktur verwendet. Zusätzlich wurde die Adaption der Reglerparameter untersucht, um Unterschiede im dynamischen Strukturverhalten kompensieren zu können [31].

Formica u. a. untersucht die zusätzliche Dämpfung von Solarpaneelen am Beispiel der

ARTEMIS Mission. Durch Einsatz piezoelektrischer Flächenaktoren und -sensoren und direkte Rückführung der Sensorströme kann eine zusätzliche Dämpfung bis zu 9% erreicht werden [49]. Ähnliche Studien wurden mit alternativen Aktoren in [66, 72, 110] durchgeführt. Alle Untersuchungen beschränken sich jedoch auf den Betrieb im Orbit.

Die Reduktion zusätzlicher Störkräfte von an Bord befindlichen Störquellen wurde im Adaptive Centralized Control System (*ACCS*) Projekt mit Hilfe von Flächenaktoren untersucht.

1.2.3. Aktoren und Aktorauswahl

Die Aktorik für ein System zur Schwingungsdämpfung kann zunächst aus einer Vielzahl unterschiedlicher Aktorgruppen und -bauformen realisiert werden. In Abbildung 1.1 sind beispielhaft verschiedene Aktorgruppen bezüglich Effizienz und spezifischer Leistung eingeordnet.

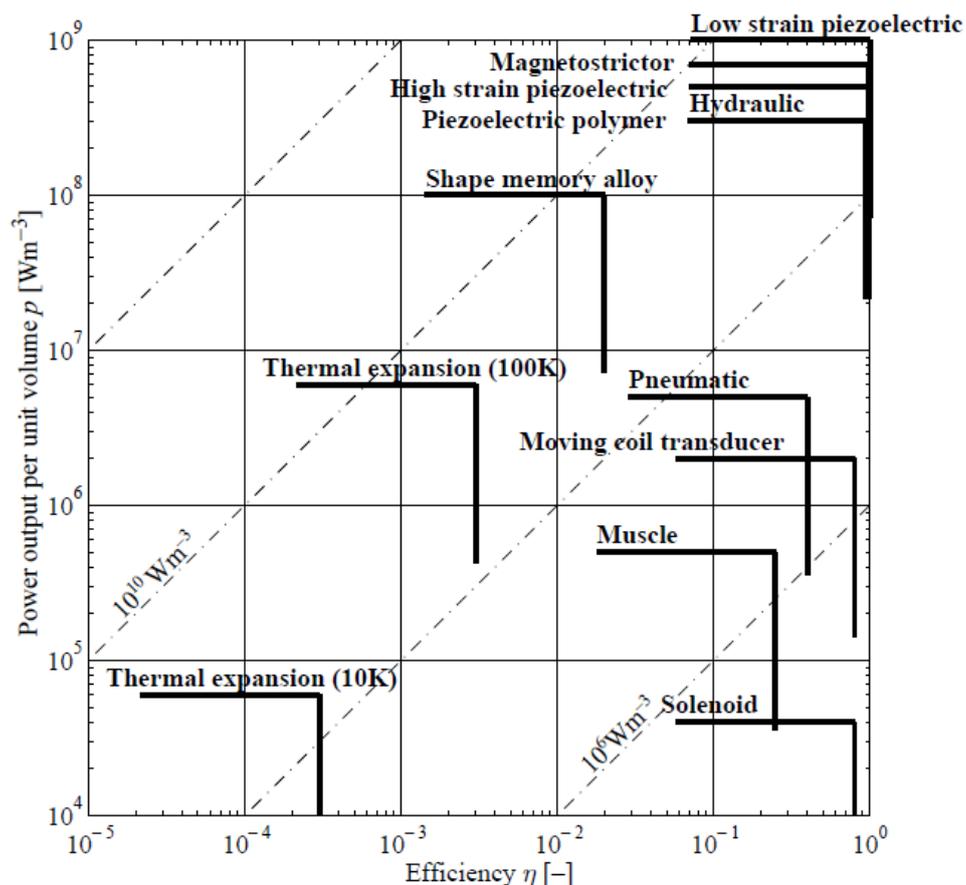


Abbildung 1.1.: Spezifische Leistung und Effizienz verschiedener Aktorgruppen nach [64].

Wada betrachtet bei der Auswahl der geeigneten Aktoren für Raumfahrtanwendungen vor allem mechanische Aktoreigenschaften. Einen strukturierten Auswahlprozess beschreiben die Autoren in [64, 122], wobei aus den Aktoreigenschaften Performanzindizes aufgestellt werden und als Vergleich dienen. Als Alternative können anhand der Aktorkennwerte (Kraft, Verschiebung, Frequenz, etc.) spezifische Größen (spezifische Leistungsdichte, spezifisches Arbeitsvermögen, Effizienz, etc.) berechnet und in Diagrammen gegenübergestellt werden [64, 98, 122].

Huber u. a. unterscheiden bei der Auswahl zunächst die statische, zyklische oder schwingungsdämpfende Aktuation. Basierend darauf werden Zielfunktionen zur Minimierung von Aktormasse oder -volumen definiert. Durch Übertrag der aus der Zielfunktion abgelesenen Abhängigkeit verschiedener Aktoreigenschaften (Spannung, Dehnung) in die Auswahldiagramme lässt sich eine geeignete Gruppe von Aktoren zur Erfüllung der Anforderungen identifizieren [64]. Zupan u. a. führen diese Selektion ganz ohne vorheriges Gruppieren der dynamischen Anwendung der Aktorik durch. Die Auswahl erfolgt hier ebenfalls anhand der Performanzdiagramme, beginnend bei den mechanischen Eigenschaften Kraft und Aktorhub. Durch weitere anwendungsrelevante Auswahldiagramme können nach dem Ausschlussverfahren die in Frage kommenden Aktoren identifiziert werden [122]. Für die Schwingungsdämpfung bedeutet dies, dass hierbei besonders die Aktuationsfrequenz und die Leistungsdichte der Aktoren entscheidend bei der Auswahl ist. Die wichtigsten Aktorgruppen mit diesen Eigenschaften werden nachfolgend kurz erläutert.

Elektrodynamische Aktoren

Elektrodynamische Aktoren arbeiten nach dem Prinzip der Lorentzkraft und werden wegen ihrem ursprünglichen Nutzen (Lautsprecher) oftmals als Voice Coil Motoren (*VCM*) bezeichnet. Die Aktuationseigenschaften können durch die Konstruktion von Spule, Magnet und magnetischem Fluss eingestellt werden [21]. Spulenstrom und magnetische Flussdichte sind die begrenzenden Faktoren für die Leistungsdichte.

(a) Magnet und Spule eines VCM [53]



(b) Aktiver Tilger [87]



Abbildung 1.2.: Typische Bauweisen elektrodynamischer Aktoren, wobei beim aktiven Tilger die Spule und der Magnet im Gehäuse gekapselt sind.

Bedingt durch die einfache Bauweise (Abbildung 1.2) sind elektrodynamische Aktoren sehr robust. Um die Reluktanz des magnetischen Kreises gering zu halten, sind in der Regel massive Gehäuse notwendig. Zur Schwingungsdämpfung werden vorwiegend zwei Aktortypen eingesetzt: der Linear- und der Inertialaktor (*Proof-Mass-Aktoren*, *PMA*). Die Linearaktoren profitieren hierbei von der vom Aktuatorschub unabhängigen Kraftwirkung. Neben dieser Eigenschaft wird der hohe Aktuatorsweg besonders für den Betrieb von Inertialaktoren genutzt. Ein weiterer Vorteil gegenüber anderen Aktoren ist die niedrige Ansteuerspannung, weil die Kraftwirkung durch den Spulenstrom erzeugt wird.

Verschiedene Firmen bieten elektrodynamische Aktoren in den erwähnten Bauweisen an. *Moticont*, *Geeplus Europe Ltd*, *BEI Kimco Magnetics* und *PBA Systems Pte Ltd* sind Hersteller von Linearaktoren welche ohne Wegbegrenzung in unterschiedlichen Größen verfügbar sind [18, 53, 90, 95]. Mit Begrenzung und Gehäuse sind Inertialaktoren von *Moog CSA Engineering* erhältlich, die sowohl aktiv als auch passiv eingesetzt werden können [87, 88].

Magnetostriktive Aktoren

Magnetostriktive Aktoren bestehen aus ferromagnetischen Materialien und nutzen zur Aktuation den Joule Effekt aus [67, 98]. Der heute eingesetzte Werkstoff *TERFENOL-D* besteht aus seltenen Erden und wurde in den 1970er Jahren am Naval Ordnance Laboratory entwickelt [30]. Er besitzt ein hohes Aktuatorsvermögen und eine bessere Temperaturstabilität als herkömmliche Materialien (Curie-Temperatur 380, [45]). Die Aktuatoreigenschaften dieser Aktoren hängen entscheidend von der mechanischen und magnetischen Vorspannung ab [86], weshalb die Konstruktion von Linearaktoren relativ massiv im Vergleich zu anderen Aktoren ausfällt (Eisenring und elektrische Spule). Wegvergrößerungssysteme eignen sich hierfür besonders gut, weil sowohl die Vorspannung als auch die effektiv genutzte Aktuatorrichtung gedreht wird. Somit ist trotz der hohen Aktorlänge eine Integration in die Struktur möglich [28]

Die Steuerung magnetostriktiver Aktoren erfolgt über den Spulenstrom. Wegen der Vormagnetisierung und dem dadurch konstanten Stromfluss in der Spule sind solche Aktoren im statischen Betrieb ineffizienter als vergleichbare Piezoaktoren [29].

Mehrere Firmen bieten diese Aktoren kommerziell an. *Etrema Products Inc.* ist Hersteller magnetostriktiver Materialien und hat Linearaktoren unterschiedlicher Größe im Angebot [44]. Die Firma *Cedrat Technologies* ist spezialisiert auf mechatronische Produkte und fertigt magnetostriktive Aktoren mit diversen Wegvergrößerungssystemen [24].

Piezoelektrische Aktoren

Piezoelektrische Aktoren arbeiten nach dem inversen piezoelektrischen Effekt und bestehen heute wegen des ausgeprägten Effektes und der freien Formgebung aus polykristallinen Blei-Zirkonat-Titanat (*PZT*) Materialien. Vermehrt werden monokristalline Werkstoffe aus Blei-Magnesium-Niob-Titanat (*PMN*) hergestellt [61, 94, 121], weil sie

einen deutlich größeren Effekt besitzen. Die technische Nutzung ist jedoch aufgrund des Herstellungsprozesses nur in wenigen Fällen möglich.

Die Materialkennwerte der Aktoren sind nur für geringe elektrische Felder und mechanische Beanspruchungen gültig (Kleinsignalverhalten) [27]. In [62, 107] ist eine ausführliche Charakterisierung des Großsignalverhaltens, Drifts und der dynamischen Hysterese einer *PZT-5H* Keramik enthalten. Deren Eigenschaften werden in [63] für einen weiten Temperaturbereich bestimmt. Für andere Keramikwerkstoffe müssen die relevanten Eigenschaften anwendungsbezogen ermittelt werden.

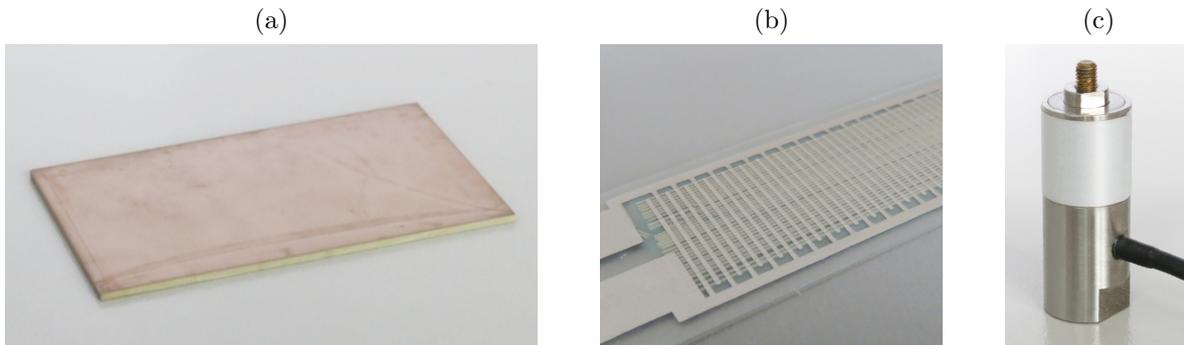


Abbildung 1.3.: Verschiedene Bauweisen piezokeramischer Aktoren: Vollkeramik (a), Active Fiber Composite (b) und Stapelaktor mit Gehäuse (c).

In Schwingungsanwendungen kommen unterschiedliche Bauformen der Aktoren vor (Abbildung 1.3). Flächenaktoren werden zur direkten Applikation auf ebene oder gekrümmte Bauteile eingesetzt. Während zur Applikation auf ebenen Strukturen die einfache Bauweise als Vollkeramik verwendet werden kann, muss bei gekrümmten Strukturen die Keramik in eine Trägerstruktur (meistens Laminataufbauten) eingebettet werden. Typische Vertreter sind die Active Fiber Composites (*AFC*) oder die *DuraAct* Aktoren [96]. Weiterhin wird dabei durch verschiedene Anordnungen der Elektroden die Aktuationsdehnung vergrößert. Stapelaktoren besitzen durch die Aktuierung in Polarisationsrichtung bereits eine hohe Aktuationsdehnung. Wegen der Schichtung mehrerer Flächenaktoren übereinander können sie jedoch keine Zugkräfte aufnehmen und müssen mechanisch vorgespannt werden. Einen Überblick verschiedener Aktorbauweisen ist in [27, 65] enthalten.

Verschiedene analytische Modelle wurden zur Beschreibung der Struktur-Aktor-Kopplung entwickelt. Mit dem von Crawley und Luis vorgestellten Uniform Strain Model (*USM*) und Bernoulli-Euler Modell können balkenähnliche Strukturen modelliert werden [33]. Erweiterungen dieser Modelle um die Schubverluste in der Klebstoffschicht sind in [25, 26, 27, 32, 118] enthalten. Die Erstellung von finiten Elementen basierend auf dem Variationsprinzip wird in genereller Form in [4, 85] formuliert. Alternativ kann die Analogie der piezoelektrischen zur thermischen Dehnung angewendet werden.

1.2.4. Zusammenfassung des Rückblickes

Die aktive Schwingungsdämpfung von Raumfahrtstrukturen wurde intensiv erforscht und konzentrierte sich hauptsächlich auf den operationellen Betrieb der Struktur im Orbit. Schwerpunkt dabei war die Positioniergenauigkeit optischer Komponenten relativ zueinander, weshalb viele der Anwendungsbeispiel Fachwerkstrukturen sind. Sowohl in Labordemonstratoren als auch Flughardware konnte bereits mit einfachen Reglerkonzepten (z.B. PPF) ein robustes Regelverhalten und eine hohe zusätzliche Dämpfung erreicht werden. Fast ausschließlich wurden dabei elektrodynamische und piezoelektrische Aktoren eingesetzt.

1.3. Problemstellung und Ziele

Anhand des Rückblickes zur aktiven Schwingungsdämpfung von Raumfahrtstrukturen aus dem vorherigen Abschnitt ist ersichtlich, dass das Zusammenwirken von Aktoreigenschaften, Struktur-Aktor-Interaktion sowie Reglerperformanz und -einstellung wegen der relativ geringen Belastungen im Orbit im Vergleich zu den Startlasten unzureichend untersucht wurden. Für die effektive Nutzung der aktiven Systeme während der gesamten Mission muss vor allem das Leistungsvermögen der Aktoren ausgeschöpft werden. Hieraus ergeben sich die folgenden Schwerpunkte der Untersuchungen in dieser Arbeit:

- Entwicklung eines einfachen und anwendungsbezogenen Modells für piezoelektrische Aktoren, welches die wichtigsten Änderungen der Aktuationseigenschaften in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen beschreibt.
- Untersuchung der Struktur-Aktor-Schnittstelle für typische Leichtbaukonstruktionen sowie Verwendung von Probekörpern zur Verifikation des simulierten Aktoreinflusses.
- Frühzeitige Bestimmung der Dämpfungsperformanz in Abhängigkeit der Stellgrößenbegrenzungen der Aktoren, um schon bei der modellbasierten Entwicklung der aktiven Struktur den Nutzen des Systems abzuschätzen.
- Vergleich der Effektivität eines aktiven Dämpfungssystems zu passiven Maßnahmen für realistische Belastungen an Beispielstrukturen. Verifikation des gesamten dynamischen Verhaltens aus der Simulation mit den Testergebnissen.

1.4. Gliederung der Arbeit

Kapitel 2: Ausgewählte Anwendungsbeispiele

Dieses Kapitel dient der kurzen Vorstellung der ausgewählten Anwendungsbeispiele zur aktiven Schwingungsdämpfung, die in dieser Arbeit am Ende besprochen werden. Die erste Anwendung beschäftigt sich mit der Dämpfung von großen Satelliten Solarpaneelen mit Fokussierung auf die hohen Belastungen während der Startphase. Beim zweiten Beispiel handelt es sich im Gegensatz dazu mit der zusätzlichen Dämpfung von Mikroschwingungen eines optischen Instrumentes um sehr geringe Störkräfte, wobei die Dämpfung zur Erweiterung der operationellen Funktionalität der Struktur eingesetzt wird. Beide Strukturen sowie die jeweiligen Ziele und Herausforderungen werden im Kontext der aktiven Schwingungsdämpfung kurz erläutert.

Kapitel 3: Grundlagen

Im Grundlagenkapitel werden die wichtigsten Voraussetzungen für die nachfolgenden Abschnitte dieser Arbeit vorgestellt. Einführend werden Aktorprinzipien und -mechanismen aus dem Stand der Technik aufgegriffen, nach verschiedenen Kriterien für eine Vorauswahl der Aktoren für die Schwingungsdämpfung bewertet und abschließend typische aktormechanische Eigenschaften aufgelistet. Da die Piezokeramik als typischer Funktionswerkstoff auch in dieser Arbeit einen wichtigen Aktortyp darstellt, werden grundlegende Effekte und deren mathematische Beschreibung erläutert. Mit der Vorstellung der mechanischen Zusammenhänge zwischen Aktor- und Struktur wird der Übergang zur gesamtheitlichen Modellierung der aktiven Struktur geschaffen. Typische Darstellungsformen zur Beschreibung des strukturdynamischen Verhaltens werden gezeigt und bei der Vorstellung grundlegender Reglerkonzepte zur Schwingungsdämpfung genutzt.

Kapitel 4: Bestimmung der Aktuationseigenschaften piezoelektrischer Flächenaktoren

Das Ausdehnungsverhalten piezokeramischer Aktoren ist abhängig von der Umgebungstemperatur und der Höhe der elektrischen Feldstärke. Herstellerangaben zu den Aktoreigenschaften beziehen sich jedoch in der Regel nur auf Raumtemperatur und den Kleinsignalbereich bei der elektrischen Ansteuerung. Deshalb werden in diesem Kapitel ausgewählte Aktuationseigenschaften für den bei Raumfahrtstrukturen typischen Temperaturbereich anhand von Probekörpern ermittelt. Hierfür werden sowohl geringe als auch hohe elektrische Felder bei der Ansteuerung eingesetzt und das nichtlineare Ausdehnungsverhalten im Großsignalbereich bestimmt. Aus den gemessenen Daten wird schließlich ein vollständiges Ersatzmodell der Piezoaktorik im betrachteten Betriebsbereich aufgestellt, welches neben dem Ausdehnungsverhalten auch die Leistungsbegrenzung der Piezoverstärker mit berücksichtigt.

Kapitel 5: Untersuchung der Struktur-Aktor-Schnittstelle

Die Struktur-Aktor-Schnittstelle beschreibt die mechanischen Vorgänge in der Klebefuge zwischen Flächenaktoren und einer Struktur, auf die die Aktoren appliziert wurden. Basierend auf finite Element Simulationen wird zunächst untersucht wie sich die Schubdeformation in der Klebstoffschicht auf die induzierte Krümmung der aktiven Struktur auswirkt. Hierfür stellt die isotrope Struktur in der Literatur eine grundlegende Bauweise dar und wird auch in dieser Arbeit anfänglich betrachtet. Durch Erweiterung der Simulations- und Berechnungsmodelle kann das Aktuationsvermögen an einer typischen Sandwichkonstruktion untersucht und mit den Ergebnissen der isotropen Bauweise verglichen werden. Es zeigt sich, dass für gewöhnliche Sandwichstrukturen kein signifikanter Aktuationsverlust durch die Klebstoffschicht eintritt. In den weiteren Abschnitten dieses Kapitels wird deshalb die berechnete Verformung zweier aktiver Beispielstrukturen (Kragbalken und Sandwichplatte) mit Messergebnissen aus dem Labor verifiziert. Es wird gezeigt, dass selbst vereinfachte Simulationsmodelle ausreichend genaue Ergebnisse liefern und die gemessenen 3D Verschiebungsfelder sehr gut in der Simulation nachgebildet werden.

Kapitel 6: Integrierte Modellierung der aktiven Struktur

Die gesamtheitliche Modellierung einer aktiven Struktur stellt die Grundlage für die Platzierung von Aktoren und die Auslegung der Reglerparameter dar. In *Kapitel 6* wird deshalb gezeigt, wie gekoppelte Strukturmodelle in dieser Arbeit basierend auf finite Element Simulationen erstellt werden. Grundlage hierfür sind immer modale Ergebnisse der Simulation, welche mit Hilfe einer am LLB entwickelten Toolbox nach MATLAB konvertiert werden. Nach der Konvertierung erfolgt die Integration der Aktormodelle im modalen Zustandsraummodell der Struktur. Je nach Verwendung des Modells stehen für diesen Schritt unterschiedliche Methoden zur Verfügung. Die genaue Integration der Struktur-Aktor-Interaktion ist schließlich notwendig zur Platzierung der Aktoren unter Berücksichtigung von Stellgrößen. Es wird gezeigt, wie bereits vor der Reglerauslegung basierend auf Eigen- und Einflussvektoren die für die Vergrößerung der Dämpfung notwendigen Stellgrößen abgeschätzt werden können. Somit kann bereits frühzeitig während der Modellerstellung geprüft werden, ob die zulässigen Betriebsbereiche der Aktorik eingehalten werden.

Kapitel 7: Regler für die aktive Schwingungsdämpfung

Die verwendeten Regler zur aktiven Schwingungsdämpfung werden in *Kapitel 7* erläutert. Weil bereits zahlreiche Regelungskonzepte in der Literatur beschrieben und erfolgreich zur Schwingungsdämpfung umgesetzt wurden, kommen in dieser Arbeit mit der Linear

Quadratischen Regelung und der Acceleration Feedback Regelung zwei bewährte Konzepte zum Einsatz. Wegen der einfachen Realisierbarkeit liegt der Fokus dieses Kapitels auf der anwendungsbezogenen Erweiterung der Acceleration Feedback Regelung, wobei aktordynamische Effekte sowie Streckenänderungen durch Aktoreigenschaften berücksichtigt werden. In der zweiten Hälfte dieses Kapitels werden die Stellgrößen zur Realisierung der zusätzlichen Strukturdämpfung genauer betrachtet. Durch Berechnung der Aktorkräfte für verschiedene Pollagen ausgewählter Moden steht ein weiteres Mittel zur Verfügung um im Auslegungsprozess der aktiven Struktur die Realisierbarkeit der aktiven Dämpfung zu prüfen. Somit kann auf eine iterative Vorgehensweise bei der Aktorplatzierung und Reglereinstellung verzichtet werden, weil die Stellgrößen stets bekannt sind.

Kapitel 8: Aktive Schwingungsdämpfung großer Satelliten-Solarpaneele

Die zusätzliche Schwingungsdämpfung eines Solarpaneels großer Kommunikationssatelliten stellt die erste Anwendung in dieser Arbeit dar. Dabei soll die Dämpfung vor allem zur Reduktion ausgewählter Resonanzspitzen im tieffrequenten Bereich genutzt werden um die Beanspruchung der Struktur zu reduzieren. Die Wirksamkeit des aktiven System wird an einem Demonstrator passiven Methoden gegenübergestellt und abschließend an einem großen Testpaneel unter realistischen Belastungen geprüft.

Kapitel 9: Aktive Dämpfung von Mikroschwingungen eines optischen Instruments

Als Gegensatz zur hochbelasteten Raumfahrtstruktur wird in diesem Kapitel die zusätzliche Dämpfung bei sehr geringen Schwingungsamplituden der Struktur untersucht. Es wird gezeigt, dass durch einen aktiven Tilger neben der passiven Dämpfung die zusätzliche aktive Dämpfung zur Verbesserung der optischen Leistung eines Instrumentes beiträgt. Hierdurch kann das aktive System als zusätzliche Option zeitlich temporär eingesetzt werden, um auch unter besonderen operationellen Zuständen hochgenaue Messungen durchführen zu können.

Kapitel 10: Zusammenfassung und Ausblick

Abschließend werden im letzten Kapitel dieser Arbeit die untersuchten Schritte zur Simulation und Verifikation der aktiven Schwingungsdämpfung großer Raumfahrtstrukturen zusammengefasst. Mit einer kritischen Bewertung des Nutzen solcher Systeme wird ein Ausblick für zukünftige Forschungsaspekte im Kontext der aktiv gedämpften Raumfahrtstrukturen gegeben.

2. Ausgewählte Anwendungsbeispiele

Eine typische Raumfahrtstruktur ist in Abbildung 2.1 anhand des *Optical Inter-Orbit Communications Engineering Test Satellite, (OICETS)* [80] dargestellt. Der Satellit besteht aus einem Bus als Träger der elektrischen Komponenten und Versorgungssysteme, den Solarpaneelen in Flügelkonfiguration zur Energieversorgung und dem optischen Instrument als Nutzlast des Satelliten. Schwingungen in den Komponenten werden durch externe und interne Störquellen (im Betrieb) bzw. den Belastungen der Rakete (Startphase, nicht dargestellt) verursacht. Sie führen entweder zur Beeinträchtigung der Funktionalität im Orbit oder zur hohen Beanspruchung der Bauteile im gepackten Zustand.

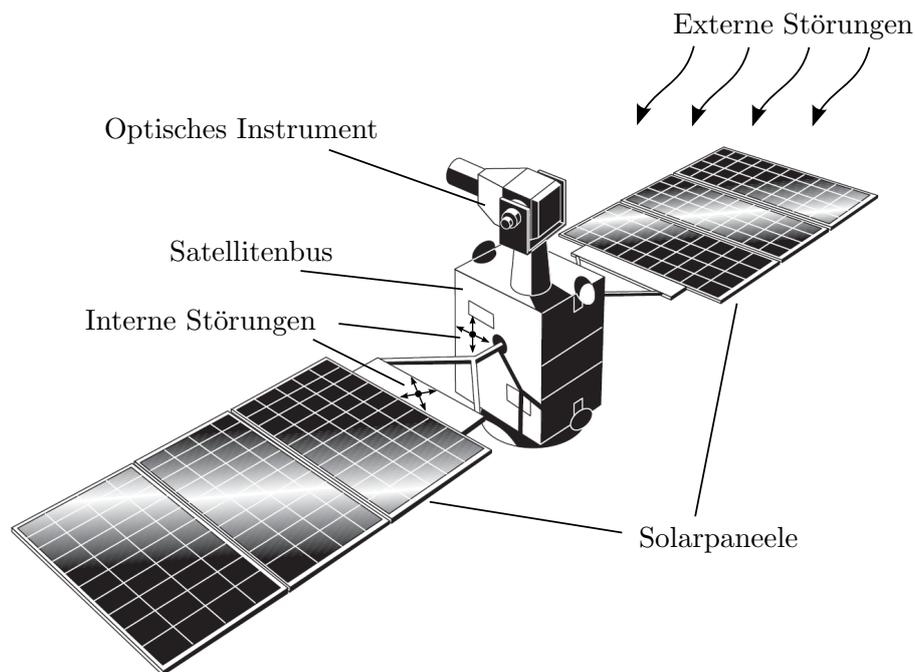


Abbildung 2.1.: Typische Konfiguration eines Satelliten mit optischen Messinstrument und Störquellen (Grafik aus [80])

In dieser Arbeit werden mit einem Solarpanel und einem optischen Instrument zwei Beispielstrukturen für die aktive Dämpfung eingesetzt. Am Solarpanel wird die Schwingungsdämpfung unter dynamischen Startlasten untersucht, beim optischen Instrument liegt der Fokus auf der Dämpfung der Mikroschwingungen im Orbit.

2.1. Satelliten Solarpaneele

Der Energiebedarf moderner Satelliten ist wegen der ansteigenden Komplexität der Satellitensysteme bzw. der höheren Bandbreite der Sende-, Empfangs- und Messsystemen stetig steigend. Um diesen Bedarf zu decken kommen große Solarpaneele mit hocheffizienten Solarzellen zum Einsatz. Sie werden aneinandergereiht und bilden damit große Solarflügel, die je nach notwendiger Solarfläche unterschiedliche Konfigurationen einnehmen können [55]. Während der Startphase sind die Solarpaneele einer Flügelhälfte übereinandergestapelt und werden mit Niederhaltern (*Hold Down*) an den Satellitenwänden verbunden (Abbildung 2.2). Die einzelnen Paneele haben vorwiegend die Aufgabe die Solarzellen zu tragen und die elektrische Energieversorgung der Satelliten sicherzustellen.

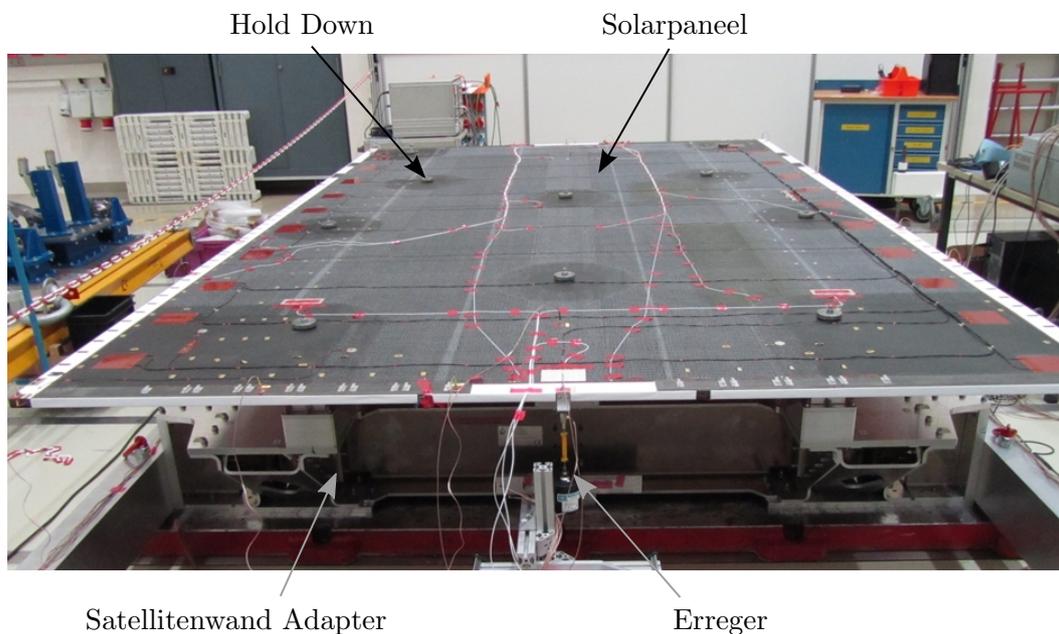


Abbildung 2.2.: Engineering Solarpaneel im Modaltestaufbau (Grafik aus [127])

Die Struktur selbst wird hauptsächlich in der Startphase hoch beansprucht und ist für die Operation im Orbit überdimensioniert. Dennoch stellt sie bereits eine Form des extremen Leichtbaus dar, weil die Platten in Sandwichbauweise mit steifigkeitsangepassten Deckschichten aus Kohlefaserrovings hergestellt werden. Eine weitere Reduktion der Strukturmasse ist nur mit zusätzlichen Dämpfungsmaßnahmen möglich. Passive Methoden, wie beispielsweise zusätzliche Dämpfungsschichten aus Elastomeren, sind prinzipiell einsetzbar, aber erhöhen wegen der relativ hohen Dichte der Materialien stets die Gesamtmasse. Die aktive Schwingungsdämpfung stellt deshalb eine alternative Methode dar, bei der durch geringe Zusatzmassen durch das aktive System die Dämpfung

erhöht werden kann. Neben der Untersuchung der Umsetzbarkeit eines aktives Systems für Solarpaneele wird in dieser Arbeit ebenfalls die Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkungen bei der Dimensionierung der Reglerparameter betrachtet. Dafür stehen in dieser Arbeit mit einem Labordemonstrator und einem Engineering Paneel (Abbildung 2.2) der Firma *Astrium GmbH* zwei ähnliche Strukturen zur Verfügung, um diese Methoden im Versuch zu verifizieren.

2.2. Optische Instrumente auf Satelliten

Optische Instrumente sammeln durch Messung verschiedener Spektralbereiche des Lichtes Informationen über beobachtete Objekte, wie z.B. der Erde oder andere Himmelskörper. Im Inneren solcher Instrumente befinden sich zur Bündelung der aufgefangenen Lichtstrahlen mehrere Spiegel, die das Licht auf Detektoren leiten um die Information aufzuzeichnen. Wird die Struktur durch Störkräfte zum Schwingen angeregt, kommt es zur Verschiebung der optischen Komponenten und führt am Detektor zu einem unscharfen Bild. Neben der Anzahl der Diskretisierungsstufen im Sensor sind Schwingungen ein Hauptgrund für die Einschränkungen der optischen Performanz moderner Instrumente. Für die Auslegung der Struktur werden deswegen in der Regel zulässige Schwingungslevel definiert.

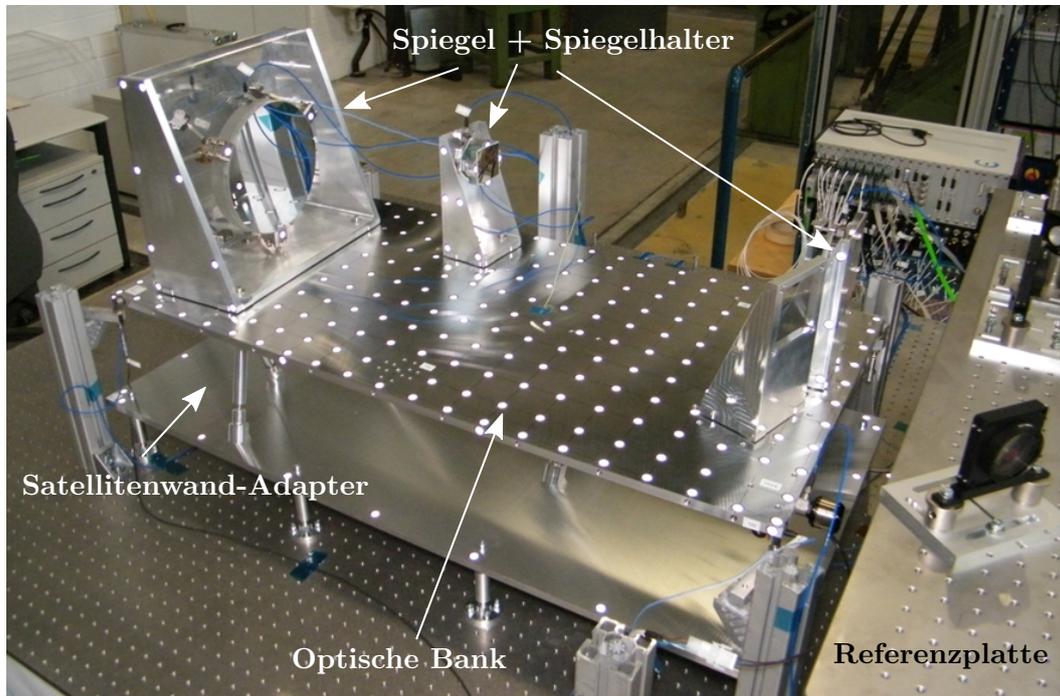


Abbildung 2.3.: Demonstrator eines optischen Instrumentes (Grafik ähnlich zu [124])

Die notwendigen Maßnahmen um die Schwingungslevel einzuhalten hängen von der Charakteristik der Störquelle ab (z.B. Inertialräder, Steuerdüsen, Kühlaggregate [115]). Als Alternative zu passiven Maßnahmen wird in dieser Arbeit die aktive Schwingungsdämpfung zur Instrumentenstabilisierung untersucht. Dazu wurde in Zusammenarbeit mit der Firma *Kayser-Threde GmbH* und *KRP Engineering Products GmbH* ein repräsentativer optischer Aufbau für Raumfahrtanwendungen entwickelt und gefertigt (Abbildung 2.3). Er enthält mit der optischen Bank, den Spiegeln sowie positionsempfindlichen Sensoren (*Position Sensitive Device, PSD*) alle typischen Komponenten eines Instrumentes. In dieser Arbeit wird untersucht, wie mit Hilfe von Inertialaktoren die geringen Schwingungsamplituden reduziert werden können und wie groß die verbleibende Dämpfung durch den Tilgungseffekt der Aktoren ist. Weiterhin ist der Einfluss des Mess- und Umgebungsrauschens auf die Struktur und das aktive Dämpfungssystem Gegenstand der Untersuchung. Bei geringen Amplituden darf durch die aktive Schwingungsdämpfung keine signifikante Vergrößerung des am Detektor gemessenen Rauschens entstehen.

3. Grundlagen

3.1. Auswahl geeigneter Aktoren und Aktorwerkstoffe

Die Auswahl von Aktoren und Aktorwerkstoffe für die aktive Schwingungsdämpfung erfolgt unter Berücksichtigung der Anforderungen an die aktive Struktur und den Umgebungsbedingungen, die während dem Betrieb auf die Aktoren einwirken. Nachfolgend wird deshalb zunächst ein Überblick über verschiedene Aktorprinzipien, -werkstoffe und -mechanismen gegeben. Anschließend erfolgt anhand spezifischer funktioneller und operationeller Auswahlkriterien für Raumfahrtanwendungen eine Vorauswahl geeigneter Aktoren.

3.1.1. Aktorprinzipien

Je nach Typ und Aufbau lassen sich Aktoren einem der in Abbildung 3.1 gezeigten Aktorprinzipien zuordnen.

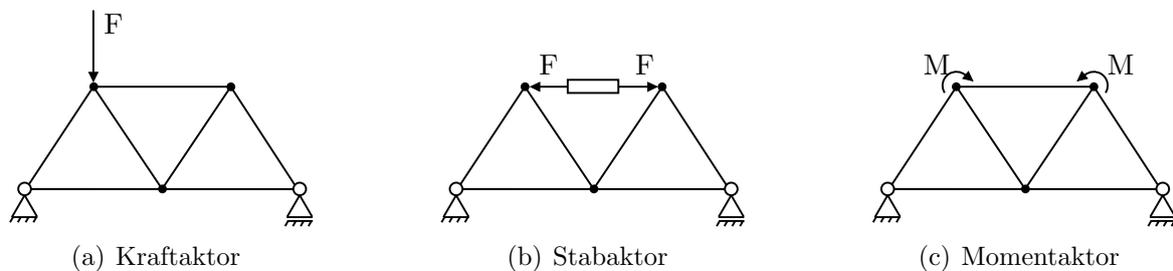


Abbildung 3.1.: Grundlegende Wirkmechanismen von Aktoren am Beispiel eines Fachwerkes

Zu der Klasse der Kraftaktoren nach Abbildung 3.1(a) gehören alle Aktoren, die nur auf einen Punkt der Struktur eine gerichtete Kraft ausüben. Zum Abstützen der Kraft über den Aktor muss es eine weitere, beliebig angeordnete Referenz im Raum geben die als Widerlager dient. So kann beispielsweise die Kraftwirkung auf Solarpaneele im gefalteten Zustand über die Abstützung an der Satellitenwand erzeugt werden. Jedoch erfordern solche Lösungen (*Release-*)Mechanismen zwischen Aktor und Struktur zur Entfaltung

der Paneele, was einen zusätzlichen Kompromiss bei der Auslegung der Aktoren bedeutet. Als Alternative kommen Aktoren mit einer Inertialmasse (*PMA*) zum Einsatz. Bei steigender Aktuationsfrequenz steigt die Reaktionskraft der Aktormasse bis zu einer Aktorsättigung, in der keine weitere Kraft ausgeübt werden kann. Diese Maximalkraft ist dennoch häufig ausreichend zur Beeinflussung der elastischen Struktur. Weil die Reaktionskraft der Masse im niedrigen Frequenzbereich abnimmt, kann die Maximalkraft erst ab einer aktorspezifischen Eigenfrequenz genutzt werden.

Die Stabaktoren aus Abbildung 3.1(b) unterscheiden sich von den Kraftaktoren insofern, dass sie durch die Einbaulage in der elastischen Struktur an beiden Enden ein Widerlager besitzen. In Kombination mit der Struktur entsteht über deren Steifigkeit eine spezifische Kraft, die von der Position innerhalb der Struktur abhängig ist und an mehreren Strukturpunkten wirkt. Deshalb ist für die Aktorplatzierung neben der Form der Struktur ebenfalls die Steifigkeitsverteilung von Interesse. Weil diese sehr große Werte annehmen kann, eignen sich hierbei besonders steife Aktoren mit kleinen Stellwegen und hohen Kräften. Typische Vertreter dieser Aktoren sind deshalb piezoelektrische Stapelaktoren.

Im Gegensatz zu den zuvor beschriebenen Wirkprinzipien beeinflussen die Momentaktoren aus Abbildung 3.1(c) die Struktur durch Einprägung eines Momentes. Dadurch lassen sich strukturspezifische Eigenschaften, wie z.B. bestimmte Eigenformen, einfacher steuern. Streng genommen gliedern sich viele Aktoren dieser Klasse jene der Stabaktoren unter, weil die Erzeugung des Aktuationsmomentes oftmals durch Kräftepaare in Kombination mit der Struktur entstehen. Jedoch lassen sich durch flächig aufgebrachte Aktoren Linienlasten und damit verteilte Momente an der Struktur erzeugen, was sie prinzipiell von den anderen Kategorien unterscheidet. Typische Aktoren nach diesem Aktuationsprinzip sind piezoelektrische Flächenaktoren (*Patch-Aktoren*), die durch eine Klebeverbindung eine großflächige Kopplung zur Struktur besitzen. Mit ihnen lassen sich selbst bei begrenztem Bauraum stark verteilte Aktorsysteme entwickeln.

3.1.2. Funktionswerkstoffe

Die Klasse der Funktionswerkstoffe bilden Festkörperaktoren und gehören damit zu den typischen Werkstoffen für adaptive und intelligente Strukturen. Durch die inherente Energiewandlung zwischen verschiedenen Domänen bieten sie im Vergleich zu klassischen translatorischen und rotatorischen Aktoren ein besonders hohes Potential der Funktionsintegration [98]. Typische Vertreter solcher Werkstoffe wurden bereits im Abschnitt 1.2.3 mit piezoelektrischen (*PZT*) und magnetostriktiven Materialien erwähnt. An dieser Stelle werden für einen Vergleich der Aktuatoreigenschaften weitere Funktionswerkstoffe vorgestellt.

Elektrostriktive Werkstoffe

Bei elektrostriktiven Werkstoffen entsteht die Dehnung durch Ausrichtung von Dipolen entlang der elektrischen Feldlinien, weshalb er nicht vorpolarisiert werden kann. Elektrostriktive Aktoren werden stets oberhalb der Curie-Temperatur betrieben, welche zwischen 10°C und 80°C für typische Werkstoffe liegt [41]. Trotz der quadratischen Abhängigkeit der elektrostriktiven Dehnung vom elektrischen Feld sind die nichtlinearen Eigenschaften im Vergleich zu piezoelektrischen und magnetostriktiven Aktoren deutlich geringer [91]. Wegen der hohen elektrischen Kapazität und der notwendigen Verstärkerleistung im dynamischen Betrieb kommen diese Aktoren praktisch nur für statische Anwendungen zum Einsatz.

Formgedächtnislegierungen

Bei Formgedächtnislegierungen (*FGL*) wird der Formgedächtniseffekt zur Aktuation ausgenutzt, wobei je nach Umgebungstemperatur und mechanischer Belastung Gefügeumwandlungsprozesse (Phasentransformationen) auf verschiedenen Anordnungen des Kristallgitters führen [41]. Die Verwendung von Formgedächtnislegierungen als Aktor kann durch Ausnutzung des Einweg- und Zweiweg-Effektes erfolgen, von denen nur letzterer für zyklische Anwendungen einsetzbar ist. Dabei kommt es zu einer stark reduzierten Aktuationsdehnung von maximal 2%, einer verringerten Langzeitstabilität und Lebensdauer [98], sowie unterschiedlichen Aktorkräften für die zwei Schaltrichtungen [41]. Zudem sind die Schaltzeiten gerade für den Wechsel vom austenitischen in den martensitischen Zustand wegen der thermischen Zeitkonstanten sehr hoch, weshalb Aktoren nach diesem Prinzip nicht für hochdynamische Steuerungen eingesetzt werden können.

Formgedächtnispolymere

Formgedächtnispolymere (*FGP*) besitzen ähnlich zu Formgedächtnislegierungen zwei stabile Phasen, die jedoch durch unterschiedliche Schmelztemperaturen der Polymere entstehen. Wegen des sehr geringen Elastizitätsmoduls sind die Aktuationskräfte jedoch um Größenordnungen kleiner. Deshalb und aufgrund hoher thermischer Zeitkonstanten kommen sie für Anwendungen im Bereich der aktiven Schwingungsdämpfung nicht in Frage.

Elektroaktive Polymere

Gleiches gilt auch für Elektroaktive Polymere (*EAP*), die unter Ausnutzung elektrostriktiver Mechanismen ebenfalls eine hohe mechanische Dehnung verursachen können. Da es sich hierbei wiederum um Polymere handelt, sind die zu erwartenden Kräfte und Spannungen zu gering für aktive Struktureingriffe. Wegen den hohen elektrischen Feldern, die zur Aktuation notwendig sind, werden solche Aktoren nur in dünnen Folien gefertigt.

3.1.3. Aktormechanismen

Klassische Aktoren stellen Mechanismen dar, bei denen die Aktuationskraft durch Wechselwirkung verschiedener Komponenten unter Ausnutzung unterschiedlicher physikalischer Effekte erzeugt wird. Mit dem elektrodynamischen Wandler wurde in Abschnitt 1.2.3 bereits einer dieser Vertreter vorgestellt. Weil dabei stets Trägheitskräfte der Einzelbauteile überwunden werden müssen, treten Resonanzfrequenzen des Aktormechanismus teilweise im sehr tiefen Frequenzbereich auf. Wegen der Kopplung der Aktordynamik zur Strukturodynamik ist dieser Umstand auch bei der Auslegung der aktiven Struktur mit zu berücksichtigen.

Hydraulische Aktoren

Eine weitere Art klassischer Aktormechanismen stellen die hydraulischen Aktoren dar. Hierbei wirkt die Druckkraft eines Fluids im Inneren des Aktors auf die Grenzflächen der beteiligten Teilkomponenten und verschiebt sie entsprechend. Dadurch kann durch einfache Bauweisen eine sehr hohe Kraft bei gleichzeitig großen Stellwegen ausgeübt werden. Nachteil bei der Anwendung für aktive Strukturen ist die generell hohe Masse dieser Aktoren, sowie die Notwendigkeit eines abgeschlossenen hydraulischen Kreislaufes. Für Leichtbaustrukturen bei Raumfahrtanwendungen kommen diese Aktoren nicht bzw. nur sehr selten zum Einsatz. Sie werden im Folgenden wegen ihren Nachteilen nicht berücksichtigt.

Wegvergrößerungssysteme

Wegvergrößerungssysteme (*WVS*) verwenden zumeist Funktionswerkstoffe zur Aktuati- on und stellen mechanische Übersetzungen dar [27]. Dabei werden die oft zu geringen Verschiebungen der Werkstoffe durch Hebelmechanismen verstärkt und somit ein Anpassung von Aktorhub und -kraft an die Anforderungen zur Steuerung flexibler Struk- turen vorgenommen. Die vergrößerte Bauform stellt oftmals keinen Nachteil dar, weil hierdurch die notwendige mechanische bzw. magnetische Vorspannung der Funktions- werkstoffe realisiert wird.

3.1.4. Auswahlkriterien und Vorauswahl

Zur Vorauswahl eines geeigneten Aktorprinzips zur aktiven Schwingungsdämpfung von Raumfahrtstrukturen werden sowohl funktionale als auch operationelle Kriterien berück- sichtigt. Aus funktionaler Sicht müssen die Aktoren eine

- Hohe Grenzfrequenz ($f_g > 500Hz$),
- Hohe Aktuationskraft (je nach Aktuationsprinzip verschieden),
- Geringe Masse,

besitzen, wobei die beiden letzteren Kriterien auch in Form bezogener Bewertungsgrößen (spezifische Aktuationskraft, Leistungsdichte, etc.) formuliert werden können. Operationelle Kriterien entstehen hauptsächlich durch Berücksichtigung der raumfahrtspezifischen Anforderungen:

- Operation unter hohen Temperaturunterschieden (-150°C bis 150°C),
- Einfache Energieversorgung (bevorzugt elektrisch),
- Einfache Bauweisen und Konstruktionen (Ausfallsicherheit),
- Notwendiger Bauraum,
- Hohe Effizienz und Leistungsdichte.

Tabelle 3.1.: Bewertung verschiedener Aktorprinzipien hinsichtlich funktionaler und operationeller Kriterien für Raumfahrtanwendungen
(+ = gut geeignet, o = noch geeignet, - ungeeignet)

Aktorprinzip	Piezoelektrisch	Magnetostruktiv	Elektrostruktiv	FGL	Hydraulisch	Elektrodynamisch
Funktionale Kriterien						
Grenzfrequenz	+	+	+	o	-	+
Akuationskraft	+	+	+	+	+	+
Masse	+	-	-	+	-	o
Operationelle Kriterien						
Temperaturbereich	o	o	-	-	o	+
Energieversorgung	+	+	+	o	-	+
Komplexität der Konstruktion	+	o	o	o	-	o
Bauraum	+	-	-	+	-	o
Leistungsdichte	+	+	+	+	+	+

Für die genannten Aktorprinzipien und -mechanismen aus Abschnitt 3.1.2 und 3.1.3 wurde in Tabelle 3.1 eine Bewertung vorgenommen. Wie daraus zu entnehmen ist, sind für die in dieser Arbeit betrachteten Anwendungen besonders piezoelektrische, magnetostruktive und elektro-mechanische Aktoren geeignet zur Realisierung einer aktiven Schwingungsdämpfung. Die entsprechenden Spalten sind nochmals hervorgehoben.

3.1.5. Vergleich verfügbarer Aktoren

Anhand der zuvor identifizierten Aktorgruppen für die Umsetzung der aktiven Schwingungsdämpfung kann eine Zusammenstellung gängiger und zumeist kommerziell verfügbarer Aktoren aufgestellt werden. Tabelle 3.2 dient deshalb der weiteren Fokussierung auf wenige Aktoren und Aktorbauweisen. Weil diese in verschiedenen Bauformen und -größen angeboten werden, sind die spezifischen Eigenschaften stets als Intervall angegeben.

Tabelle 3.2.: Vergleich gängiger Aktoren für den Einsatz in der Strukturdynamik
 (* weitere Bauformen durch kundenspezifische Anforderungen herstellbar)

Werkstoff/Typ	Masse (g)	Stellkraft (N)	Stellweg (μm)	Spannung (V)	Länge (mm)
Flächenaktoren					
PZT*	0,16 - 9,4	90 - 775	6,5 - 40	200 - 1000	16- 61
Faser	n.a.	13 - 923	4,2 - 153	360 - 1500	16 - 160
Biegewandler					
PZT	0,15 - 74,7	0,05 - 20	20 - 2000	60 - 300	8 - 100
Stapelaktoren					
PZT	0,06 - 3247	120 - 78000	0,4 - 180	120 - 1000	2 - 244
PZT (Stapel)	6 -1900	200 - 50000	8 - 260	75 - 1000	18 - 217
PZT (WVS)	0,15 - 600	1,4 - 1900	25 - 2000	120 - 150	4 - 57
Magnetostriktiv	2700 - 7000	<= 2220	50 - 250	n.a.	165 - 433
Elektrodynamisch					
PMA	85 - 3200	1,6 - 45	n.a.	24 - 48	30 - 141
Solenoid	n.a.	18 - 78	1100 - 4500	24	67 - 105
Voice-Coil	15 - 26500	0..6 - 222	5000 - 150000	12 - 48	14 - 385

Anhand der Tabelle 3.2 ist ersichtlich, dass piezoelektrische Flächenaktoren bei relativ geringem Gewicht große Stellkräfte ausüben können. Zudem kann ihre Form je nach Bauart frei gewählt werden, weshalb sie auch für die in dieser Arbeit untersuchten Strukturen zum Einsatz kommen. Als alternative Aktoren werden PMA's ausgewählt, weil sie im Vergleich zu anderen Bauformen (Stapelaktoren, Biegewandler) an beliebigen Stellen an der Struktur angebracht werden können. Wegen dem internen schwingungsfähigen Feder-Masse System ist auch der Einsatz als Schwingungstilger von Interesse, der vor allem bei Ausfall des aktiven Systems eine Rückfallebene darstellt und ein Mindestmaß an zusätzlicher Dämpfung bewirken kann.

3.2. Grundlagen der Piezoaktorik

Piezokeramische Werkstoffe unterliegen einem mechanischen und einem elektrischen Werkstoffgesetz, welche streng miteinander gekoppelt sind. Das vollständige Werkstoffverhalten kann deshalb nur unter Berücksichtigung relevanter Größen aus beiden Bereichen beschrieben werden. Nachfolgend wird zunächst der makroskopische Effekt erläutert und anschließend die gekoppelten Gleichungen des Werkstoffgesetzes aufgestellt.

3.2.1. Der Piezoelektrische Effekt

Der piezoelektrische Effekt beschreibt die Ladungsverschiebung an den Grenzflächen eines Körpers unter Einwirkung einer mechanischen Belastung. Für aktorische Anwendungen wird der inverse piezoelektrische Effekt genutzt [41, 103], bei dem ein Kristall eine Deformation aufgrund eines in den Körper eingebrachten elektrischen Feldes erfährt (Abbildung 3.2).

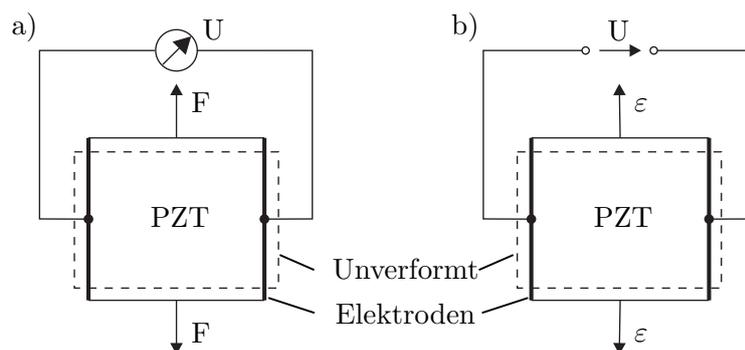


Abbildung 3.2.: Piezoelektrischer (a) und inverser piezoelektrischer (b) Effekt.

Polykristalline Materialien, wie z.B. Bariumtitanat, wurden Mitte des 20. Jahrhunderts entwickelt und besitzen eine deutlich elektro-mechanische Kopplung. Die technisch am häufigsten genutzte Keramik besteht aus Bleizirkoniumtitanat $Pb[ZrTi]O_3$ (PZT) [91], welches vor allem einen größeren nutzbaren Temperaturbereich als Bariumtitanat hat [26]. Die Mehrzahl der synthetischen Piezokeramiken besitzen eine Perowskitstruktur, bei der ein positives Ion in Richtung einer der sechs Seiten des kubischen Gitters ausgelenkt ist. (Abbildung 3.3).

Oberhalb der Curie-Temperatur T_C weist das Material eine kubische Gitterstruktur auf, weshalb positive und negative Ladungsschwerpunkte zusammenfallen und paraelektrisches Materialverhalten entsteht. Bei dieser Anordnung ist kein piezoelektrischer Effekt vorhanden. Unterhalb der Curie-Temperatur nimmt das Kristallgitter eine dort energetisch günstigere, aber nicht mehr vollständig symmetrische, tetragonale Struktur ein. Dabei wird das zuvor raumzentrierte Ion ausgelenkt und es entsteht ein Dipol in der

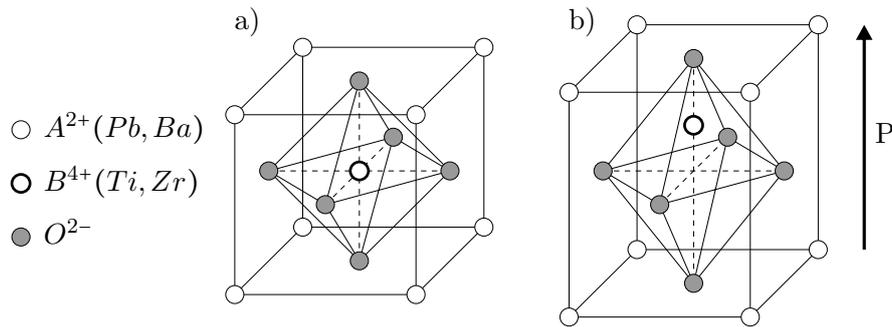


Abbildung 3.3.: Piezokeramische Elementarzelle oberhalb (a) und unterhalb (b) der Curie-Temperatur. Aufgrund der Unsymmetrie in (b) entsteht ein Dipol.

Elementarzelle [41]. Mehrere Dipole beeinflussen sich gegenseitig und bilden spontan Bereiche gleicher Polarisation (Weiß'sche Bezirke, Domänen). Aufgrund ihrer stochastischen Dipolausrichtung nach dem Herstellungsprozess ist der piezoelektrische Effekt am makroskopischen Körper vorerst nicht vorhanden, wie in Abbildung 3.4 (a) gezeigt ist [41, 98]. Die Keramik besitzt in diesem Zustand vollständig isotropes Materialverhalten.

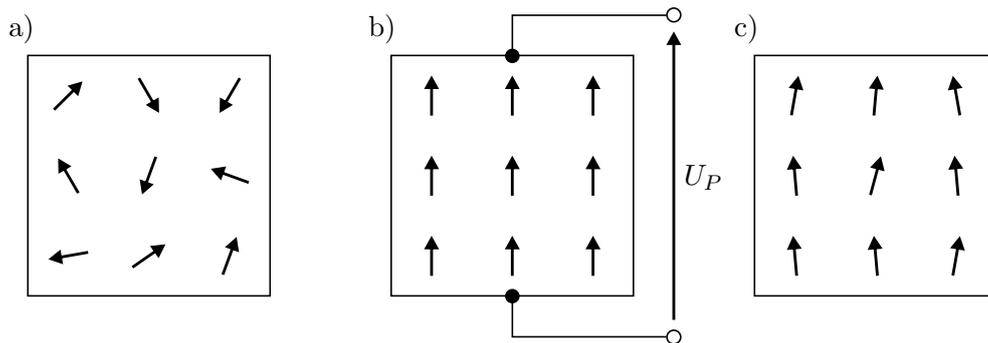


Abbildung 3.4.: Ausrichtung der Domänen vor (a), während (b) und nach (c) der Polarisation. Die Vorzugsrichtung bleibt nach Abschalten des elektrischen Feldes größtenteils bestehen.

Zur Nutzung des piezoelektrischen Effektes muss die Keramik analog zu ferromagnetischen Materialien nachträglich polarisiert werden (Abbildung 3.4 (b)) [27]. Die Polarisation wird vorzugsweise nahe der paraelektrischen Phase unterhalb von T_C durchgeführt, was zur höheren Mobilität der Domänen führt und somit eine geringere Feldstärke notwendig ist [41, 91, 98]. Nach Abkühlen unter angelegtem elektrischem Feld behalten die Domänen ihre Vorzugsrichtung bei. Die Keramik besitzt damit piezoelektrische Eigenschaften und weist stark anisotropes Materialverhalten auf. Da die Polarisation nur entlang einer Richtung möglich ist, wird diese als Konvention gesondert als 3-Richtung bezeichnet [26].

3.2.2. Elektro-Mechanisches Werkstoffgesetz der Piezoaktorik

Das lineare Werkstoffgesetz beschreibt das vollständige Verhalten piezokeramischer Werkstoffe und koppelt die Eigenschaften eines elastischen Körpers und eines dielektrischen Mediums miteinander. Nachfolgend wird zunächst auf die ungekoppelten, anschließend auf die gekoppelten Gleichungen eingegangen. Die Notation der mechanischen Größen folgt dabei dem IEEE Standard für piezoelektrische Werkstoffe ([114]).

Elastischer Körper

Das linear elastische Werkstoffgesetz piezokeramischer Materialien in Gleichung 3.1 verbindet die äußeren mechanischen Spannungen \vec{T} mit der Dehnung und Schubverformung \vec{S} über die Nachgiebigkeitsmatrix $[s_E]$

$$\vec{S} = [s_E] \vec{T} = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} & 0 & 0 & 0 \\ s_{12} & s_{22} & s_{23} & 0 & 0 & 0 \\ s_{13} & s_{23} & s_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & s_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_{11} \\ T_{22} \\ T_{33} \\ T_{23} \\ T_{31} \\ T_{12} \end{Bmatrix}. \quad (3.1)$$

Quer zur Polarisationsrichtung besitzt die Piezokeramik isotropes Werkstoffverhalten, weshalb insgesamt ein transversal isotroper Werkstoffcharakter vorliegt und die folgenden Beziehungen gelten:

$$s_{11} = s_{22}, \quad s_{13} = s_{23}, \quad s_{44} = s_{55}, \quad s_{66} = 2(s_{11} - s_{12}). \quad (3.2)$$

Damit sind nur fünf unabhängige Werkstoffkonstanten zum Aufstellen der vollständigen Nachgiebigkeitsmatrix notwendig. Die verbleibenden Kennwerte können aus Zug-Druck-Versuchen unter Einhaltung definierter elektrischer Randbedingungen bestimmt werden. Die Art der Randbedingung wird als Index im Name der Nachgiebigkeitsmatrix notiert („E“= Kurzschluss, „D“= offene Elektroden).

Dielektrikum

Piezokeramische Materialien stellen aus elektrischer Sicht ein Dielektrikum dar, welches durch Gleichung 3.3 beschrieben wird. Weil dabei elektrische Felder \vec{E} nur in drei unabhängige Raumrichtungen wirken können und diese sich nicht gegenseitig beeinflussen, entsteht über die diagonale Permittivitätsmatrix $\uparrow \varepsilon \downarrow$ eine dielektrische Ladungsverschiebung \vec{D} in die jeweilige Richtung

$$\vec{D} = \uparrow \varepsilon \downarrow \vec{E} = \begin{bmatrix} \varepsilon_1 & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_2 & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{Bmatrix}. \quad (3.3)$$

Gekoppelte Gleichungen

Zur vollständigen Beschreibung piezoelektrischer Werkstoffe werden die mechanische

Gleichung 3.1 und die elektrische Gleichung 3.3 um die elektro-mechanische Kopplung erweitert. Sie ist im linear elastischen Fall durch die Matrix der piezoelektrischen Ladungskonstanten $[d]$ beschrieben. Das damit vollständige Werkstoffgesetz lautet

$$\vec{S} = [s_E] \vec{T} + [d]^T \vec{E}, \quad (3.4)$$

$$\vec{D} = [d] \vec{T} + \uparrow \varepsilon \downarrow \vec{E}, \quad (3.5)$$

und ist in Gleichung 3.6 und 3.7 vollständig notiert

$$\begin{pmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ 2S_4 \\ 2S_5 \\ 2S_6 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} & 0 & 0 & 0 \\ s_{12} & s_{11} & s_{13} & 0 & 0 & 0 \\ s_{13} & s_{13} & s_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(s_{11} - s_{12}) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{24} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{pmatrix}, \quad (3.6)$$

$$\begin{pmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{24} & 0 & 0 \\ d_{31} & d_{31} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} \varepsilon_1 & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_2 & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_3 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{pmatrix}. \quad (3.7)$$

Die Koppelmatrix $[d]$ enthält die piezoelektrische Dehnung in Abhängigkeit des elektrischen Feldes. Wie aus Gleichung 3.6 zu erkennen ist, können piezokeramische Aktoren nur durch Einprägen eines elektrischen Feldes in 3-Richtung eine Normalendehnung ausüben. Wegen der relativ einfachen Einbringung dieses elektrischen Feldes stellen die Normalendehnungen auch gleichzeitig die am häufigsten verwendeten Aktuationsmechanismen dar.

3.2.3. Grenzen der Linearität

Piezoelektrische Werkstoffe weisen ähnlich zu ferromagnetischen Werkstoffen nichtlineare Eigenschaften auf, welche durch eine Hysterese beschrieben werden. Die Gleichungen 3.6 und 3.7 des linearen piezokeramischen Werkstoffgesetzes sind daher nur für geringe elektrische Feldstärken sowie eingeschränkte Temperaturbereiche gültig [114]. Unter Vernachlässigung mechanischer Spannungen kann die dielektrische Verschiebung D_i aus Gleichung 3.7 um die von der Feldstärke abhängige paraelektrische Polarisation P_i erweitert werden

$$D_i = \varepsilon_i E_i + P_i(E_i). \quad (3.8)$$

Sie beschreibt die Ausrichtung der Domänen an den elektrischen Feldlinien und weist wegen der begrenzten Mobilität stark nichtlineares Verhalten auf (Abbildung 3.5(a)).

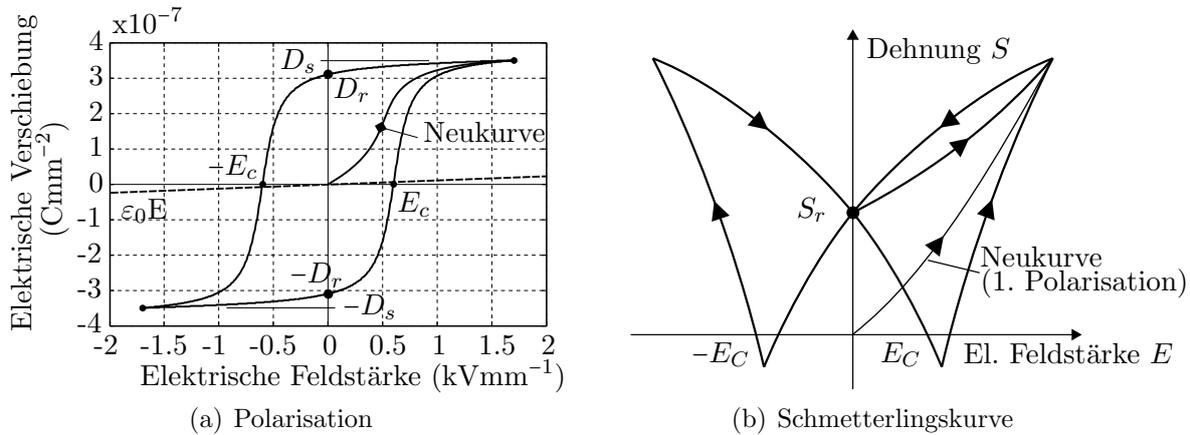


Abbildung 3.5.: Nichtlineares Werkstoffverhalten anhand der elektrischen Polarisation (a) und der mechanischen Verformung (b) einer Piezokeramik

Weil nach der Neupolarisation (Neukurve) die elektrische Vorzugsrichtung im Werkstoff einprogrammiert wurde und dadurch eine remanente Dehnung S_r vorliegt, kann von diesem Punkt aus durch Anlegen des elektrischen Feldes die gesamte Polarisation verändert und damit die Dehnung S_i des Werkstoffs angepasst werden. Dieses makroskopische Verhalten einer Piezokeramik ist anhand der Schmetterlingskurve aus Abbildung 3.5(b) zu erkennen. Hohe elektrische Feldstärken entgegen der Polarisation führen zur Umpolarisation der Keramik, wodurch die Dipolmomente der Domänen umgedreht werden. Wird dieser Vorgang im dynamischen Betrieb öfter durchlaufen, kommt es wegen der elektrischen Verluste während der Umpolarisation zu einer signifikanten Eigenerwärmung der Aktoren. Der Betriebsbereich der Piezokeramik beschränkt sich deshalb auf Feldstärken größer als die entgegengesetzte Koerzitivfeldstärke E_c .

3.2.4. Bauformen piezoelektrischer Flächenaktoren

In Abbildung 3.6 sind schematisch die grundlegenden Bauweisen piezoelektrischer Flächenaktoren dargestellt.

Die klassische Bauweise (a) stellt die Vollkeramik mit flächiger Elektrode dar. Sie ist am einfachsten herzustellen und verwendet den d_{31} Effekt zur Aktuationsdehnung in beide Richtungen der Plattenebene. Bei allen weiteren Bauformen wird hierfür der d_{33} Effekt genutzt. Während bei Bauform (b) eine Kammelektrode in Kombination mit der Vollkeramikscheibe verwendet wird um die elektrische Feldrichtung in Aktuationsrichtung zu legen, kommen bei Variante (c) piezoelektrische Fasern als aktives Element zum Einsatz. Der Nachteil beider Bauformen ist ein erhöhter Konstruktionsaufwand und der hohe dielektrische Verlust durch inhomogene elektrische Felder, als auch durch Streufelder außerhalb der Keramik [20, 27]. Die DuraAct Power Patch Aktoren [96] gehören

3. Grundlagen

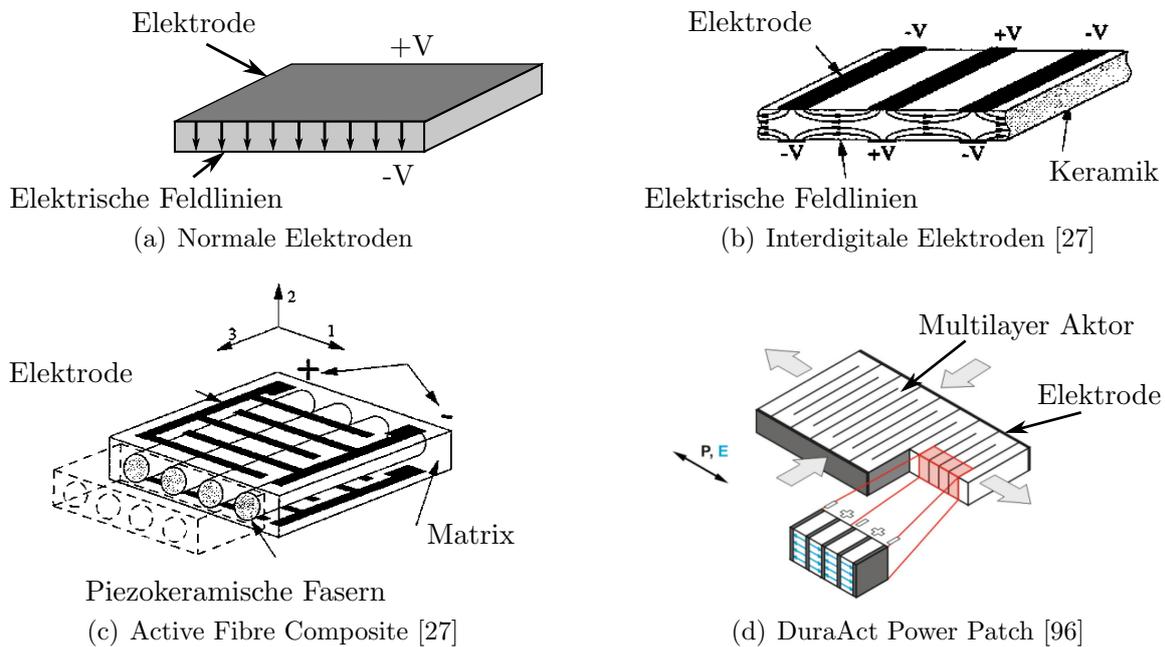


Abbildung 3.6.: Verschiedene Bauformen von piezoelektrischen Flächenaktoren. Außer Bauform a) nutzen alle anderen Varianten den höheren d_{33} Effekt.

zu den modernsten d_{33} Flächenaktoren und werden aus Multilayer-Stapelaktoren hergestellt. Der d_{33} Effekt wird bei dieser Elektrodenanordnung am besten genutzt und führt zur größten Aktuationsdehnung unter den Flächenaktoren. Um Schädigungen, z.B. durch Zugbeanspruchung, zu vermeiden, müssen diese Aktoren in einer Polymermatrix eingebettet und damit mechanisch vorgespannt werden.

Typische Kriterien bei der Aktorauswahl sind für die unterschiedlichen Bauweisen der Flächenaktoren in Tabelle 3.3 zusammengefasst.

Tabelle 3.3.: Vor- und Nachteile verschiedener Flächenaktoren

Bauform	Normale Elektrode	Interdigitale Elektrode	Active Fiber Composite	Power Patch
Piezoeffekt	d_{31}	d_{33}	d_{33}	d_{33}
Aktuationsvermögen	+	++	+	+++
Zul. el. Spannung	+++	+++	++	+
Dielektrische Verluste	+	++	+++	+
Grenzfrequenz	+++	+++	+	++
Formgestaltung	+++	++	++	+
Mechanische Robustheit	++	++	+++	+++

3.3. Aktormechanik

3.3.1. Piezoelektrische Flächenaktoren

Zwei typische Anwendungen piezoelektrischer Flächenaktoren sind in Abbildung 3.7 dargestellt, in denen eine Kraft zwischen Aktor und Struktur aufgrund der piezoelektrischen Dehnung erzeugt wird. Durch den Abstand zur neutralen Faser entsteht ein für die Aktuation wichtiges Biegemoment welches an der Struktur wirkt. Wegen der Unsymmetrie der einseitigen Aktorapplikation (Abbildung 3.7(b)) sind Normal- und Biegespannungen überlagert.

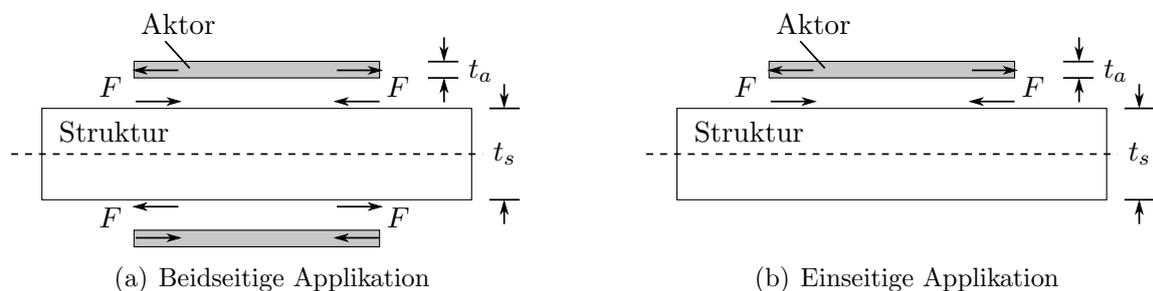


Abbildung 3.7.: Einsatz von Flächenaktoren für beidseitige (a) und einseitige (b) Applikation ($t_a = \text{Aktordicke}$, $t_s = \text{Bauteildicke}$)

Die Berechnung der Aktormomente erfolgt für applizierte und integrierte Bauweisen nach den selben Methoden. Hierzu werden Dehnungen und Spannungen für Aktoren und Struktur zunächst unabhängig voneinander in Relation gesetzt. Durch die Kompatibilität der Dehnungen in der Schnittstelle beider Komponenten lässt sich anschließend die induzierte Krümmung der aktiven Struktur berechnen.

Je nach Ansatz der Aktordehnung entstehen verschieden komplexe Modelle, welche in Abbildung 3.8 für die beidseitige Applikation mit Biegeverformung dargestellt sind.

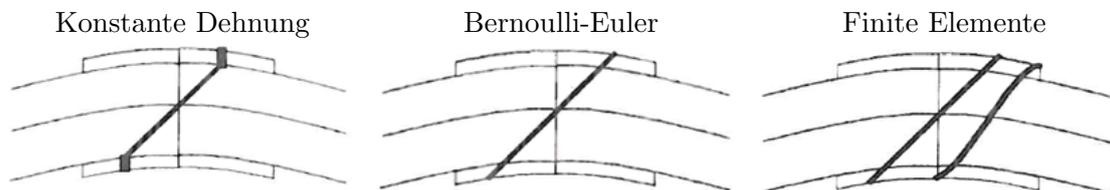


Abbildung 3.8.: Verschiedene Aktormodelle für die reine Biegung mit Berücksichtigung unterschiedlicher Dehnungsanteile im Aktor.

Im einfachsten Modell wird die Aktordehnung über die Dicke als konstant abgebildet (a).

Wegen der Versteifung durch den Aktor liefert dieses Modell nur bei relativ dünnen Aktoren zuverlässige induzierte Krümmungen. Eine Erweiterung stellt das Bernoulli-Euler Modell dar, bei dem die zusätzliche Biegeverformung des Aktors in Form eines linearen Dehnungsverlaufes über der Aktordicke abgebildet wird. Dieses Modell liefert auch für geringe Bauteildicken und damit relativ dicke Aktoren ausreichend gute Krümmungen. Im letzten Fall (c) wird die Schubverformung im Aktor mit berücksichtigt. Diese Vorformung kann nicht durch analytische Modelle abgebildet werden, weshalb hierfür Modelle nach der Finite Element Methode (*FEM*) zum Einsatz kommen. Aktoren werden dann in Analogie zur thermischen Dehnung oder unter Verwendung spezieller piezoelektrischer Elemente modelliert [7, 104, 123].

Modell der konstanten Aktordehnungen (einseitige Applikation)

Das Modell mit konstanter Aktordehnung ist das einfachste Modell (auch als Pin-Force Modell bezeichnet). Die Dehnung im Aktor

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_a}{E_a} + \Lambda, \quad (3.9)$$

ist konstant über die Aktordicke und setzt sich aus der Normaldehnung $\frac{\sigma_a}{E_a}$ und einer freien piezoelektrischen Dehnung Λ zusammen. Die Randfaserdehnung der Struktur ergibt sich bei Biegung mit

$$\varepsilon_s = -\frac{t_s}{2}\kappa, \quad (3.10)$$

direkt aus der Krümmung κ und dem Randfaserabstand zur neutralen Faser $\frac{t_s}{2}$. Unter Vernachlässigung der Klebstoffdicke erhält man durch Dehnungskompatibilität

$$-\frac{t_s}{2}\kappa = \frac{F}{(EA)_a} + \Lambda. \quad (3.11)$$

Die Kraft F in Gleichung 3.11 kann durch die Beziehung des Biegemomentes in Abhängigkeit von der Krümmung

$$M = F\frac{t_s}{2} = (EI)_s\kappa, \quad (3.12)$$

substituiert werden. Mit dem Steifigkeitsverhältnis $\Psi = \frac{E_s t_s}{E_a t_a}$ zwischen Aktor und Struktur ergibt sich nach Umstellen die Krümmung als Funktion der freien Aktuationsdehnung Λ zu

$$\kappa = \frac{6\Lambda}{t_s(3 + \Psi)}. \quad (3.13)$$

Aus Gleichung 3.13 wird ersichtlich, dass für geringe Strukturdricken mit $\Psi \rightarrow 0$ die Krümmung nicht verschwindet. Im erweiterten Pin-Force Modell wird deswegen das in Gleichung 3.12 zunächst vernachlässigte Biegemoment M_a des Aktors berücksichtigt. Die Gleichung

$$M = F\frac{t_s}{2} - M_a = (EI)_s\kappa, \quad (3.14)$$

enthält wegen dem Aktorbiegemoment nun auch die Biegesteifigkeit des Aktors. Damit ergibt sich die induzierte Krümmung durch die Gleichung

$$\kappa = \frac{6\Lambda}{t_s \left(3 + \Psi + \frac{1}{3T^2} \right)}, \quad (3.15)$$

in der nun zusätzlich das Dickenverhältnis $T = \frac{t_s}{t_a}$ zwischen Struktur und Aktor enthalten ist. Bei dünnen Strukturen sinkt das Dickenverhältnis, was zu einer Reduktion der induzierten Krümmung führt.

Bernoulli-Euler Modell (einseitige Applikation)

Im Vergleich zum Pin-Force Modell beinhaltet das Bernoulli-Euler Modell einen linearen Dehnungsverlauf über die Aktordicke. Für Struktur und Aktor kann die Dehnung

$$\varepsilon_s = \varepsilon_s^0 - z\kappa, \quad \text{Struktur} \quad (3.16)$$

$$\varepsilon_a = \varepsilon_a^0 - z\kappa, \quad \text{Aktor} \quad (3.17)$$

als lineare Funktion in Abhängigkeit des Abstands z zur neutralen Faser geschrieben werden. Dabei sind ε_s^0 und ε_a^0 die Dehnungen in der neutralen Faser der jeweiligen Komponenten. Während ε_a^0 identisch zu Gleichung 3.9 ist, berechnet sich ε_s^0 aus den Normalspannungen der Struktur gemäß

$$\varepsilon_s^0 = -\frac{F}{(EA)_s}. \quad (3.18)$$

Das Aktormoment entsteht nun durch eine in der neutralen Faser des Aktors angreifende Kraft. In der Gleichung 3.14 wird deshalb die halbe Aktordicke t_a berücksichtigt und man erhält

$$M = F \frac{t_s + t_a}{2} - M_a = (EI)_s \kappa. \quad (3.19)$$

Durch Auflösen nach der Kraft und einsetzen in die Kompatibilitätsbedingung $\varepsilon_s = \varepsilon_a$ ergibt sich mit

$$\kappa = \frac{6}{t_s} \frac{T(1+T)\Lambda}{6T + 4T^2 + 4 + \Psi T^2 + \frac{1}{\Psi}}, \quad (3.20)$$

die induzierte Krümmung nach dem Bernoulli-Euler Modell.

Ein Vergleich zwischen dem Pin-Force und dem Bernoulli-Euler Modell zeigt die Ähnlichkeit beider Modelle (Abbildung 3.9). Die berechneten induzierten Krümmungen sind beim Pin-Force Modell und geringen Dickenverhältnissen T zwischen Struktur und Aktor zu hoch. Die Aktorstetigkeit ist in diesem Bereich ausschlaggebend für die Krümmung der gekoppelten Struktur und wird durch die Aktordicke im erweiterten Pin-Force Modell mit berücksichtigt. In Abbildung 3.9(a) ist dieser Einfluss durch den Abfall der induzierten Krümmung bei verschwindenden Strukturdrücken zu erkennen. Beim Bernoulli-Euler

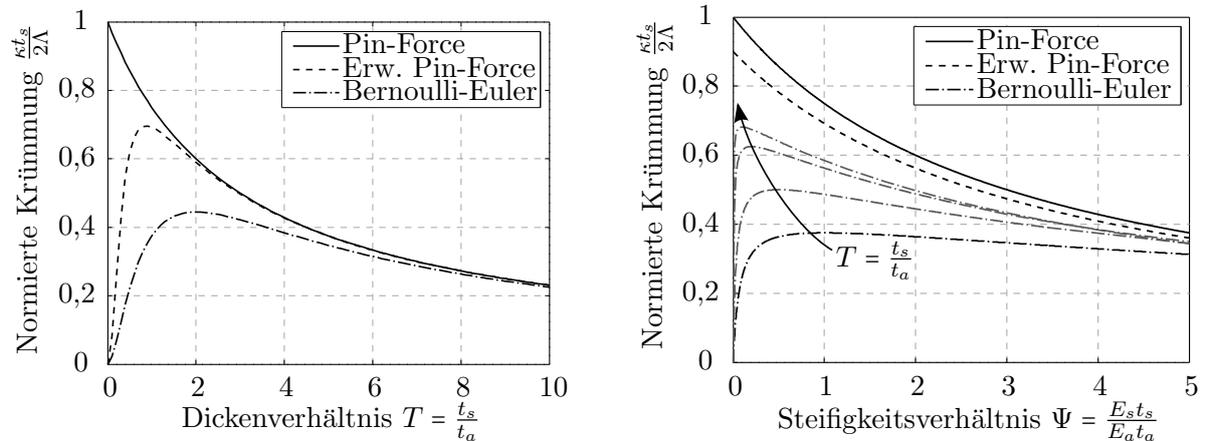


Abbildung 3.9.: Normierte Krümmung beim Pin-Force und Bernoulli-Euler Modell in Abhängigkeit des Dicken- und Steifigkeitsverhältnisses zwischen Struktur und Aktor.

Modell tritt diese Reduktion eher ein und die induzierten Krümmungen sind für kleine Dickenverhältnisse generell geringer. Mit diesem Modell kann neben dem geeigneten Dickenverhältnis zwischen Struktur und Aktor auch ein günstiges Steifigkeitsverhältnis zwischen beiden Komponenten gefunden werden (Abbildung 3.9(b)). Da für relativ Dicke Strukturen die Steifigkeit reduziert werden muss um das Maximum zu erreichen, kann dieser Auslegungspunkt für die meisten Aktor-Struktur Konfigurationen nicht eingestellt werden.

Schubverluste durch die Klebstoffschicht

Die Kopplung von Struktur und Aktor wird durch Klebeverbindungen hergestellt. Durch die endliche Klebstoffdicke treten in der Klebstoffschicht Schubdehnungsverluste auf, die zu einer Reduktion der induzierten Krümmung in der Struktur führen. Diese Verluste steigen mit zunehmender Elastizität und Dicke der Klebstoffe, weil die Schubspannungen an der Randfaser der Struktur dadurch sinken [33, 41]. Die Klebstoffdicke muss deswegen sehr dünn ausgeführt werden. Bei der Wahl des Klebstoffes ist vor allem eine hohe Steifigkeit entscheidend. Weil deren Größe um zwei Ordnungen geringer ist als Aktor- und Struktursteifigkeit, ist der zusätzliche Versteifungseffekt der Struktur aufgrund der Klebstoffe vernachlässigbar [73]. Mit Hilfe des Schubparameters für den reinen Biegelastfall

$$\Gamma^2 = \frac{G_k t_k}{E_a t_a} \frac{6 + \Psi}{\left(\frac{t_k}{l_k}\right)^2 \Psi}, \quad (3.21)$$

kann der Einfluss der Schubverluste in der Klebstoffschicht auf die Struktur-Aktor Kopplung abgeschätzt werden. Dabei sind G_k die Schubsteifigkeit, t_k die Klebstoffdicke und l_k die Länge der Klebefuge. Damit ergeben sich für das Pin-Force Modell die auf die

Aktuation bezogene Randfaserdehnungen ε_s an der Struktur und ε_a am Aktor zu

$$\frac{\varepsilon_s}{\Lambda} = \frac{6}{6 + \Psi} \left(1 - \frac{\cosh(\Gamma x)}{\cosh(\Gamma)} \right), \quad \text{bzw.} \quad \frac{\varepsilon_a}{\Lambda} = \frac{6}{6 + \Psi} \left(1 + \frac{\Psi \cosh(\Gamma x)}{6 \cosh(\Gamma)} \right). \quad (3.22)$$

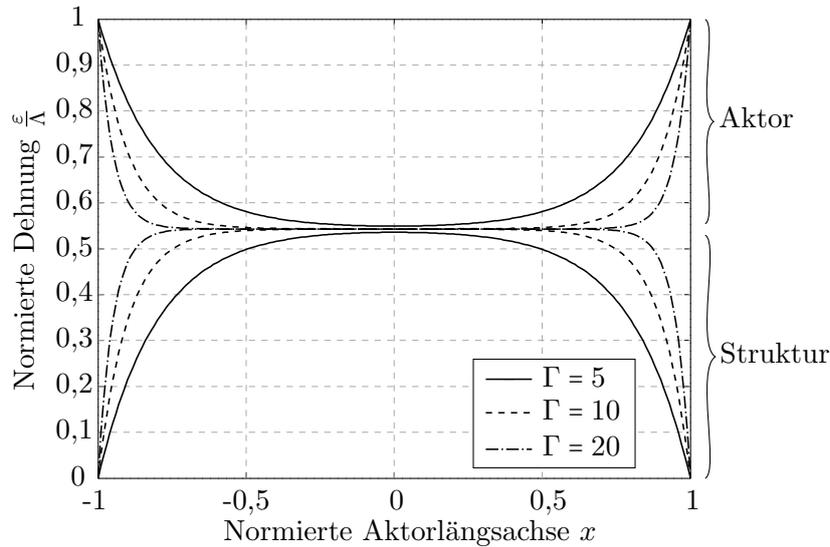


Abbildung 3.10.: Normierte Dehnung von Aktor und Struktur in Abhängigkeit des Schubparameters.

In Abbildung 3.10 sind für verschiedene Schubparameter beide Kurven über der normierten Aktorkoordinate x aufgetragen. Daraus ist ersichtlich, dass die Dehnung an den Aktorrändern (für $x = -1$ und $x = +1$) der freien Aktuationsdehnung entspricht, hingegen die Strukturdehnung gegen Null geht. Für kleine Schubparameter Γ tritt unweit der Aktormitte bereits ein merklicher Unterschied zwischen Aktor- und Strukturdehnung auf, weshalb die auf die Struktur übertragenen Schubspannungen reduziert sind. Eine Verbesserung kann nur durch Vergrößerung des Schubparameters erreicht werden. Erst in den Randbereichen der Klebstoffverbindung tritt dann der Dehnungsunterschied ein.

3.3.2. Elektrodynamische Inertialaktoren

Inertialaktoren basieren auf dem Prinzip der Masseverschiebung und lassen sich im Vergleich zu Flächenaktoren nahezu beliebig an flexible Strukturen anbringen. Der mechanische Aufbau in Abbildung 3.3.2 wird durch einen Einmassenschwinger bestehend aus Steifigkeit k_T , Dämpfung d_T und Masse m_T dargestellt. Den elektrischen Teil bildet die Spule, die aus einer Reihenschaltung von ohm'schen Widerstand R und Induktivität L besteht.

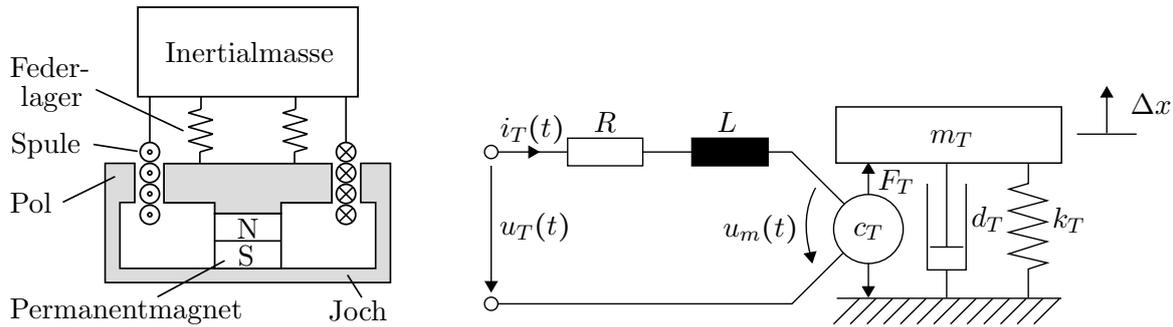


Abbildung 3.11.: Aufbau (*links*) und Ersatzschaltbild (*rechts*) eines elektrodynamischen Tilgers

Anhand des Ersatzschaltbildes können für die Massenverschiebung x_T und den Spulenstrom i_T die Differentialgleichungen

$$m_T \frac{d^2 x_T(t)}{dt^2} + d_T \frac{dx_T(t)}{dt} + k_T x_T(t) = F_T(t), \quad (3.23)$$

$$L \frac{di_T(t)}{dt} + R i_T(t) + u_m(t) = u_T(t), \quad (3.24)$$

aufgestellt werden, wobei u_T die elektrische Spannung zur Ansteuerung des Aktors ist. Die Kopplung zwischen mechanischen und elektrischen Größen erfolgt durch die Aktorkonstante c_T und wirkt gemäß

$$F_T(t) = c_T i_T(t), \quad (3.25)$$

$$u_m(t) = c_T \dot{x}_T(t), \quad (3.26)$$

in beide Richtungen. Dabei sind F_T die Lorentzkraft infolge eines elektrischen Strom i_T und u_m die induzierte Gegenspannung in der Spule aufgrund einer Bewegung der Masse. Somit ist eine Umformung von elektrischer in mechanische Energie und umgekehrt möglich. Die Reaktionskraft des Aktors, die zur Aktuation genutzt werden kann, berechnet sich aus der Beschleunigung der Inertialmasse nach

$$F(t) = m_T \ddot{x}_T(t). \quad (3.27)$$

Je nach Ansteuerung des Aktors durch einen Spulenstrom oder einer Spulenspannung wird zwischen den folgenden Modellen unterschieden.

Modell für Stromsteuerung

Bei der Stromsteuerung wird der Spulenstrom i_T durch einen Leistungsverstärker geregelt. Die Eigendynamik des elektrischen Kreises wird durch die Verstärkerregelung kompensiert, so dass das Modell durch Einsetzen der Gleichungen 3.25 und 3.27 in Gleichung 3.23 entsteht. Nach Laplacetransformation erhält man

$$\frac{F(s)}{I_T(s)} = \frac{c_T s^2}{s^2 + 2\zeta_T \omega_T s + \omega_T^2}, \quad (3.28)$$

wobei $\omega_T = \sqrt{\frac{k_T}{m_T}}$ die Eigenkreisfrequenz und $\zeta_T = \frac{d_T}{2\sqrt{m_T k_T}}$ die kritische Dämpfung des Einmassenschwingers sind. Durch die zweite Ordnung des Zählers ist die sinkende Aktuationskraft unterhalb der Eigenfrequenz zu erkennen.

Modell für Spannungssteuerung

Mit Spannungssteuerung wird zusätzlich zur Stromsteuerung die Eigendynamik des elektrischen Kreises mit berücksichtigt. Wegen der elektrischen Eigenfrequenz ergibt sich deshalb aus den Gleichungen 3.23 bis 3.27 die Übertragungsfunktion 3. Ordnung

$$\frac{F(s)}{U_T(s)} = \frac{\frac{c_T}{L} s^2}{(s + \omega_S) (s^2 + 2(\zeta_T + \zeta_S)\omega_T s + \omega_T^2)}, \quad (3.29)$$

bei der $\omega_S = \frac{R}{L}$ die Eigenfrequenz der Spule und $\zeta_S = \frac{c_T^2}{2\sqrt{m_T k_T}}$ die durch den elektrischen Kreis verursachte Dämpfung darstellen.

Im Amplitudengang aus Abbildung 3.12 ist das unterschiedliche Übertragungsverhalten bei Strom- und Spannungssteuerung sichtbar. Neben dem allgemein geringeren Übertragungslevel bei Spannungssteuerung aufgrund des ohm'schen Widerstandes ist die Resonanzüberhöhung wegen der Gegeninduktion abgeschwächt.

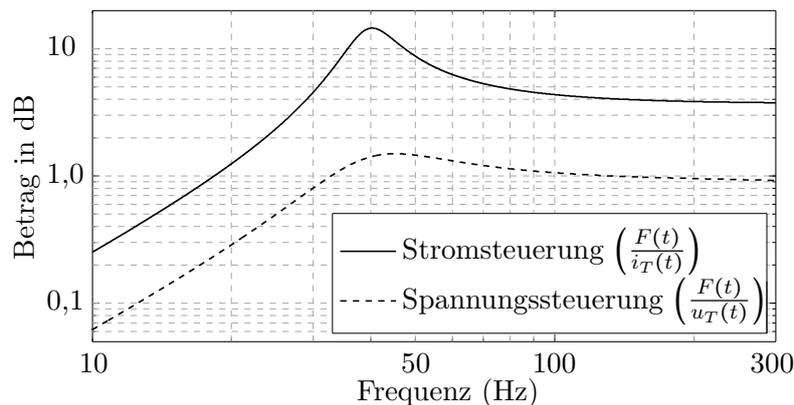


Abbildung 3.12.: Unterschiedlicher Amplitudengang eines aktiven Tilgers bei Strom- und Spannungssteuerung.

3.4. Strukturdynamische Modellierung

Wegen der Verteilung von Masse und Steifigkeit werden technische Systeme in allgemeiner Form durch eine Bewegungsdifferentialgleichung 2. Ordnung beschrieben. Da das modale Strukturverhalten von besonderer Bedeutung ist, wird nachfolgend auf die Beziehungen zwischen Eigenwerten, -vektoren und den Systemmatrizen sowie die verschiedenen Darstellungsformen modaler Modelle eingegangen.

3.4.1. Modale Bewegungsdifferentialgleichung

Das allgemeine Strukturverhalten wird durch Massenmatrix $[M]$ und Steifigkeitsmatrizen $[K]$ gemäß Gleichung

$$[M] \ddot{\vec{x}} + [D] \dot{\vec{x}} + [K] \vec{x} = \vec{F}, \quad (3.30)$$

für physikalische Bewegungskoodinaten \vec{x} und Kräfte \vec{F} beschrieben. Unter Vernachlässigung der Dämpfungsmatrix $[D]$ können die Eigenkreisfrequenzen ω_i und die reellen Eigenformen $\vec{\phi}_i$ der Struktur für die Mode i aus dem Eigenwertproblem

$$(-\omega_i^2 [M] + [K]) \vec{\phi}_i = \vec{0}, \quad (3.31)$$

berechnet werden. Durch Ersetzen der physikalischen Verschiebungen mit der Summe der modalen Verschiebungen gemäß $\vec{x} = \sum_i^n \vec{\phi}_i q_i$ wird die Gleichung 3.30 modaltransformiert und es ergeben sich mit

$$\mu_i \ddot{q}_i + 2\zeta_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = \vec{\phi}_i^T \vec{F} = f_i(t), \quad \text{für } i = 1, 2, \dots, n \quad (3.32)$$

n unabhängige Bewegungsgleichungen zweiter Ordnung. Die modalen Dämpfungen ζ_i werden für Raumfahrtstrukturen in der Regel aus einer experimentellen Modalanalyse gewonnen und nachträglich im Modell eingesetzt. Für vorläufige Berechnungen können zunächst Werte aus Tabellen verwendet werden [38].

3.4.2. Übertragungsfunktion

Die Übertragungsfunktion $G(\omega)$ beschreibt die eingeschwungene Strukturantwort und kann über den Ansatz der harmonischen Anregung $\vec{f}(t) = \vec{F} e^{j\omega t}$ und Antworten $\vec{q}(t) = \vec{Q} e^{j\omega t}$ abgeleitet werden. Eingesetzt in Gleichung 3.32 und nach Rücktransformation der modalen Koordinaten in den physikalischen Raum erhält man die Übertragungsfunktionsmatrix

$$[G(\omega)] = \vec{X} \vec{F}^{-1} = \sum_{i=1}^n \frac{\vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T}{\omega_i^2 - \omega^2 + j2\zeta_i \omega_i \omega}, \quad (3.33)$$

in Summenschreibweise. Ein Vergleich mit Gleichung 3.30 ergibt die dynamische Nachgiebigkeitsmatrix mit Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsterm

$$[G(\omega)] = \vec{X} \vec{F}^{-1} = \sum_{i=1}^n \frac{\vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T}{\omega_i^2 - \omega^2 + j2\zeta_i \omega_i \omega} = [-\omega^2 [M] + j\omega [D] + [K]]^{-1}. \quad (3.34)$$

Hieran ist die Bedeutung der modalen Reihe zu erkennen, weil nur für eine hohe Modenanzahl n das durch Massen- und Steifigkeitsmatrizen vorbestimmte Übertragungsverhalten korrekt abgebildet wird.

3.4.3. Modal reduziertes Modell

Ziel der modalen Modellreduktion ist eine ausreichend genaue dynamische Beschreibung des Strukturverhaltens in einem bestimmten Frequenzbereich (Abbildung 3.13) mit möglichst geringer Modellordnung. Dazu wird das Modell aus Gleichung 3.33 durch Festlegung einer Grenzfrequenz ω_m in zwei Bereiche unterteilt

$$[G(\omega)] = \sum_{i=1}^m \frac{\vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T}{\omega_i^2 - \omega^2 + j2\zeta_i \omega_i \omega} + \sum_{i=m+1}^n \frac{\vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T}{\omega_i^2 - \omega^2 + j2\zeta_i \omega_i \omega}. \quad (3.35)$$

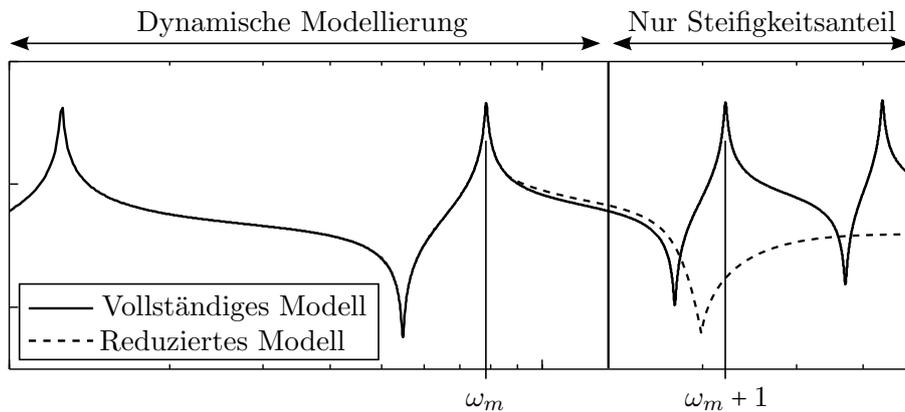


Abbildung 3.13.: Festlegung einer oberen Grenzfrequenz ω_m zur Modellreduktion

Durch Vernachlässigung der dynamischen Anteile der Moden $m+1 \dots n$ wird das Antwortverhalten der Struktur unterhalb der Grenzfrequenz für $\omega \ll \omega_{m+1}$ weiterhin korrekt abgebildet, solange die Moden ausreichend schwach gedämpft und voneinander separiert sind. Die verbleibenden statischen Anteile höherer Moden lassen sich nun mit Hilfe der Nachgiebigkeitsmatrix $[K]^{-1}$ der Struktur

$$[G(\omega = 0)] = [K]^{-1} = \sum_{i=1}^m \frac{\vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T}{\omega_i^2} + \sum_{i=m+1}^n \frac{\vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T}{\omega_i^2}, \quad (3.36)$$

und den statischen Anteilen im Modell verbleibender Moden ausdrücken. Eingesetzt in Gleichung 3.35 erhält man das reduzierte Modell mit Modellierung von nur m Moden

$$[G(\omega)] = \sum_{i=1}^m \frac{\vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T}{\omega_i^2 - \omega^2 + j2\zeta_i \omega_i \omega} + \underbrace{[K]^{-1}}_{\text{Residualmoden}} - \sum_{i=1}^m \frac{\vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T}{\omega_i^2}. \quad (3.37)$$

Die durch ihren statischen Anteil im Modell verbleibenden Moden werden als Residualmoden bezeichnet und führen stets zu einem konstanten Term in der Systemantwort. Für Modelle mit Geschwindigkeits- und Beschleunigungssensoren treten wegen der Ableitung der Ausgangsgröße (Gleichung 3.44 und 3.45) keine Residualmoden auf.

3.4.4. Aktor- und Sensoranbindung

Um die Dimension der Übertragungsfunktionsmatrix auf diese Freiheitsgrade für Aktoren und Sensoren einzugrenzen, werden Stell- und Messgrößen mit Hilfe von Einflussmatrizen $[P_a]$ und $[P_s]$ gemäß

$$\vec{F}(t) = [P_a] \vec{u}(t), \quad \text{Aktoreinfluss} \quad (3.38)$$

$$\vec{y}(t) = [P_s]^T \vec{x}(t), \quad \text{Sensoreinfluss} \quad (3.39)$$

erweitert. Für den j -ten Sensor und k -ten Aktor wird innerhalb der Einflussmatrizen ein Spaltenvektor zur Angabe der Position und Wirkrichtung an der Struktur definiert

$$[P_a] = [\vec{P}_{a,1}, \dots, \vec{P}_{a,k} \dots \vec{P}_{a,r}], \quad (3.40)$$

$$[P_s] = [\vec{P}_{s,1}, \dots, \vec{P}_{s,j} \dots \vec{P}_{s,p}]. \quad (3.41)$$

Durch die Belegung der Vektoren mit Nullen und Einsen sowie der Skalarmultiplikation mit den Eigenvektoren innerhalb der Übertragungsfunktionen werden nur noch die an Aktoren und Sensoren relevanten modalen Verschiebungen in der Berechnung verwendet. Für ausgewählte Sensoren und Aktoren gilt deshalb die Übertragungsfunktion

$$G(\omega)_{jk} = \frac{y_j(\omega)}{u_k(\omega)} = \sum_{i=1}^n \frac{\vec{P}_{s,j}^T \vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T \vec{P}_{a,k}}{\omega_i^2 - \omega^2 + j2\zeta_i \omega_i \omega}. \quad (3.42)$$

Kollokierte Anordnung

Die kollokierte Anordnung von Sensoren und Aktoren stellt eine Sonderform der Platzierung dar, bei der die Einflussmatrizen identisch sind

$$[P_a] \stackrel{!}{=} [P_s]. \quad (3.43)$$

In der Übertragungsfunktion 3.42 wird der Zähler wegen dem Quadrat aus Einflussmatrix und Eigenform für alle Moden positiv. Sie besitzt deshalb für diesen Übertragungspfad alternierende Pol- und Nullstellen, was besonders für geregelte Systeme eine Voraussetzung für garantierte Stabilität ist [100].

3.4.5. Geschwindigkeits- und Beschleunigungssensoren

Die bisherigen Modellformen in den Abschnitten 3.4.1 bis 3.4.4 sind nur für verschiebungsproportionale Messgrößen gültig. Um ebenfalls Geschwindigkeits- und Beschleunigungssensoren zu berücksichtigen, wird beim Aufstellen der Übertragungsfunktion aus

Gleichung 3.42 die zugehörige Ableitung der modalen Koordinate bei der Rücktransformation in den physikalischen Raum verwendet

$$\bar{y}(t)_{vel} = [P_s]^T [\phi] \dot{\bar{q}}(t), \quad \text{Geschwindigkeitsmessung} \quad (3.44)$$

$$\bar{y}(t)_{acc} = [P_s]^T [\phi] \ddot{\bar{q}}(t). \quad \text{Beschleunigungsmessung} \quad (3.45)$$

Mit dem harmonischen Ansatz der Strukturantwort nach Abschnitt 3.4.2 erhält man die jeweilige Übertragungsfunktionen durch

$$G_{vel}(\omega)_{jk} = \frac{y_{vel,j}(\omega)}{u_k(\omega)} = \sum_{i=1}^n \frac{j\omega \vec{P}_{s,j}^T \vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T \vec{P}_{a,k}}{\omega_i^2 - \omega^2 + j2\zeta_i \omega_i \omega}, \quad (3.46)$$

$$G_{acc}(\omega)_{jk} = \frac{y_{acc,j}(\omega)}{u_k(\omega)} = - \sum_{i=1}^n \frac{\omega^2 \vec{P}_{s,j}^T \vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T \vec{P}_{a,k}}{\omega_i^2 - \omega^2 + j2\zeta_i \omega_i \omega}. \quad (3.47)$$

3.4.6. Zustandsraumdarstellung

Die strukturdynamische Modellierung in Form von Übertragungsfunktionen eignet sich zur Auslegung klassischer Single-Input/Single-Output (SISO) Reglern, da hierbei die Änderung der Streckenparameter durch die Regelung direkt sichtbar werden. Für Systeme mit mehreren Ein- und Ausgängen (Multiple-Input/Multiple-Output, MIMO) lässt sich diese Vorgehensweise nicht mehr anwenden. Mit der Zustandsraumdarstellung

$$\dot{\bar{z}} = [A] \bar{z} + [B] \bar{u}, \quad \text{Eingangsgleichung} \quad (3.48)$$

$$\dot{\bar{y}} = [C] \bar{z} + [D] \bar{u}, \quad \text{Ausgangsgleichung} \quad (3.49)$$

kann die Entwicklung von Regelungen unter Berücksichtigung mehrerer Aktoren und Sensoren durchgeführt werden. Nachfolgend wird wegen ihrer Bedeutung nur auf die modale Form der Gleichung eingegangen.

Um die modale Bewegungsdifferentialgleichung 3.32 in diese Form zu überführen, wird zunächst der Zustandsvektor $\bar{z} = \{\bar{z}_1^T, \bar{z}_2^T\}^T$ mit Hilfe der Bewegungskordinaten festgelegt. Die Anordnung der Koordinaten ist beliebig und hat nur Einfluss auf die Besetzung der Systemmatrizen. In dieser Arbeit wird die Form

$$\bar{z}_1 = \omega \bar{q}, \quad \bar{z}_2 = \dot{\bar{q}}, \quad (3.50)$$

verwendet. Nach Umstellung der Bewegungsgleichung können die Koeffizienten in der Systemmatrix $[A]$ und Eingangsmatrix $[B]$ gemäß

$$\begin{Bmatrix} \omega \dot{\bar{q}} \\ \ddot{\bar{q}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [0] & \uparrow \omega \downarrow \\ -\uparrow \omega \downarrow & -\uparrow 2\zeta \omega \downarrow \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \omega \bar{q} \\ \dot{\bar{q}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [0] \\ [\phi]^T [P_a] \end{bmatrix} \bar{u}, \quad (3.51)$$

angeordnet und die Eingangsgleichung gebildet werden werden. Hierbei ist ersichtlich, dass sich die Konditionierung der Systemmatrix $[A]$ durch die Verschiebung der Eigenkreisfrequenz in den Zustandsvektor verbessert. Nach Rücktransformation der modalen Zustände in den physikalischen Raum ergeben sich die Ausgangsgleichungen der Verschiebungs- und Beschleunigungsmessung zu

$$\vec{y}_{pos} = \begin{bmatrix} \frac{[P_s]^T [\phi]}{\omega} & [0] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \omega \vec{q} \\ \dot{\vec{q}} \end{Bmatrix}, \quad (3.52)$$

$$\vec{y}_{acc} = [P_s]^T [\phi] \begin{bmatrix} -\uparrow \omega \downarrow & -\uparrow 2\zeta\omega \downarrow \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \omega \vec{q} \\ \dot{\vec{q}} \end{Bmatrix} + [[P_s]^T [\phi] [\phi]^T [P_a]] \vec{u}. \quad (3.53)$$

Wegen der Eigenkreisfrequenz im Zustandsvektor muss die linke Teilmatrix der Ausgangsmatrix $[C]$ entsprechend korrigiert werden. Der nicht verschwindende Term bei Beschleunigungsmessung ist anhand der Durchgriffsmatrix $[D] \neq [0]$ sichtbar.

3.5. Regler zur Schwingungsdämpfung

Verschiedene Regler zur Realisierung der aktiven Schwingungsdämpfung wurden im Kontext flexibler Raumfahrtstrukturen bereits erfolgreich eingesetzt (siehe Kapitel 1.2). Dabei ist zur Erhöhung der Dämpfung stets das Ziel, durch eine geschwindigkeitsproportionale Gegenkraft die Schwingungsamplituden in den Resonanzen der Struktur abzusinken. Dies kann bereits durch Rückführung eines Geschwindigkeitssignals über einen konstanten Verstärkungsfaktor erreicht werden (*Direct Velocity Feedback, DVF*), was jedoch im praktischen Einsatz mehrere Nachteile hat. Nachfolgend werden deshalb mit der Positive Position/Acceleration Feedback Regelung und der Linear Quadratischen Regelung zwei grundlegende Regleransätze in der Schwingungsdämpfung vorgestellt.

3.5.1. Positive Position und Acceleration Feedback

Die Positive Position Feedback (*PPF*) und Acceleration Feedback (*AF*) Regelungen nutzen Verschiebungs- $x(t)$ bzw. Beschleunigungssignale $\ddot{x}(t)$ zur Berechnung der Stellgröße, weil diese gewöhnliche Messsignale in der Schwingungstechnik darstellen [48]. Um dennoch eine zusätzliche Dämpfung in die Struktur einzubringen, werden die Signale durch ein Filter 2. Ordnung in der Rückführschleife phasengedreht (Abbildung 3.14).

Die Reglergleichungen

$$R(\omega) = h \frac{V(\omega)}{Y(\omega)} = \begin{cases} h \frac{\Omega_f^2}{\Omega_f^2 - \omega^2 + j\omega 2\zeta_f \Omega_f} & , \text{ für PPF,} \\ -h \frac{1}{\Omega_f^2 - \omega^2 + j\omega 2\zeta_f \Omega_f} & , \text{ für AF,} \end{cases} \quad (3.54)$$

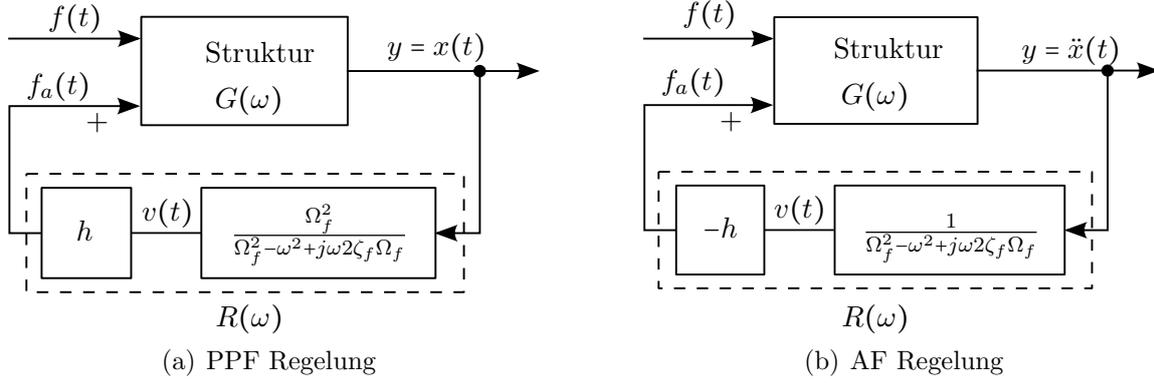


Abbildung 3.14.: Blockschaltbilder der Positive Position Feedback und Acceleration Feedback Regelung.

stellen jeweils Tiefpassfilter 2. Ordnung dar und unterscheiden sich nur im Zähler voneinander. Das Übertragungsverhalten der geschlossenen Schleife kann allgemein mit

$$H(\omega) = \frac{Y(\omega)}{F_a(\omega)} = \frac{G(\omega)}{1 - G(\omega)R(\omega)}, \quad (3.55)$$

berechnet werden, womit man nach Einsetzen von Gleichung 3.42 und 3.47 das geregelte Strukturverhalten bei *PPF* Regelung [34]

$$H_{PPF}(\omega) = \frac{\sum_{i=1}^m \frac{\vec{P}_s^T \vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T \vec{P}_a}{\omega_i^2 - \omega^2 + j2\zeta_i \omega_i \omega}}{1 - \left(\sum_{i=1}^m \frac{\vec{P}_s^T \vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T \vec{P}_a}{\omega_i^2 - \omega^2 + j2\zeta_i \omega_i \omega} \right) \frac{h \Omega_f^2}{\Omega_f^2 - \omega^2 + j\omega 2\zeta_f \Omega_f}}, \quad (3.56)$$

bzw. *AF* Regelung

$$H_{AF}(\omega) = \frac{\sum_{i=1}^m \frac{-\vec{P}_s^T \vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T \vec{P}_a \omega^2}{\omega_i^2 - \omega^2 + j2\zeta_i \omega_i \omega}}{1 - \left(\sum_{i=1}^m \frac{\vec{P}_s^T \vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T \vec{P}_a \omega^2}{\omega_i^2 - \omega^2 + j2\zeta_i \omega_i \omega} \right) \frac{h}{\Omega_f^2 - \omega^2 + j\omega 2\zeta_f \Omega_f}}, \quad (3.57)$$

erhält. Für beide Regler ist die Kopplung der Moden über die Regelung am komplexen Nenner zu erkennen, weil nun die Zähler- und Nennerpolynome des Filters in jeden der Summanden der Strukturgleichung eingehen.

Bestimmung der Reglerparameter

Die Bestimmung der Kennwerte der PPF und AF Regelung umfasst die Auslegung von Eckfrequenz Ω_f , Filterdämpfung ζ_f und Reglerverstärkung h , wobei in der Regel die Wurzelortskurve (*WOK*) als Hilfsmittel eingesetzt wird. Eine typische *WOK* für eine *PPF* bzw. *AF* geregelte Struktur ist in Abbildung 3.15 dargestellt. Dabei ist die Vergrößerung der modalen Dämpfung der ersten flexiblen Mode anhand der Verschiebung der Polpaare nach links zu erkennen.

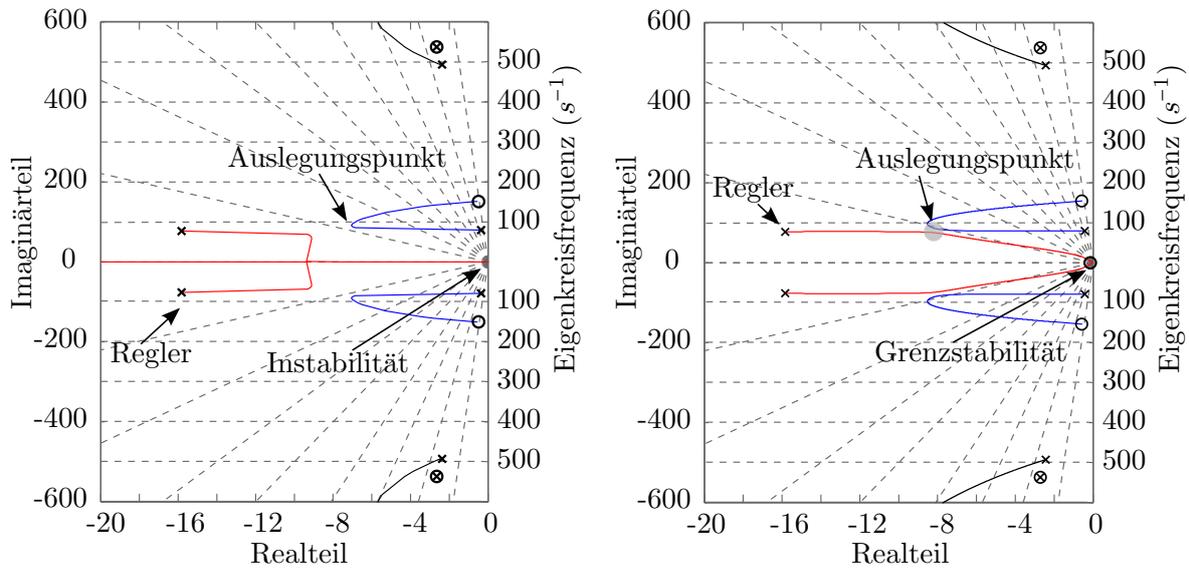


Abbildung 3.15.: Wurzelortskurven einer *PPF* (links) und *AF* (rechts) geregelten Struktur zur Dämpfung der ersten Mode. Bei gleicher Filtereinstellung kann mit der *AF* Regelung etwas mehr Dämpfung erreicht werden.

Filtereckfrequenz: Die Filtereckfrequenz wird direkt auf die zu regelnde Eigenfrequenz der Mode eingestellt (*Tuning*). In der *WOK* liegen sich damit die Pole des Reglers und der fokussierten Mode gegenüber und laufen bei Veränderung der Reglerverstärkung aufeinander zu. Bei unsicherer Lage der Strukturpole kann nach Fanson [48] die Filtereckfrequenz gezielt oberhalb der Struktureigenfrequenz festgelegt werden. Allerdings führt diese Einstellung zu einer höheren modale Kopplung, Schleifenverstärkung sowie Frequenzverschiebung der geregelten Mode.

Filterdämpfung: Die Filterdämpfung legt die Linksverschiebung der Filterpole in der komplexen Ebene fest. Der dadurch aufgespannte Bereich zwischen Filter- und Strukturpol wird durch die *WOK*'s vollständig ausgefüllt, wobei in der Bereichsmittle die jeweiligen Wendepunkte liegen. Durch höhere Filterdämpfungen lassen sich deshalb größere modale Dämpfungen erzielen, jedoch steigt gleichzeitig die modale Kopplung wegen des langsameren Phasenwechsels des Filters an. Wegen der modalen Dichte werden für Leichtbaustrukturen jedoch meist kleine Filterdämpfungen verwendet [48].

Reglerverstärkung: Die notwendige Reglerverstärkung zur Maximierung der Dämpfung wird erreicht, wenn die Pole im Bereich der Wendepunkte platziert sind. Bei ausgeprägter Kopplung zu anderen Moden ist bei entsprechender Rechtsverschiebung zugehöriger Polpaare auf Instabilitäten zu achten. Anhand von Abbildung 3.15 ist zu erkennen, dass sich hierbei *PPF* und *AF* Regelung grundlegend unterscheiden, da bei letzterer die Pole nicht in die rechte Halbebene wandern.

Alternativ zum grafischen Verfahren kann aus Gleichung 3.56 und 3.57 die Stabilität der Eingrößensysteme mit dem Routh-Hurwitz Kriterium geprüft werden. Demnach ist das *PPF* geregelte System stabil wenn die Reglerverstärkung die Bedingung

$$h < \frac{\omega_0^2}{P_s^T \phi \phi^T P_a}, \quad (3.58)$$

bzw. bei AF Regelung

$$h > -\frac{4\zeta_0\zeta_f\omega_0^2}{P_s^T \phi \phi^T P_a}, \quad (3.59)$$

erfüllt. Bei richtiger Wahl des Vorzeichens der Stellgröße kann deshalb bei der AF Regelung die Stabilitätsgrenze nicht überschritten werden. Eine ähnliche Eingrenzung kann für Mehrgrößensysteme nach Gleichung 3.56 sowie deren Erweiterung um mehrere Regler getroffen werden, indem die Stabilität mit der direkten Lyapunov Methode geprüft wird. Nach Fanson [48] muss dann die Verstärkungsmatrix $[H] = \text{diag}(h_i)$ der *PPF* Regelung positiv definit sein um die Bedingung

$$\uparrow \Omega \downarrow - [P_s]^T \uparrow H \downarrow [P_s] > [0], \quad (3.60)$$

zu erfüllen, was ebenfalls auf die *AF* Regelung zutrifft [106]. Eine geschlossene Lösung in dieser Form ist wegen der Chauchy-Schwarz Ungleichung zur Zerlegung der Kopplermatrizen bei der Lösung der Lyapunovgleichung jedoch nur für kollozierte Aktor-/Sensoranordnungen möglich.

3.5.2. Zustandsregler

Im Gegensatz zur Ausgangsrückführung werden bei der dieser Form der Regelung Zustandsgrößen für die Generierung der Stellgrößen rückgeführt (Abbildung 3.16).

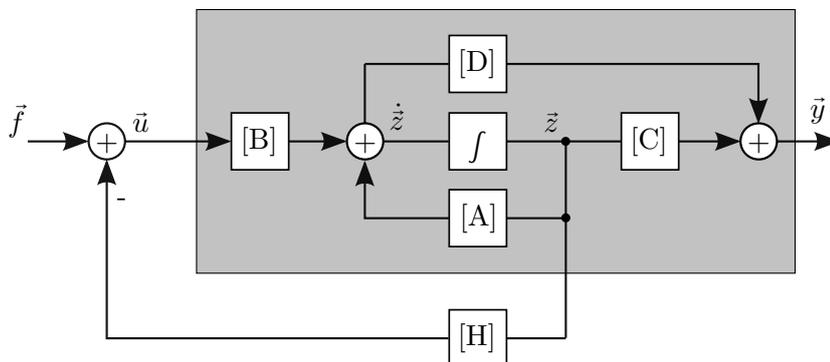


Abbildung 3.16.: Blockschaltbild der Zustandsregelung.

Durch negatives Aufschalten der Zustandsgrößen \vec{z} über eine Reglermatrix $[H]$ auf den Systemeingang \vec{u} erhält man mit

$$\dot{\vec{z}} = \underbrace{[A - BH]}_{A_{CL}} \vec{z} + [B] \vec{f}, \quad (3.61)$$

die Eingangsgleichung des geschlossenen Regelkreises. Unter der Voraussetzung der vollständigen Steuerbarkeit [100] können die Pole der Struktur deshalb durch Auslegung der Matrixeinträge in $[H]$ gezielt verschoben werden. Mit dem Ziel der Erhöhung der Dämpfung der geregelten Struktur durch das aktive System bedeutet dies, dass allein durch Rückführung der modalen Geschwindigkeiten des Zustandsvektors $\vec{z} = \{\vec{q}^T, \dot{\vec{q}}^T\}^T$ mit

$$\vec{u} = - \begin{bmatrix} [H_1] & [H_2] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{q} \\ \dot{\vec{q}} \end{Bmatrix} = - [H_2] \dot{\vec{q}}, \quad (3.62)$$

die Pole in der komplexen Ebene nach links verschoben werden. Entsprechend ergibt sich die modifizierte Systemmatrix der modalen Zustandsraumdarstellung zu

$$[A_{CL}] = \begin{bmatrix} [A_{11}] & [A_{12}] \\ [A_{21}] & [A_{22}] - [B_2][H_2] \end{bmatrix}. \quad (3.63)$$

Ziel der Auslegung ist es, eine geeignete Reglermatrix $[H_2]$ zu finden um die Dämpfung ausgewählter Moden zu erhöhen. Weiterhin müssen die modalen Zustandsgrößen aus den vorhandenen Messwerten durch einen Beobachter rekonstruiert werden. Nach dem Separationsprinzip können diese Aufgaben getrennt voneinander gelöst werden [78].

Berechnung der Reglermatrix

Die Berechnung der Reglermatrix erfolgt über die Minimierung des Gütefunktional

$$\min J = \int_{t=0}^{\infty} (\vec{z}^T [Q] \vec{z} + \vec{u}^T [R] \vec{u}) dt, \quad (3.64)$$

mit dem der zeitliche Verlauf der Zustandsgrößen \vec{z} und der Stellgrößen \vec{u} durch die Wichtungsmatrizen $[Q]$ und $[R]$ bewertet wird. Die Minimierungsaufgabe führt unter Verwendung der Systemmatrix $[A]$ und der Eingangsmatrix $[B]$ über die Lösung $[X]$ der Matrix-Riccati Gleichung [9, 75]

$$[A]^T [X] + [X] [A] - [X] [B] [R]^{-1} [B]^T [X] + [Q] = [0]. \quad (3.65)$$

Eine zugehörige Reglermatrix ergibt sich dann mit

$$[H] = [R]^{-1} [B]^T [X]. \quad (3.66)$$

Von einer iterativen Lösung durch direkte Polvorgabe nach Ackermann wird an dieser Arbeit abgesehen, da bei mehreren Stellgrößen die Sensitivitätsauslegung der Matrixeinträge teilweise sehr große Werte liefert [71, 78].

Modaler Beobachter

Für die zuvor berechnete Reglermatrix müssen die Zeitverläufe der modalen Koordinaten bekannt sein und der Matrix zugeführt werden. Weil diese Koordinaten nicht messbar sind, werden sie durch einen Beobachter modellbasiert berechnet. Hierfür wird wegen der Berücksichtigung von Signalrauschen die Kalman Filterung [70] eingesetzt.

Dazu wird die Zustandsraumdarstellung nach Gleichung 3.48 und Gleichung 3.49 zunächst in zeitdiskreter Form

$$\vec{z}_{k+1} = [A]_d \vec{z}_k + [B]_d \vec{u}_k + \vec{w}_k, \quad (3.67)$$

$$\vec{y}_k = [C]_d \vec{z}_k + [D]_d \vec{u}_k + \vec{v}_k, \quad (3.68)$$

geschrieben sowie um Prozessrauschen \vec{w}_k und Messrauschen \vec{v}_k erweitert. Beide Rauschprozesse werden als unkorreliertes weißes Rauschen mit bekannter Kovarianz und Normalverteilung angenommen [23, 119]. Die Zustände zum Zeitpunkt k werden nun mit Hilfe der vergangenen Zustandsschätzung $\hat{\vec{x}}_k^-$ sowie der aktuellen Messwerte \vec{y}_k über die Kalman Matrix $[K]_k$ gemäß der zeitdiskreten Gleichung

$$\hat{\vec{z}}_k = \hat{\vec{z}}_k^- + [K]_k (\vec{y}_k - [C]_d \hat{\vec{z}}_k^-), \quad (3.69)$$

abgeschätzt [119]. Weil die Kalmanmatrix aus den Kovarianzen

$$[P]_k = E \left[(\vec{z}_k - \hat{\vec{z}}_k) (\vec{z}_k - \hat{\vec{z}}_k)^T \right], \quad (3.70)$$

des Abschätzungsfehlers sowie $[R]$ des Messrauschens nach

$$[K]_k = [P]_k^- [C]_d^T ([C]_d [P]_k^- [C]_d^T + [R])^{-1}, \quad (3.71)$$

berechnet wird, stellt die Gleichung 3.69 immer eine Priorisierung zwischen Schätz- und Messwerten dar [23]. Für Echtzeitanwendungen wird die Gleichung 3.71 nicht nach jedem Abtastschritt berechnet, so dass wegen der konstanten Kalmanmatrix $[K]_k$ ein statisches Kalman Filter realisiert wird.

4. Bestimmung der Aktuationseigenschaften piezoelektrischer Flächenaktoren

In diesem Kapitel werden wichtige Aktuationseigenschaften piezoelektrischer Flächenaktoren untersucht, weil typische Herstellerangaben sich stets auf geringe elektrische Felder beziehen und den Aspekt der Umgebungstemperatur unberücksichtigt lassen. Diese Spezifikationen stellen daher nur Richtwerte dar und müssen für den jeweiligen Anwendungsfall ermittelt werden.

Für die Verwendung als Flächenaktor ist besonders die Kenntnis der piezoelektrischen Ladungskonstante von Interesse, weil sie direkt das Aktuationsvermögen einer Piezokeramik angibt. Sie wird nachfolgend für einen weiten Bereich der elektrischen Feldstärke als auch der Umgebungstemperatur ermittelt. Dabei kommt wegen der Hauptaktuationsrichtung quer zu den Feldlinien ein vereinfachter Testaufbau zum Einsatz. Dieser ermöglicht ebenfalls die Messung der elektrischen Kapazität, womit auf die Permittivität der Keramik geschlossen werden kann.

Aus den Messergebnissen wird ein Gesamtmodell der piezoelektrischen Flächenaktoren als auch der für die Ansteuerung verwendeten Leistungselektronik erstellt, welches über einen weiten Spannungs- und Temperaturbereich gültig ist. Es dient im weiteren Verlauf dieser Arbeit der Verifikation aktiver Strukturen mit ähnlichen Aktoren.

4.1. Testaufbau und -auswertung

4.1.1. Testverfahren

Die Methoden zur Messung der piezoelektrischen Ladungskonstanten werden nach dem *IEEE Standard on Piezoelectricity* [114] in stationäre (direkte) und resonante (indirekte) Verfahren unterschieden. Wegen des messtechnisch und mechanisch einfachen Aufbaus der direkten Methode wird diese auch in dieser Arbeit verwendet. Dabei erfolgt die Messung der piezoelektrischen Dehnung durch Applikation von Dehnungsmessstreifen (*DMS*) auf der Oberfläche der Piezoaktoren. Zur Ansteuerung der Aktoren werden

4. Bestimmung der Aktuationseigenschaften piezoelektrischer Flächenaktoren

Spannungen geringer Frequenzen eingesetzt, so dass Eigenresonanzeffekte nicht in den Dehnungsmessungen enthalten sind. Der Testaufbau besteht deshalb nur aus Aktoren, dem Leistungsverstärker und der Signalerfassung und -erzeugung (Abbildung 4.1).

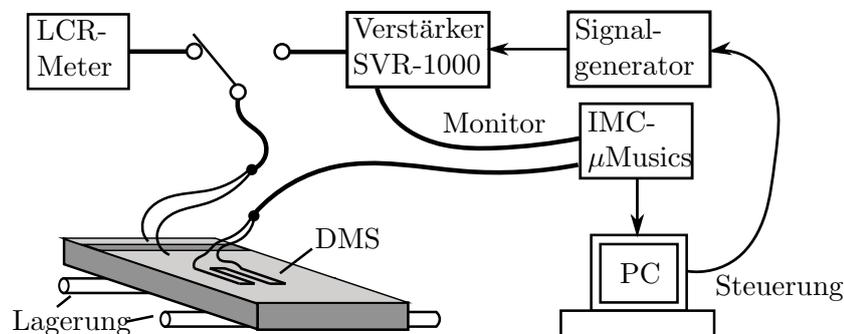


Abbildung 4.1.: Versuchsaufbau zur Bestimmung piezoelektrischer Werkstoffkennwerte.

Die Aktoransteuerung erfolgt durch sinusförmige elektrische Spannungen mit einem *SVR-1000* Piezoverstärker. Der gesamte Aufbau befindet sich zum Anpassen der Umgebungstemperatur in einer Klimakammer. Somit können die Kennwerte der piezoelektrischen Aktoren in einem typischen Betriebsbereich von Raumfahrtstrukturen mit

- Elektrischen Feldstärken $E_3 = 50 \dots 1000 \frac{V}{mm}$,
- Ansteuerfrequenzen $f = 0,1 \dots 200 \text{ Hz}$,
- Temperaturen $\vartheta = -150 \dots +150^\circ\text{C}$ mit 20°C Schrittweite,

ermittelt werden. Bei jedem Spannungs- und Frequenzlevel werden zehn Schwingungsperioden auf die Aktoren aufgebracht. Der installierte Testaufbau mit allen eingesetzten Probekörpern ist in Abbildung 4.2 dargestellt.

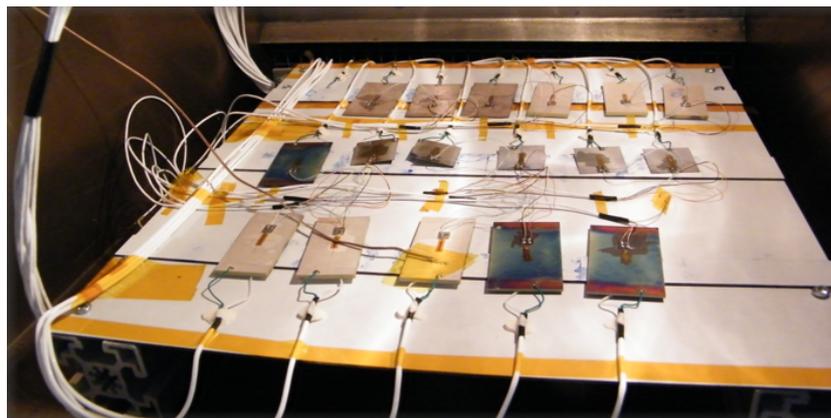


Abbildung 4.2.: Testaufbau zur Bestimmung der piezoelektrischen Kennwerte installiert in einer Klimakammer (Darstellung vor der Inbetriebnahme).

4.1.2. Probekörper

Die Bestimmung der freien piezoelektrischen Dehnung erfolgt an plattenförmigen *PIC151* Aktoren mit Kupfer-Nickel bzw. Silber Dünnschichtelektroden. Es werden drei Bauformen (Tabelle 4.1) verwendet um systematische Testfehler bedingt durch die Bauform auszuschließen. Je Bauform stehen sechs Aktoren zur Verfügung, von denen die Hälfte mit 1000 thermischen Zyklen zwischen -150°C und $+150^{\circ}\text{C}$ vorbehandelt wurden. Dadurch kann die Degradation der piezoelektrischen Dehnung in Folge eines thermisch induzierten Abbaus der elektrischen Polarisierung ermittelt werden.

Tabelle 4.1.: Eigenschaften piezokeramischer Probekörper für die Kennwertbestimmung

Probe	A	B	C
Keramik	PIC 151		
Anzahl	je 3x thermisch unzykliert/zykliert		
Abmaße (L x B x H)	20x20x0,2 mm	50x30x1 mm	70x25x2 mm
Elektrode	CuNi	CuNi (Umkontakt)	Ag
Zuordnung Abb. 4.3	a / c	b / d	c / f

In Abbildung 4.3 sind die verschiedenen Probekörper dargestellt, worin die unterschiedlichen Elektrodenmaterialien als auch der Umkontakt bei Probe B sichtbar sind.

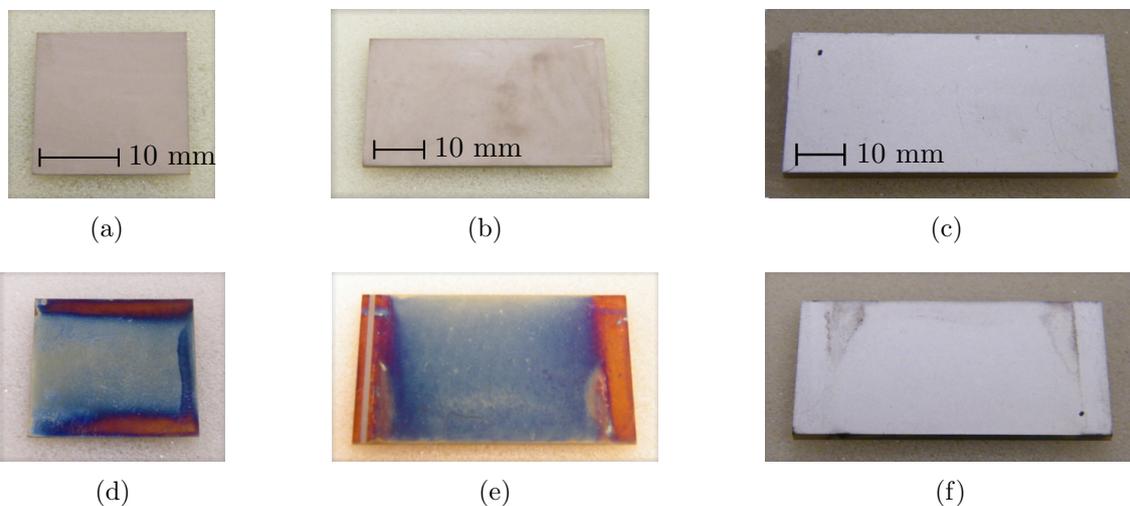


Abbildung 4.3.: Piezoelektrische Flächenaktoren verschiedener Baugröße zur Bestimmung der Materialkennwerte. Aktoren (a)-(c) sind thermisch unzykliert, Aktoren (d)-(f) wurden thermisch zyklisiert.

Letzterer ist eine Besonderheit der Bauform, bei der die negative Elektrode um eine Stirnseite auf die Oberseite geführt ist. Sie ist insofern für eine direkte Applikation der

Aktoren von Interesse, da keine Kabel in die Klebstoffschicht zwischen Aktor und Struktur eingebracht werden müssen.

4.1.3. Auswertung der Messdaten

Die Bestimmung der piezoelektrischen Ladungskonstante erfolgt über die Messung der elektrischen Spannung U_3 an den Elektroden des Aktors sowie dessen mechanische Dehnung S_1 quer zur Ausrichtung des elektrischen Feldes. Exemplarisch sind die Zeitschriebe beider Signale für einen unzyklierten Probekörper B in Abbildung 4.4 dargestellt. Hierin folgt zwar die mechanische Dehnung dem sinusförmigen Verlauf der Ansteuer-spannung, jedoch ist das Dehnungssignal aus der Messung aufgrund des Messrauschens und der geringen elektrischen Feldstärke nicht direkt für weitere Berechnungen geeignet. Durch ein Nullphasenfilter zur nachträglich Rauschunterdrückung kann das gemessene Dehnungssignal wesentlich verbessert werden, was in der Abbildung anhand des überlagerten Dehnungsverlaufes zu erkennen ist.

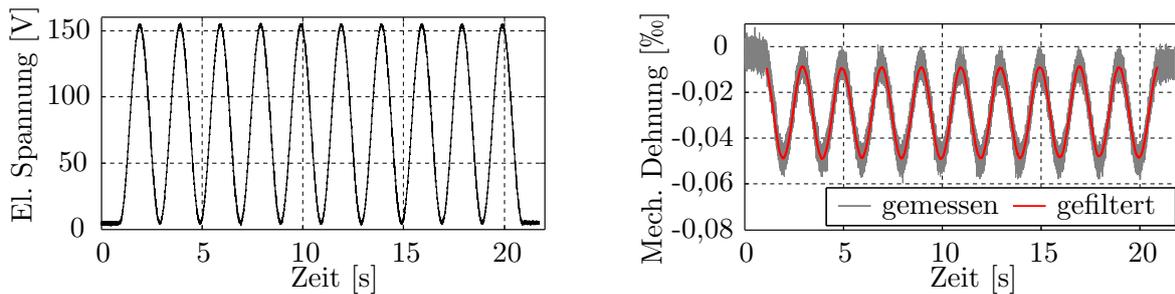


Abbildung 4.4.: Messwerte von elektrischer Spannung und mechanischer Dehnung am Piezoaktor. Durch zusätzliche Nullphasenfilterung können geeignete Dehnungswerte für die Berechnung ermittelt werden.

Nach Auftragen der mechanischen Dehnung über der elektrischen Feldstärke ergibt sich die typische Hystereseschleife piezoelektrischer Aktoren aus Abbildung 4.5.

Dabei sind zur besseren Darstellung die Nullpunkte von Spannung und Dehnung bereits abgeglichen, weshalb die Hysterese im Ursprung des Diagramms beginnt. Die piezoelektrische Ladungskonstante d_{31} lässt sich nun aus der Steigung der Sekante zwischen den Umkehrpunkten der Hystereseschleife gemäß Gleichung

$$d_{31} = \frac{\Delta S_1}{\Delta E_3}, \quad (4.1)$$

berechnen. Wegen der Verkürzung des Aktors bei positiven Ansteuerspannungen ist dieser Kennwert stets negativ.

4.2. Abhängigkeit der Aktuationsdehnung von der elektrischen Feldstärke

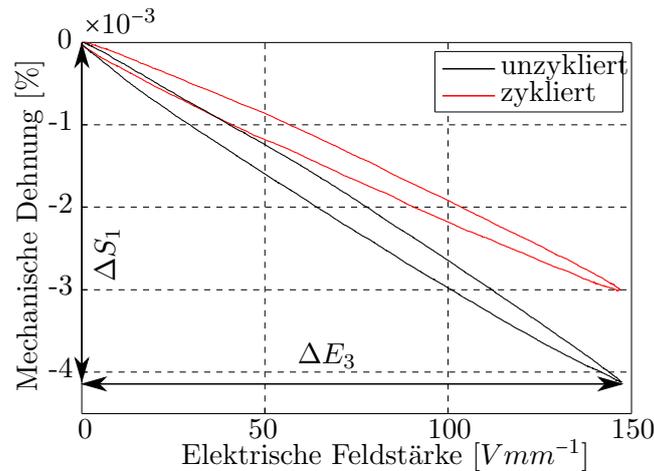


Abbildung 4.5.: Piezoelektrische Hysterese zur Bestimmung der Ladungskonstante. Bei zyklerten Proben sinkt der Betrag des Anstieges der Hysterese deutlich ab.

4.2. Abhängigkeit der Aktuationsdehnung von der elektrischen Feldstärke

Mit steigender elektrischer Feldstärke nimmt die Aktordehnung wegen der stärkeren Polarisation der Keramik zu. Die aus den Messwerten ermittelten piezoelektrischen Ladungskonstanten nahe Raumtemperatur sind in Tabelle 4.2 enthalten.

Tabelle 4.2.: Piezoelektrische Ladungskonstante bei 30 °C Umgebungstemperatur.
(Die Reduktion (Red.) gibt die auf die unzyklierten Werte bezogene Differenz der Ladungskonstanten an.)

El. Feldstärke [$\frac{V}{mm}$]	Aktor A			Aktor B			Aktor C		
	unzykl. $\times 10^{-9}$ [$\frac{V}{mm}$]	zykl. $\times 10^{-9}$ [$\frac{V}{mm}$]	Red. %	unzykl. $\times 10^{-9}$ [$\frac{V}{mm}$]	zykl. $\times 10^{-9}$ [$\frac{V}{mm}$]	Red. %	unzykl. $\times 10^{-9}$ [$\frac{V}{mm}$]	zykl. $\times 10^{-9}$ [$\frac{V}{mm}$]	Red. %
50	183	178	2,7	256	176	31,3	255	167	34,5
150	197	197	0	280	191	31,8	281	180	35,9
250	211	212	-0,5	305	212	30,5	305	194	36,4
500	242	241	0,4	347	253	27,1	352	231	34,4
1000	287	287	0	389	346	11,1	n.a.	n.a.	n.a.

Für thermisch unzyklierte Aktoren beträgt die Zunahme der Ladungskonstante zwischen 50 % und 60 % bezogen auf die Kennwerte im Kleinsignalbereich. Die thermisch vorbehandelten Aktoren zeigen mit bis zu 97 % Zunahme eine größere Abhängigkeit von der elektrischen Feldstärke. Der Grund hierfür ist der signifikante thermisch induzier-

4. Bestimmung der Aktuationseigenschaften piezoelektrischer Flächenaktoren

te Abfall der freien Aktuationsdehnung durch die Zyklisierung. Jedoch kann bei hohen elektrischen Feldstärken wegen der Domänenausrichtung ein dennoch hoher piezoelektrischer Dehnungseffekt gemessen werden.

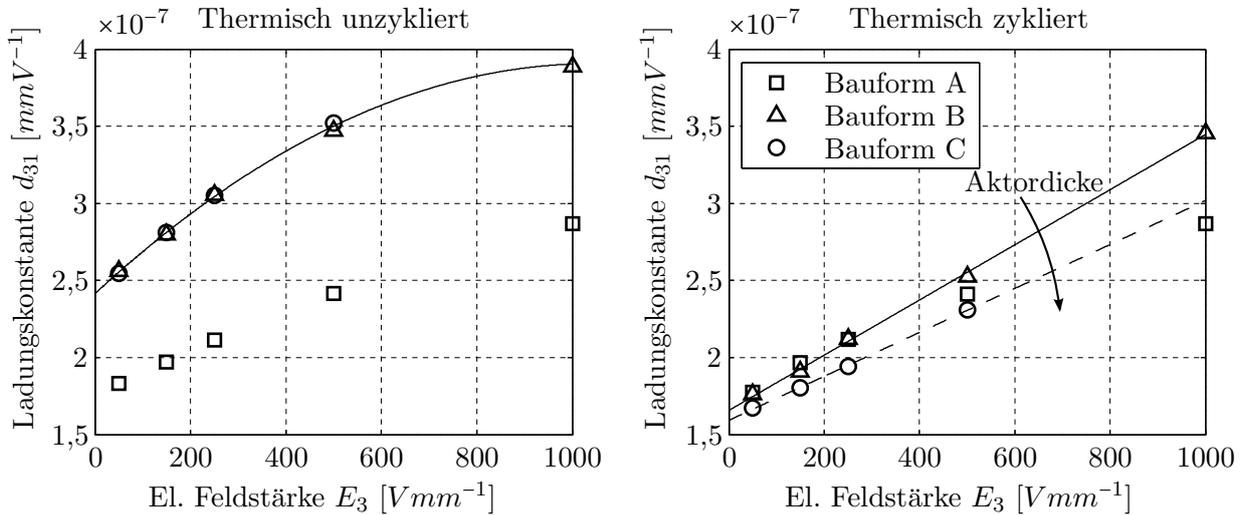


Abbildung 4.6.: Approximation der piezoelektrischen Ladungskonstante. Für zyklisierte Aktoren besteht eine strenge lineare Abhängigkeit zwischen elektrischem Feld und Aktuationsdehnung. Der Anstieg der Geraden ist indirekt proportional zur Aktordicke (solid = 1mm Dicke, gestrichelt = 2mm Dicke).

Wie aus Abbildung 4.6 zu entnehmen ist, folgt der Verlauf der Ladungskonstante bei thermisch unzyklierten Aktoren einer streng quadratischen Funktion. Bei thermisch zyklisierten Aktoren hingegen kann eine lineare Abhängigkeit zwischen elektrischem Feld und Ladungskonstante beobachtet werden. Der Anstieg der linearen Funktion hängt zudem von der Aktordicke ab und wird als Randbedingung in die Funktion aufgenommen. Aus diesen Ergebnissen können die zwei Modelle für die Abhängigkeit der Ladungskonstante von der Feldstärke

$$d_{31}(E_3) = \begin{cases} a_3 E_3^2 + a_2 E_3 + a_1 & \text{für thermisch unzykliert,} \\ a_2 E_3 + a_1 & \text{für thermisch zyklisiert,} \end{cases} \quad (4.2)$$

aufgestellt werden. Die darin enthaltenen Koeffizienten a_i der linearen bzw. quadratischen Funktion ergeben sich für jeden Temperaturschritt durch die Methode der kleinsten Fehlerquadrate aus den Messergebnissen.

Bei den Aktoren der Bauform A kann kein Unterschied im Ausdehnungsverhalten zwischen thermisch unbehandelten und behandelten Aktoren festgestellt werden. Da die Ladungskonstanten ebenfalls deutlich geringer sind als für die restlichen Probekörper, werden die Messwerte dieser Aktoren nicht weiter verwendet.

4.3. Abhängigkeit der Aktuationsdehnung von der Umgebungstemperatur

Wegen der geringen Domänenmobilität bei niedrigen Temperaturen ist eine signifikante Abhängigkeit der Temperatur auf die piezoelektrische Ladungskonstante zu erwarten. Hierzu wurde in Abbildung 4.7 die piezoelektrische Ladungskonstante im gesamten Temperaturbereich für unterschiedliche elektrische Feldstärken aufgetragen.

Bei allen Proben fällt die freie piezoelektrische Dehnung mit sinkender Temperatur ab. Bezogen auf Raumtemperatur beträgt die Abnahme der Aktuationsdehnung unzyklierter Proben 40 % im Kleinsignalbereich und 57 % im Großsignalbereich. Das reduzierte Aktuationsvermögen bei Tieftemperatur ist dabei nahezu unabhängig vom angelegten elektrischen Feld. Bei vorheriger thermischer Zyklierung der Proben verstärkt sich die Abnahme des Aktuationsvermögens und beträgt 52 % im Kleinsignalbereich und 68 % im Großsignalbereich. Nur für sehr große elektrische Felder ist bei Tieftemperatur noch ein Unterschied in den piezoelektrischen Dehnungen sichtbar.

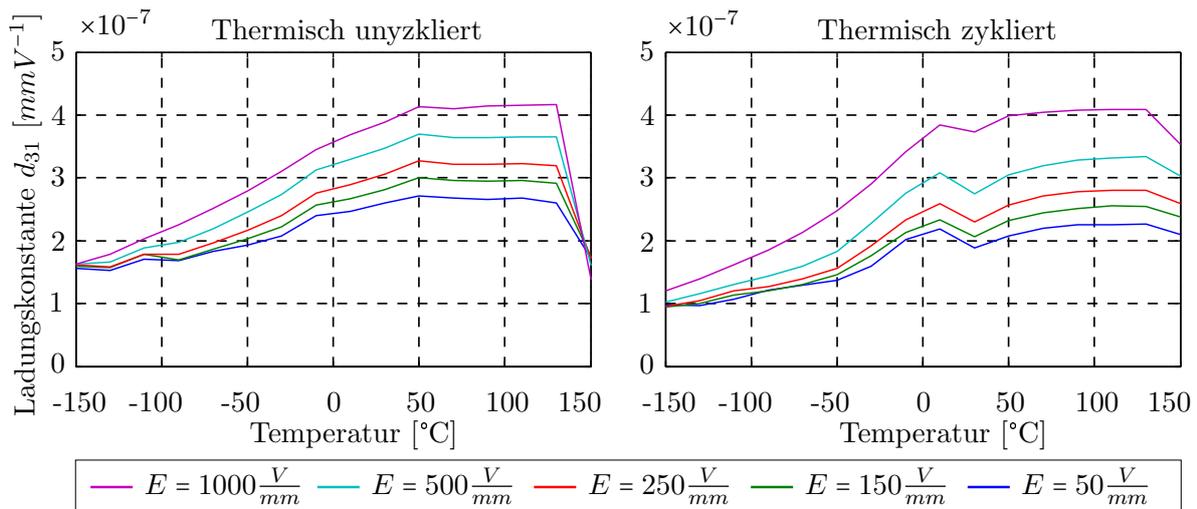


Abbildung 4.7.: Piezoelektrische Ladungskonstante in Abhängigkeit der Temperatur für Probekörper B. Die höhere Domänenmobilität bei gestiegenen Temperaturen führt zu keinem weiteren Anstieg der piezoelektrischen Dehnung. Ab 150°C beginnt bereits die Degradation der Probekörper.

Im Gegensatz zum Tieftemperaturbereich kann trotz erhöhter Domänenmobilität bei steigenden Temperaturen nur eine geringe Zunahme der Aktuationsdehnung oberhalb der Raumtemperatur beobachtet werden. Für unzyklierte Proben wird ab 50°C für alle elektrischen Felder ein konstantes Dehnungsplateau erreicht, wobei die Dehnungszunahme mit 6–10 % bezogen auf Raumtemperatur relativ gering ist. Bei thermisch zyklirten

Proben sinkt die Aktuationsdehnung bei 30°C lokal ab und steigt danach wieder an. Bezogen auf Raumtemperatur beträgt die Steigerung der Dehnung für diese Proben 8–11 % und ist damit ähnlich zu unzyklierten Proben.

Bei allen Messungen kann oberhalb 130°C ein starker Abfall der piezoelektrischen Dehnung aufgrund der Nähe zur Curie-Temperatur beobachtet werden (PIC151: $T_C = 250^\circ\text{C}$, [97]). Damit ist bereits mit einem Sicherheitsabstand der Betriebstemperatur von 100°C zur Curie-Temperatur für unzyklierte Proben keine signifikante Aktuation mehr möglich. Für thermisch zyklerte Proben verlängert sich der nutzbare Temperaturbereich durch den flacheren Abfall oberhalb der Grenztemperatur etwas.

Zur einheitlichen Modellierung wird aus den Messergebnissen das Temperaturverhalten der Piezoaktoren in einen linear abhängigen und einen konstanten Bereich eingeteilt (Abbildung 4.8). Die Degradation oberhalb von 130°C wird dabei vernachlässigt.

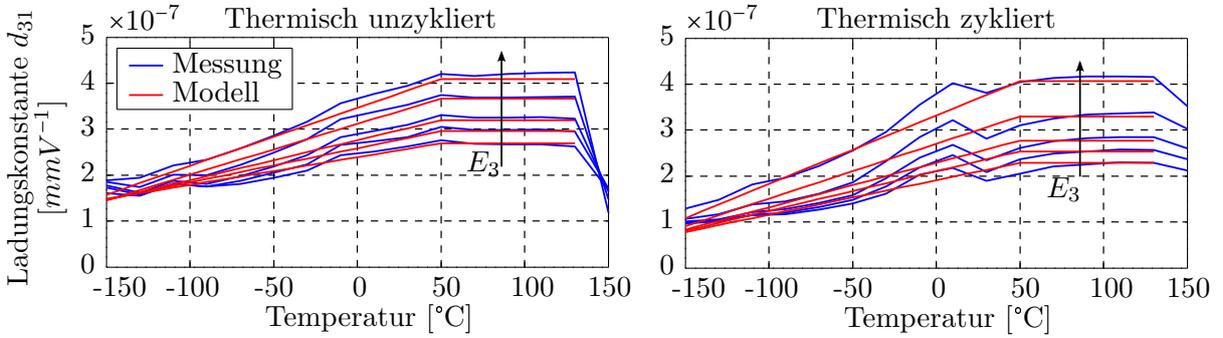


Abbildung 4.8.: Vergleich der piezoelektrischen Ladungskonstante aus Versuch und Modell

Abschnitt 1: Tiefe Temperaturen (−150°C bis 50°C)

In diesem Bereich steigt die piezoelektrische Ladungskonstante stetig mit der Temperatur an. Der Gradient ist abhängig von der elektrischen Feldstärke und nimmt mit größeren Feldstärken zu. Er berechnet sich aus der Gleichung 4.2 für zwei verschiedene Temperaturen zu ($a_3 = 0$ für thermisch zyklerte Aktoren)

$$\frac{\Delta d_{31}(E_3, \vartheta)}{\Delta \vartheta} \Delta \vartheta = \frac{d_{31}(E_3, \vartheta_1) - d_{31}(E_3, \vartheta_2)}{\Delta \vartheta}, \quad (4.3)$$

$$= \frac{a_3(\vartheta_1) - a_3(\vartheta_2)}{\Delta \vartheta} E_3^2 + \frac{a_2(\vartheta_1) - a_2(\vartheta_2)}{\Delta \vartheta} E_3 + \frac{a_1(\vartheta_1) - a_1(\vartheta_2)}{\Delta \vartheta}. \quad (4.4)$$

Die piezoelektrische Ladungskonstante kann anschließend aus der linearen Funktion

$$d_{31}(E_3, \vartheta) = d_{31}(E_3, \vartheta_0) + \frac{\Delta d_{31}(E_3, \vartheta)}{\Delta \vartheta} \Delta \vartheta, \quad (4.5)$$

berechnet werden.

Abschnitt 2: Hohe Temperaturen (50°C bis 130°C)

Oberhalb von 50°C tritt kein nennenswerter Anstieg der piezoelektrischen Ladungskonstante bei steigender Temperatur auf. Aus diesem Grund bildet die quadratische Gleichung 4.2 bereits den gesamten Temperaturbereich ab, weil lediglich die elektrische Feldstärke einen Einfluss auf die Aktuationsdehnung besitzt. Die Temperaturabhängigkeit wird als konstant modelliert.

Gesamtmodell

Die abschnittsweise Funktion

$$d_{31}(E_3, \vartheta) = \begin{cases} d_{31}(E_3, \vartheta_0) + \frac{\Delta d_{31}(E_3, \vartheta)}{\Delta \vartheta} \Delta \vartheta & \text{für } \vartheta < 50^\circ\text{C}, \\ a_3 E_3^2 + a_2 E_3 + a_1 & \text{für } \vartheta \geq 50^\circ\text{C}, \end{cases} \quad (4.6)$$

beschreibt damit das gesamte Aktuationsverhalten der betrachteten Keramik im untersuchten Temperaturbereich. In Abbildung 4.8 sind für thermisch unzyklierte und zyklerte Aktoren die gemessenen und die durch das Modell berechneten piezoelektrischen Ladungskonstanten aufgetragen. Die Korrelation zwischen Messung und Modell ist trotz der vereinfachten Modellierung gut.

4.4. Einfluss der kapazitiven Last auf die Aktuation

4.4.1. Kapazität der Aktoren in Abhängigkeit der Temperatur

Die elektrische Kapazität C piezoelektrischer Aktoren ist besonders für die Berücksichtigung energetischer Aspekte bei der Schwingungsdämpfung relevant. Sie wird durch direkte Messung an den Elektroden der Probekörper ermittelt. Anhand von Abbildung 4.9 ist ersichtlich, dass zunächst für alle Aktoren unabhängig von der thermischen Vorbehandlung eine strenge quadratische Abhängigkeit der normierten Kapazität von der Temperatur beobachtet werden kann. Bezogen auf Raumtemperatur ergeben sich für den Tieftemperaturbereich Änderung von -60 % bei unzyklierten und -51 % bei bereits zyklierten Proben. Bei Hochtemperaturen steigt die Änderung auf Werte von +78 % bei unzyklierten und +67 % bei zyklierten Proben an.

Die Ähnlichkeit der normierten Kapazitäten bedeutet gleichzeitig, dass unabhängig von der Aktorbauform der gleiche temperaturabhängige Prozess eine Kapazitätsänderung bewirkt. Dies wird ebenfalls aus der Berechnungsvorschrift der Kapazität

$$C(\vartheta) = \varepsilon_0 \varepsilon_{33}(\vartheta) \frac{A(\vartheta)}{t_a(\vartheta)}, \quad (4.7)$$

4. Bestimmung der Aktuationseigenschaften piezoelektrischer Flächenaktoren

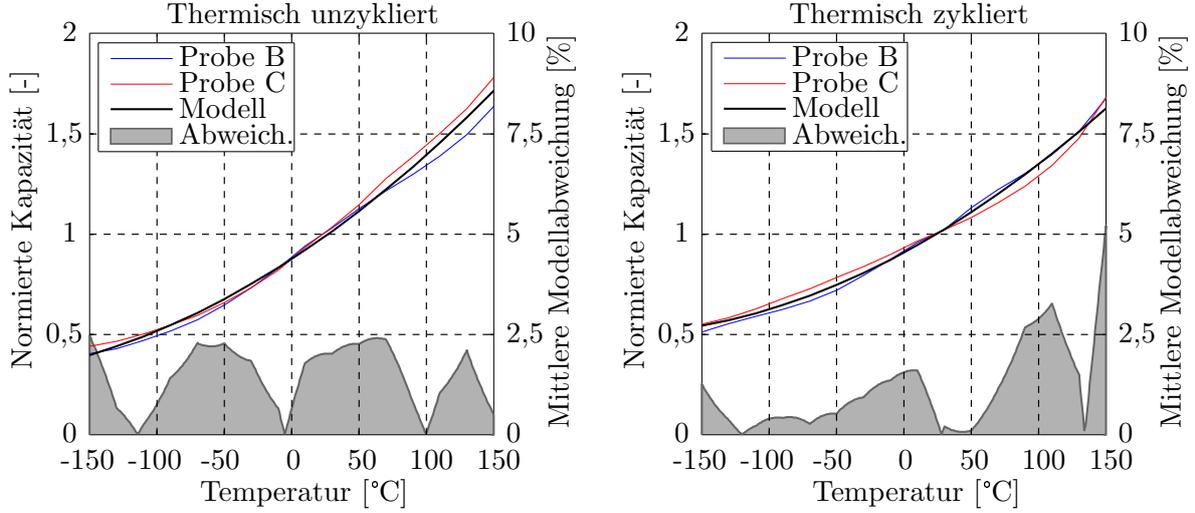


Abbildung 4.9.: Gemessene Kapazität und deren Modellierung

eines Plattenkondensators ersichtlich. Nach Erweiterung um die Temperaturdehnung mit

$$A(\vartheta) = A_0 [1 + 2\alpha_1(\vartheta - \vartheta_0)], \quad \text{für Aktorfläche} \quad (4.8)$$

$$t_a(\vartheta) = t_{a,0} [1 + \alpha_3(\vartheta - \vartheta_0)], \quad \text{für Aktordicke} \quad (4.9)$$

und der Normierung auf die Ausgangskapazität C_0 bei Raumtemperatur erhält man

$$\frac{C(\vartheta)}{C_0} = \frac{\varepsilon_{33}(\vartheta)}{\varepsilon_{33}(\vartheta_0)} \underbrace{\frac{1 + 2\alpha_1(\vartheta - \vartheta_0)}{1 + \alpha_3(\vartheta - \vartheta_0)}}_{K_T}. \quad (4.10)$$

Mit den linearen thermischen Ausdehnungskoeffizienten der *PIC151* Keramik $\alpha_1 = 8 \times 10^{-6} K^{-1}$ quer und $\alpha_3 = -6 \times 10^{-6} K^{-1}$ längs zur Polarisationsrichtung ([97]) ist der Einfluss der Temperaturdehnung auf die Kapazitätsänderung bei $\vartheta = -173^\circ C$ mit $K_T = 0,9962$ relativ gering. Die beobachtete Kapazitätsänderung aus Abbildung 4.9 ist deshalb auf die Änderung der Permittivität ε_{33} zurückzuführen. Weil diese materialabhängig ist, wird die Änderung der Kapazität für alle Probekörper durch eine quadratische Funktion

$$\frac{C(\Delta\vartheta)}{C_0} = b_2(\Delta\vartheta)^2 + b_1(\Delta\vartheta) + b_0, \quad (4.11)$$

berechnet. Mit Hilfe der gemittelten Permittivitäten aus Tabelle 4.3 erhält man die entsprechenden Koeffizienten b_0 , b_1 und b_2 . Daraus ist zu entnehmen, dass der flachere Verlauf der Kapazitätsänderung thermisch zyklierter Aktoren besonders auf einen geringeren linearen Koeffizienten b_1 zurückzuführen ist. Infolge dessen sinkt die auf die Ausgangskapazität bezogene Kapazitätsänderung im betrachteten Temperaturbereich um 10 %.

Tabelle 4.3.: Relative Permittivität, elektrische Kapazität und Kapazitätsänderung der piezokeramischen Probekörper. (Proben der Bauform A nicht berücksichtigt, da zuvor bereits ausgeschlossen)

Probe	Einheit	unzykliert		zykliert	
		B	C	B	C
Relative Permittivität	-				
bei -150 °C		1048	1094	1194	1233
bei 20 °C		2561	2440	2306	2219
bei 130 °C		4237	4402	3891	3753
Kapazität (bei 23°C)	nF	32,8	13,7	29,4	12,4
Koeffizienten der Kapazitätsänderung	-				
kubischer Term b_2	K^{-2}	$8,03 \times 10^{-6}$		$7,87 \times 10^{-6}$	
linearer Term b_1	K	$4,39 \times 10^{-3}$		$3,62 \times 10^{-3}$	
konstanter Term b_0	-	0,87		0,91	

4.4.2. Phasenversatz der Leistungselektronik bei kapazitiver Last

Kapazitive Lasten unterliegen im dynamischen Betrieb ständigen Lade- und Entladevorgängen. Der dafür notwendige mittlere Leistungsbedarf

$$P_m = 2\pi f_0 C U_{a,rms}^2, \quad (4.12)$$

muss vom Verstärker zur Verfügung gestellt werden [68]. Bei zu hoher Belastung des Verstärkers kann die Ausgangsspannung U_a der Eingangsspannung U_e nicht mehr direkt folgen, was zur Reduktion der Ausgangsspannung und zum Phasenversatz zwischen Ein- und Ausgang führt (siehe Lissajous Figures in Abbildung 4.10).

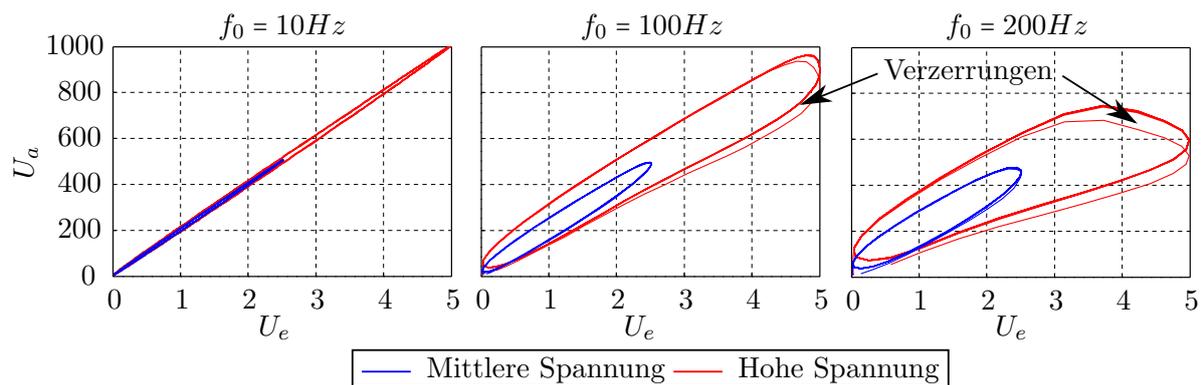


Abbildung 4.10.: Phasenversatz und Verzerrungen des Leistungsverstärkers anhand von Lissajous Figures. Wegen der Leistungsbegrenzung steigen beide mit der Frequenz und Amplitude an.

Hierbei kommt es bei höheren Frequenzen und Ansteuerspannungen weiterhin zu Verzerrungen der Ausgangsspannung, was anhand der Abweichung der Figuren von einer Ellipse deutlich wird. Der lineare Betriebsbereich wird in guter Näherung durch ein Verzögerungsglied 1. Ordnung modelliert [76]. Dessen Grenzfrequenz f_g kann entweder anhand des Phasenversatzes γ direkt aus den Lissajous Figuren mit

$$f_g = \frac{f_0}{\tan(\gamma)}, \quad (4.13)$$

bestimmt, oder durch Umstellen von Gleichung 4.12 gemäß

$$f_g = \frac{P_{m,max}}{2\pi C U_{a,rms,max}^2}, \quad (4.14)$$

mit Hilfe von Herstellerangaben abgeschätzt werden. Am Beispiel der in Abbildung 4.10 dargestellten Ellipse für $U_{a,max} = 500 \text{ V}$ und $f_0 = 100 \text{ Hz}$ erhält man mit einer Phasenverschiebung von $\gamma = 12^\circ$ eine Grenzfrequenz $f_g = 470 \text{ Hz}$. Die Abschätzung nach Gleichung 4.14 liefert mit einer mittleren Ausgangsleistung $P_{m,max} = 7 \text{ W}$ und einer Kapazität von $C = 31 \text{ nF}$ eine um 11 % geringere Grenzfrequenz $f_g = 420 \text{ Hz}$. Wegen den konservativen Angaben der Spezifikation elektrischer Geräte wird für die Modellierung des Verstärkers auf eine ausführliche Berechnung aller Phasenwinkel aus den Messwerten verzichtet und dieser nur nach Gleichung 4.14 berücksichtigt.

Die Verzerrungen bei Übersteuerung des Verstärkers können nicht im Modell abgebildet werden. Innerhalb einer Regelschleife ist dann eine ausreichende Phasenreserve zu gewährleisten, damit durch den zusätzlichen Phasenversatz durch die Verzerrung keine Instabilität des geregelten Systems auftritt.

4.5. Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde die piezoelektrische Aktuation in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und der elektrischen Feldstärke zur Ansteuerung der Aktoren untersucht. Dabei konnte eine Degradation des Aktuationsvermögens an thermisch vorbehandelten Aktoren festgestellt werden. Die Größe der reduzierten freien Aktordehnung thermisch zyklierter Aktoren ist dabei abhängig von der Umgebungstemperatur und der gegenwärtigen Ansteuerspannung. Für beide Arten von Aktoren wurde basierend auf den Messwerten ein Ersatzmodell für die piezoelektrische Ladungskonstante d_{31} aufgestellt. Im Blockschaltbild aus Abbildung 4.11 sind beide Modelle miteinander kombiniert, wodurch das gesamte Aktuationsverhalten im betrachteten Temperatur- und Feldstärkebereich abgebildet wird. Durch Austausch der in den Funktionen verwendeten Koeffizienten können thermisch unzyklierte und zyklerte Aktoren modelliert werden. Neben dem Einfluss thermischer und elektrischer Randbedingungen auf die Aktoren

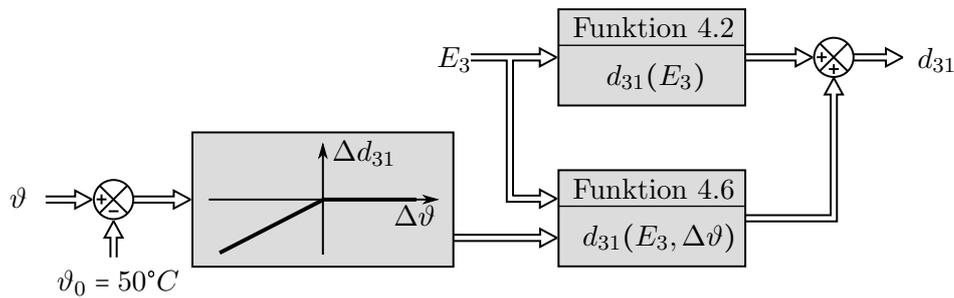


Abbildung 4.11.: Modell der piezoelektrischen Ladungskonstante mit Berücksichtigung von Änderungen der elektrischen Feldstärke und der Temperatur

wurde weiterhin der Einfluss der Leistungselektronik auf die Aktuation untersucht. Im linearen Betrieb der Leistungsverstärker kann der geänderte Phasenversatz zwischen der Ansteuerspannung anhand eines Verzögerungsglieds erster Ordnung berücksichtigt werden. Bei zunehmender Aktuationsfrequenz und -spannung steigt der Leistungsbedarf an, was zu Verzerrungen im Ansteuersignal führt. Die Grenzfrequenz kann anhand einer Abschätzung mit Hilfe der temperaturabhängigen Kapazität der Aktoren berechnet werden. Das Ersatzmodell aus Abbildung 4.12 liefert deshalb unter Berücksichtigung der Umgebungstemperatur sowie der maximalen Verstärkerleistung und -ausgangsspannung die phasenverschobene und reduzierte Aktoransteuerspannung U_a .

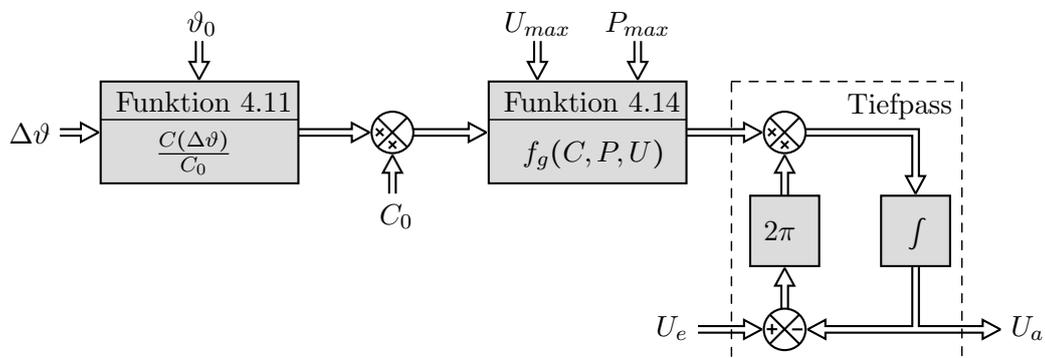


Abbildung 4.12.: Modell des Leistungsverstärkers als Verzögerungsglied erster Ordnung. Die Grenzfrequenz wird aus der temperaturabhängigen kapazitiven Last sowie der Leistungsbegrenzung im Verstärker berechnet.

5. Untersuchung der Struktur-Aktor-Schnittstelle

Die Leistungsfähigkeit einer aktiven Struktur basierend auf piezoelektrischen Flächenaktoren hängt entscheidend von der Kopplung zwischen Aktorik und Struktur ab. Je nach Beschaffenheit der Strukturoberfläche und eingesetztem Klebstoff kann eine Reduktion der in die Struktur induzierten Kräfte stattfinden. In diesem Kapitel wird deshalb zunächst der Einfluss der Klebstoffschicht auf das Aktuationsvermögen einer aktiven Struktur betrachtet. Anschließend wird eine Verifikation des aktiven Strukturverhaltens für verschiedene Strukturbaueisen durchgeführt. Weil die Schnittstellenkräfte in der Regel nicht messbar sind, wird bei dem hier vorgestellten Verfahren die Messung des Verschiebungsfeldes im Bereich der Aktoren genutzt. Die gewonnenen Messwerte werden abschließend mit Finite Element Ergebnissen korreliert und geben Aufschluss über die Aktuationskräfte. Ein isotroper Balken und eine Sandwichplatte dienen als Strukturbeispiele in diesem Kapitel.

5.1. Klebstoffschicht zwischen Struktur und Aktor

Die Applikation piezoelektrischer Flächenaktoren erfolgt durch eine stoffschlüssige Verbindung mit der Struktur. Während bei eingebetteten Aktoren die angrenzenden und mit Harz getränkten Gewebelagen für eine Verklebung sorgen, wird bei einer Oberflächenapplikation zusätzlicher Klebstoff benötigt. Hierdurch können die Eigenschaften der Klebeverbindung eingestellt werden. Nach [60] hängt ihre Festigkeit im wesentlichen von vier Einflussgrößen ab:

- Klebschicht,
- Fügeartikelwerkstoff,
- Geometrische Gestaltung,
- Beanspruchung.

Die Klebstoffdicke t_K sowie Elastizitäts- E_K und Schubmodul G_K stellen die wichtigsten Parameter der Klebstoffschicht dar und können bei der Verklebung eingestellt werden.

Da der Elastizitäts- und Schubmodul jedoch für die meisten Klebstoffe (Epoxyde, Polyamide) ähnlich ist, steht primär die Klebstoffdicke im Fokus der weiteren Untersuchungen.

Entscheidend für die Übertragung von Schub- und Schälspannungen in der Klebstoffschicht ist die Klebefestigkeit, welche zum Großteil durch geometrische Parameter beeinflusst wird. Hierzu zählt besonders die Klebstoffdicke. Bei dünnen Klebstoffschichten und starren Fügeteilen wird die Querkontraktion innerhalb der Schicht behindert, weshalb die Klebefestigkeit steigt. Wird die Schichtdicke zu stark reduziert kommt es teilweise zum Kontakt der beiden Fügeteile aufgrund von Rauheitsspitzen. Hierdurch fällt die Klebefestigkeit stark ab. In dicken Schichten wird die Querkontraktion nicht verhindert und die Kohäsionskräfte des Klebstoffs bestimmen signifikant dessen Festigkeit. Nach Habenicht [60] werden deshalb Klebeverbindungen mit einer Dicke von $0,05\text{ mm}$ bis $0,2\text{ mm}$ eingesetzt.

5.1.1. Induzierte Dehnung und Krümmung am isotropen Balken

Nachfolgend wird für eine Klebeverbindung zwischen isotropen Balken und Piezoaktor untersucht, welchen Einfluss die Schubdeformation der Klebstoffschicht auf die induzierte Dehnung und Krümmung an der Struktur hat. Neben den analytischen Berechnungen nach Bernoulli-Euler (Abschnitt 3.3) wird das 2D finite Element Modell aus Abbildung 5.5 für die Berechnungen eingesetzt.

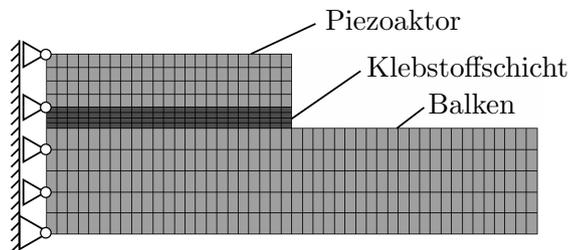


Abbildung 5.1.: 2D *FE* Modell zur Untersuchung des Einflusses der Klebstoffschicht auf das Aktuationsvermögen des Aktors

Durch die Variation der Balkendicke und den weiteren Kennwerten von Balken und Aktor (Tabelle 5.1) können Dickenverhältnisse $T = 1 \dots 10$ und Steifigkeitsverhältnisse $\Psi = 1, 2 \dots 11, 8$ realisiert werden.

Dehnungen in der Schnittstelle

Durch Schubdeformation der Klebstoffschicht kann nicht die gesamte Aktordehnung auf die Randfaser der Struktur übertragen werden. Der Verlust an induzierter Dehnung wird durch den Schubparameter (Abschnitt 3.3) charakterisiert. Für den in dieser Arbeit betrachteten Fall einer steifen Struktur mit einer steifen Aktorik ist aus Abbildung 5.2

Tabelle 5.1.: Mechanische Eigenschaften von Balken und Aktor

	Einheit	Balken	Piezoaktor
E-Modul	<i>MPa</i>	70000	59400
Dicke	<i>mm</i>	0,5 ... 5	0,5

erkennbar, dass mit zunehmender Klebstoffdicke der Schubparameter sinkt. Bei vierfacher Vergrößerung der Klebstoffdicke von $0,05 \text{ mm}$ auf $0,2 \text{ mm}$ sinkt dessen Wert um die Hälfte (siehe Gleichung 3.21). Die gleiche Abnahme des Schubparameters kann bei Vergrößerung des Dickenverhältnisses T um das Zehnfache beobachtet werden.

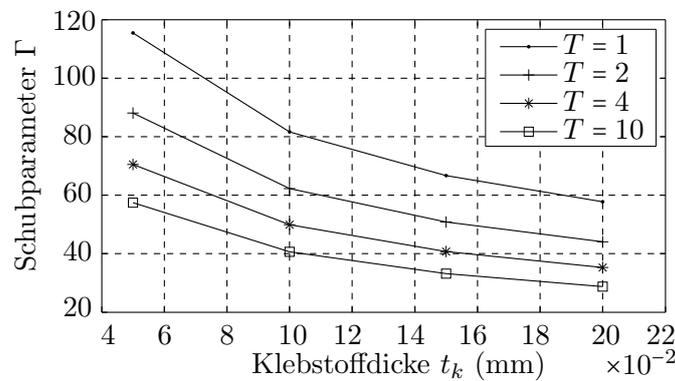


Abbildung 5.2.: Schubparameter in Abhängigkeit der Klebstoffdicke

Der Einfluss des reduzierten Schubparameters auf das Aktuationsvermögen der aktiven Struktur lässt sich verdeutlichen, wenn die induzierten Dehnungen der Randfaser auf die Dehnungen bei perfekter Aktorapplikation normiert dargestellt werden [41]. Daraus ergibt sich die in Abbildung 5.3 dargestellte Hüllfläche.

Es wird sichtbar, dass die normierte Schnittstellendehnung vom Dickenverhältnis T unabhängig ist. Mit sinkendem Schubparameter fällt die Fläche ab, weil die induzierte Randfaserdehnung geringer wird. Bei geringen Klebstoffdicken t_k wirkt sich eine Vergrößerung des Dickenverhältnisses zwischen Struktur und Aktorik unwesentlich auf das Aktuationsvermögen aus. Im Vergleich zur perfekten Verklebung sinkt die induzierte Dehnung hierbei um $0,9 \%$ ab. Selbst bei dickeren Klebstoffschichten von $t_k = 0,2 \text{ mm}$ ist diese Reduktion kleiner als 2% . Die Klebstoffdicke ist deshalb bezüglich der induzierten Dehnung an der Randfaser der Struktur als unkritisch zu bewerten.

Induzierte Krümmung

In diesem Abschnitt wird die durch die Dehnung induzierte Krümmung zur Bewertung des Aktuationsvermögens benutzt, weil hierdurch das an der Struktur wirksame Aktormoment beschrieben wird. Für verschiedene Klebstoffdicken ist in Abbildung 5.4 die induzierte Krümmung des aktiven isotropen Balkens dargestellt. Hieraus wird deutlich, dass bei einem geringen Dickenverhältnis zwischen Struktur und Aktorik die höhere

5. Untersuchung der Struktur-Aktor-Schnittstelle

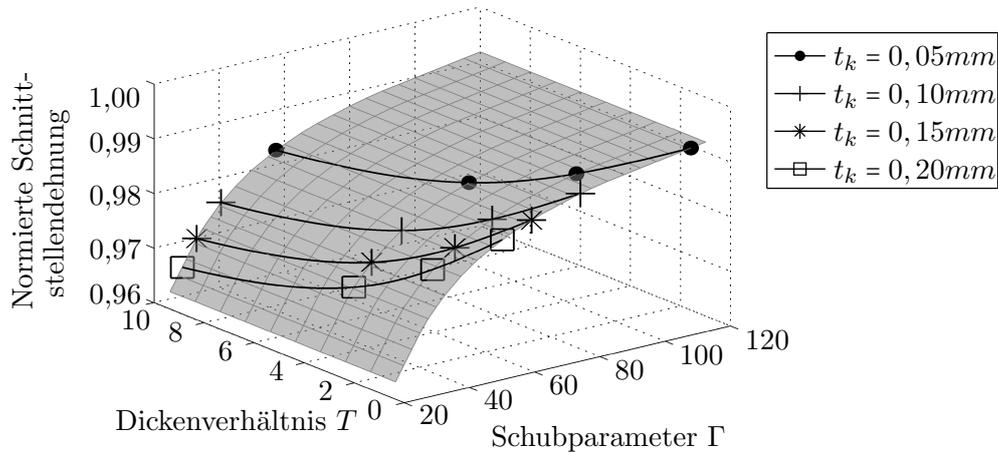


Abbildung 5.3.: Normierte Schnittstellendehnung über dem Schubparameter und Dickenverhältnis

Klebstoffdicke zu einer signifikanten Reduktion im Aktormoment führt.

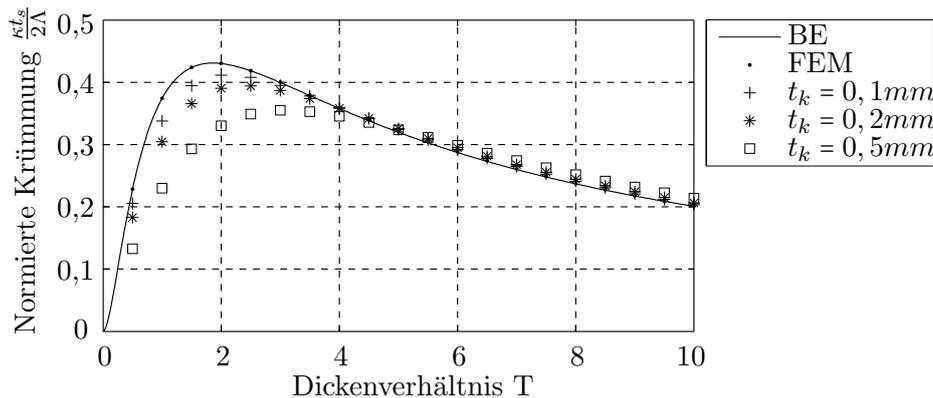


Abbildung 5.4.: Induzierte Krümmung in Abhängigkeit des Dickenverhältnisses bei verschiedenen Klebstoffdicken ($BE = Bernoulli-Euler$ Modell)

Ab einem Dickenverhältnis von $T = 4$ kann kein Nachteil einer höheren Klebstoffdicke festgestellt werden. Dieses höhere Aktuationsvermögen bei relativ dicken Strukturen wird ebenfalls anhand Abbildung 5.5 sichtbar, worin die induzierten Krümmungen κ des Balkens mit Klebstoffschicht auf die Werte κ_0 für einen Balken ohne Klebstoffschicht bezogen dargestellt sind.

Ab $T = 4$ steigt die induzierte Krümmung mit zunehmender Klebstoffdicke an. Im betrachteten Bereich kann somit etwa 3 % mehr Aktormoment erzeugt werden, wenn für einen relativ dicken Balken eine Klebstoffschicht von 0,2 mm anstatt 0,05 mm Dicke verwendet wird. Der Grund für das bessere Aktuationsvermögen bei einem hohen

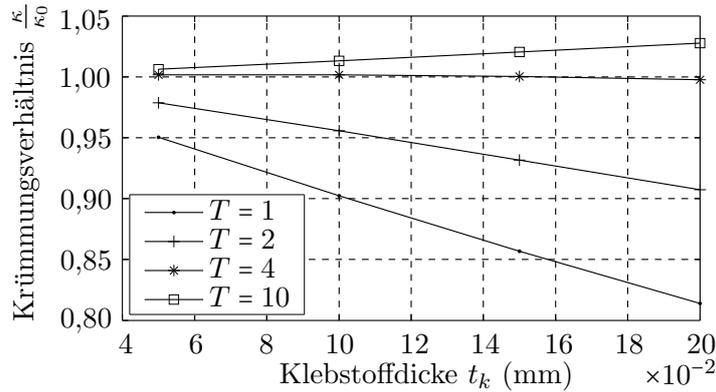


Abbildung 5.5.: Krümmungsverhältnis bei verschiedenen Klebstoffdicken

Dickenverhältnis wird in der geringen Verformung der Klebstoffschicht und des damit besseren Übertrages der Schubspannungen auf die Struktur gesehen.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass bei dünnen Strukturen eine geringe Klebstoffdicke realisiert werden muss. Ansonsten fällt das Aktuationsmoment sehr stark ab. Bei einem hohen Dickenverhältnis zwischen Struktur und Aktorik ist der Einfluss der Klebstoffdicken auf die induzierte Krümmung relativ gering. Hier lässt sich je nach Herstellungsprozess eine geeignete Klebstoffdicke wählen.

5.1.2. Induzierte Krümmung am Sandwichbalken

Bei Applikation der Piezoaktorik auf Sandwichbauteilen stellt sich zunächst die Frage, ob die Aktorwirkung vergleichbar zur isotropen Struktur ist. Bezogen auf die induzierte Krümmung unterscheiden sich die beiden Bauweisen wesentlich in

- Dickenverhältnis T (hauptsächlich Kerndicke),
- Steifigkeitsverhältnis Ψ ,

zwischen Struktur und Aktor. Deshalb wird nachfolgend die induzierte Krümmung ebenfalls für den Sandwichbalken aus Abbildung 5.6 berechnet.

Der Piezoaktor und die Klebstoffschicht besitzen die gleichen Eigenschaften wie zuvor. Am Sandwichbalken sind im Vergleich zum isotropen Aufbau mehr Parameter zur konstruktiven Gestaltung vorhanden (siehe Anhang A.1). Zur Anpassung des Dickenverhältnisses nach Abschnitt 5.1.1 wird nun die Kerndicke verändert, weil diese besonders bei der Festlegung der Biegesteifigkeit dieser Bauweisen dimensioniert wird. Die Parameter von Struktur und Aktorik des verwendeten Modells sind in Tabelle 5.2 enthalten.

Zur Berechnung der induzierten Krümmung wird in diesem Abschnitt die obere und untere Randfaserdehnung des Sandwichkernes verwendet, damit für weitere Untersuchungen die Ergebnisse vergleichbar bleiben (siehe nachfolgende Absätze).

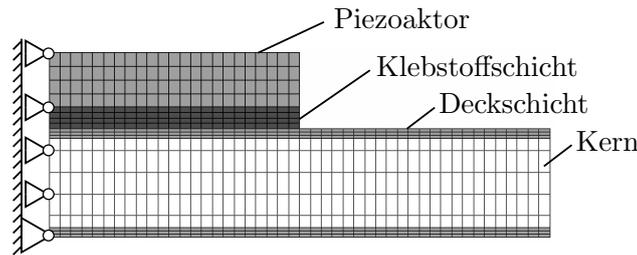


Abbildung 5.6.: 2D *FE* Modell des Sandwichbalkens zur Untersuchung des Einflusses der Klebstoffschicht auf das Aktuationsvermögen des Aktors

Tabelle 5.2.: Mechanische Eigenschaften von Sandwichbalken und Aktor

	Einheit	Deckschicht	Kern	Piezoaktor
Material	-	M60J/Epoxy 2500	Aluminium Wabe	PIC 151
Elastizitätsmodul	-			
<i>längs</i>	<i>MPa</i>	115 000	18,9	59400
<i>quer</i>	<i>MPa</i>	5900	1890	52600
Schubmodul	<i>MPa</i>	3900	369	19623
Dicke	<i>mm</i>	0,1	0,3 ... 4,8	0,5

Einheitliche Klebstoffdicke

Die Berechnung nach dem Bernoulli-Euler Modell aus Anhang A.1 zeigt hierfür einen im Vergleich zum isotropen Balken unterschiedlichen Verlauf der Krümmung. Wie aus der Abbildung 5.7 anhand der eingezeichneten Kurve zu sehen ist, steigt die Krümmung im betrachteten Parameterbereich stets an. Bei einem Dickenverhältnis von $T = 10$ beträgt die normierte Krümmung 0,37 und ist damit 85 % größer als an einem vergleichbaren Aluminiumbalken.

Die Nachrechnung mit dem *FE* Modell bestätigt diese erhöhte Krümmung für den ideal angebundenen Aktor. Weiterhin ist zu beobachten, dass bei geringen Dickenverhältnissen keine überhöhte Krümmung eintritt. Der Grund hierfür ist die Berechnung der Krümmung aus den Dehnungen am Sandwichkern, welcher für geringe Bauteildicken sehr dünn ausgeführt ist. Der Biegeanteil der Deckschichten führt dabei zur Reduktion der Kerndehnung und damit zum Abfall der normierten Krümmung.

In der Abbildung ist weiterhin gut zu erkennen, dass durch die Klebstoffschicht eine signifikante Reduktion der normierten Krümmung eintritt. Diese hängt für geringe Bauteildicken zudem von der Dicke der Klebstoffschicht ab. Oberhalb einem Dickenverhältnis $T = 4$ ist kein wesentlicher Unterschied der induzierten Krümmung von der Klebstoffdicke festzustellen. Die Änderung der Klebstoffdicke hat deshalb in diesem Bereich keine Auswirkungen auf die Aktorwirkung, was vollständig analog zum isotropen Balken ist. Der für alle Klebstoffschichten beobachtete Abfall der Krümmung für hohe Dickenverhältnisse kann durch die zunehmende Versteifung der Struktur und den damit eintretenden

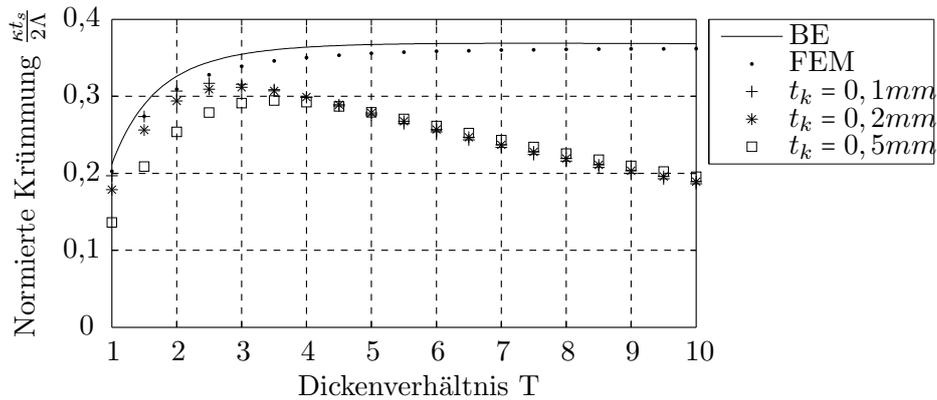


Abbildung 5.7.: Induzierte Krümmung am Sandwichbalken in Abhängigkeit des Dickenverhältnisses (BE = Bernoulli Euler Modell)

Schubverlusten in der Klebstoffschicht begründet werden. Im Vergleich zum Aluminiumbalken ist deshalb die induzierte Krümmung beim Dickenverhältnis $T = 10$ identisch.

Unterschiedliche Dicke der Klebstoffschicht

Bei Sandwichbauteilen mit Deckschichten aus CFK Rovings kann keine gleichmäßige Klebstoffdicke zwischen Aktor und Struktur eingestellt werden. Durch die unterschiedliche Anordnung der Rovings entstehen Stufen, die beim Verkleben mit Klebstoff gefüllt werden. Um den Einfluss der entstehenden Klebstoffnester auf die induzierte Krümmung zu untersuchen, wird das zuvor verwendete FE Modell im Bereich der Schnittstelle angepasst. In Abbildung 5.8 ist zu sehen, dass hierfür in die Deckschichten wiederkehrende Klebstoffstufen mit halber Deckschichtdicke $t_{ds} = 0,5 t_d$ eingelassen sind. Um die Ergebnisse besser zu vergleichen, entspricht die Dicke der Deckschicht in der Nut der Deckschichtdicke des vorherigen Modells mit einheitlicher Klebstoffschicht.

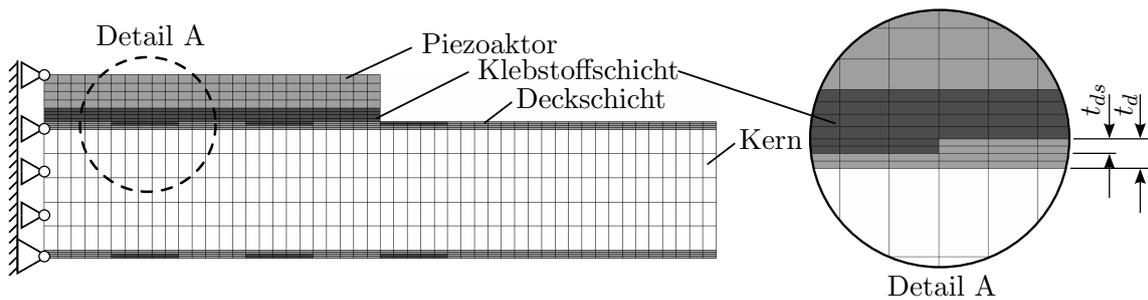


Abbildung 5.8.: 2D FE Modell des Sandwichbalkens mit zusätzlichen Klebstoffnestern im Bereich der Aktorverklebung

Durch die Klebstoffnester werden die Schubspannungen im Bereich einer dicken Klebstoffschicht reduziert. Der Aktor kann sich nun lokal geringfügig stärker ausdehnen als bei einer einheitlichen Klebstoffschicht, infolge dessen die induzierte Krümmung ansteigt.

In Abbildung 5.9 ist dieses Verhalten anhand der bezogenen Darstellung der induzierten Krümmung des Balkens bei gestufter und einheitlicher Klebstoffschicht zu erkennen. Für die gewählten Struktureigenschaften wird dadurch ab einem Dickenverhältnis $T = 5$ eine um 6% höhere Krümmung erreicht.

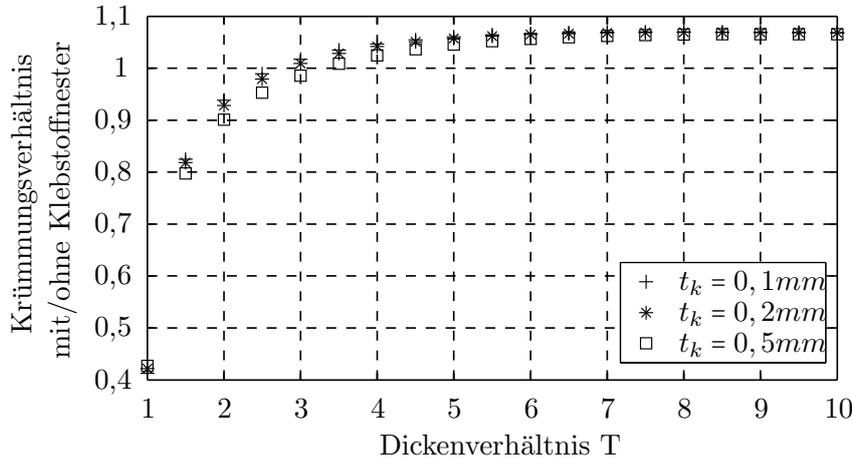


Abbildung 5.9.: Krümmungsverhältnis am Sandwichbalken bei gestufter und einheitlicher Klebstoffdicke

Bei dünnen Sandwichbauteilen kehrt sich dieser Effekt aufgrund der höheren Biegeverformung der Struktur um. Der signifikante Abfall der induzierten Krümmung um bis zu 57% entsteht hierbei durch die höhere Biegesteifigkeit im Vergleich zur einheitlichen Klebstoffschicht. Da hierzu jedoch ungewöhnlich dünne Kerne eingesetzt werden müssen, ist dieser Fall für die Realisierung einer aktiven Struktur nicht von Relevanz. Die Änderung der induzierten Krümmung durch eine gestufte Klebstoffschicht ist unabhängig von der gewählten Klebstoffdicke.

5.1.3. Schlussfolgerungen für die Klebeverbindung

Aus den vorhergehenden Betrachtungen der induzierten Krümmung und der Dehnungsverluste in der Klebstoffschicht können folgende Schlüsse für die Klebeverbindung zwischen Aktor und Struktur gezogen werden:

- Die Dicke t_k der Klebstoffschicht reduziert die induzierte Krümmung nur bei dünnen Strukturen mit einem Dickenverhältnis $T < 4$,
- Diese Reduktion ist unabhängig von der Konstruktion (isotrop, Sandwich) der Struktur,
- Eine schwankende Dicke der Klebstoffschicht führt bei typischen Sandwichkonstruktionen zu keiner Abnahme der induzierten Krümmung.

5.2. Messung des Verschiebungsfeldes

Zur Messung des Verschiebungsfeldes wird ein *GOM Aramis* Messsystem eingesetzt, welches basierend auf 2D Bildern des Testobjektes eine 3D Verformung unter Verwendung photogrammetrischer Verfahren berechnet. Ein typischer Messaufbau ist in Abbildung 5.10 dargestellt.

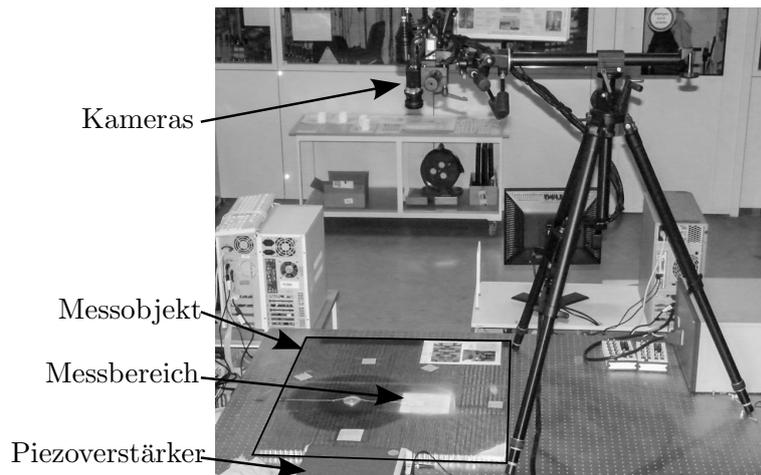


Abbildung 5.10.: Testaufbau zur Messung des 3D Verschiebungsfeldes an einer Sandwichplatte

Die Oberflächen der Körper sind in der Regel vorbehandelt um die Identifikation eindeutiger Oberflächenpunkte zu gewährleisten [58]. Der gesamte Messprozess besteht deswegen aus der Probenvorbereitung, der Kalibrierung der Kameras, der eigentlichen Datenerfassung bei mechanischer Belastung der Struktur und der Datenauswertung.

Probenvorbereitung

Die *Aramis* Software teilt den beobachteten Bereich der Probe in eindeutige Facetten ein. Deren Identifikation erfolgt anhand eines individuellen Graumusters, welches in der Regel durch ein kontrastreiches, stochastisches schwarz-weiß Muster erzeugt werden kann. Je nach Oberflächenbeschaffenheit der Probekörper variiert die Facettengröße um die Genauigkeit und die eindeutige Beobachtbarkeit aller Facetten zu gewährleisten. In Abbildung 5.11 sind die präparierten Oberflächen der in diesem Kapitel eingesetzten Teststrukturen dargestellt. Diese wurden zunächst mit Fotoentwickler besprüht und anschließend das Muster mit Graphitspray aufgetragen. Durch den geringen Harzanteil in den *CFK* Rovings der Deckschicht der Sandwichplatte ziehen Entwickler und Graphitpunkte in die Rovings ein, was in einem verschwommenen Muster resultiert. Aus diesem Grund und durch die hohe Strukturierung der Deckschicht wurde das Muster am Sandwichpaneel deutlich feiner aufgetragen als am isotropen Balken.

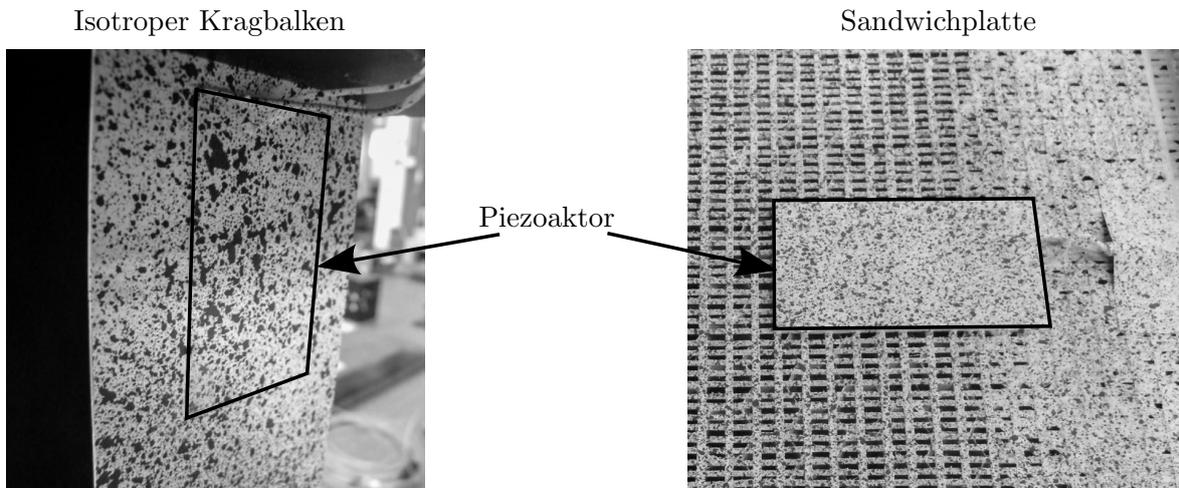


Abbildung 5.11.: Präparierte Oberflächen der Teststrukturen mit Muster für die photogrammetrische Vermessung mit *GOM Aramis*

Durch den Sprühprozess befindet sich an den Aktorkanten überschüssiges Graphit, welches die elektrische Durchschlagstrecke zwischen den Aktorelektroden signifikant reduziert. Deswegen werden alle Proben vor der Messung einem einmaligen Spannungszyklus ausgesetzt, bei dem das Graphit durch Kurzschluss entfernt wird.

Messungen

Vor den eigentlichen Messungen werden die Kameras zur Bilderfassung kalibriert. Das hier eingesetzte Messvolumen ist zur Beobachtung der Strukturbereiche um den Aktor herum mit $170 \times 140 \times 140 \text{ mm}^3$ relativ groß gewählt. Deshalb besitzen die Kameras einen Abstand von 530 mm zueinander und 1210 mm zum Messobjekt, wobei der Blickwinkel zwischen beiden Kameras 25° beträgt.

Die Datenerfassung erfolgt anschließend bei Ansteuerung der Aktoren mit elektrischen Feldstärken zwischen $E_3 = 0 \frac{\text{V}}{\text{mm}}$ und $E_3 = 1000 \frac{\text{V}}{\text{mm}}$ bei einer Schrittweite von $100 \frac{\text{V}}{\text{mm}}$. Weitere Details zu den Teststrukturen sind in den nachfolgenden Abschnitten 5.4 und 5.5 enthalten.

Auswertung

Bei der Datenauswertung werden aus den erfassten Bildern die 3D Verschiebungen der einzelnen Facetten berechnet. Dieser Ablauf erfolgt geschlossen als Postprozess. Neben der Bestimmung eines Referenzpunktes und Messvolumens muss zur Datenanalyse ein Koordinatensystem im Ausgangszustand der aktiven Struktur (Aktorspannung $U_3 = 0 \text{ V}$) festgelegt werden (Abbildung 5.12).

Der Koordinatenursprung wird an einer der Ecken der kurzen Aktorkante festgelegt, bei der die elektrische Verkabelung angebracht ist. Durch Auswahl weiterer Facetten entlang der Aktorkanten werden X-Achse (Aktorlängsachse) und Y-Achse (Aktorquerachse)

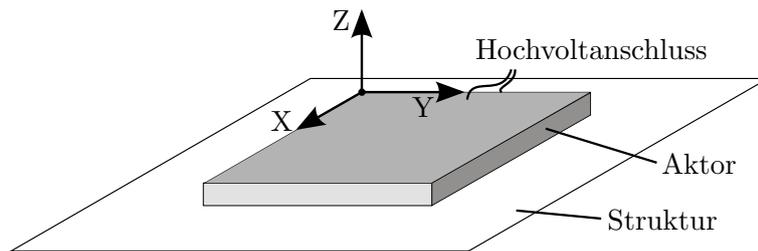


Abbildung 5.12.: Definition des Koordinatensystem entlang der Aktorkanten zur Auswertung der *GOM Aramis* Messdaten

festgelegt. Die Z-Achse im Auswertesystem steht somit senkrecht zur Probenoberfläche und zeigt aus ihr heraus.

Die von *Aramis* berechneten Verschiebungen werden anschließend in diesem Koordinatensystem als Textdateien gespeichert und stehen für die weitere Berechnungen in *MATLAB* zur Verfügung.

5.3. Finite Element Modellierung

Die Verifikation der Schnittstellenkräfte und des Aktuationsvermögens der Teststrukturen erfolgt durch Korrelation der gemessenen Verschiebungsfelder mit Ergebnissen aus Finite Element Modellen. Nachfolgend wird auf die Modellierung der Aktoren und Strukturen in *ANSYS* eingegangen.

Aktormodell

Für die Modellierung des Aktors werden finite Elemente mit zusätzlichen piezoelektrischen Fähigkeiten eingesetzt um direkt die Materialkennwerte der *PIC151* Keramik für die Berechnung zu nutzen. Dabei entsteht neben den Verschiebungsfreiheitsgraden je Knoten ein zusätzlicher Freiheitsgrad für die elektrische Spannung. Dieser wird nachfolgend als äußere Anregung genutzt.

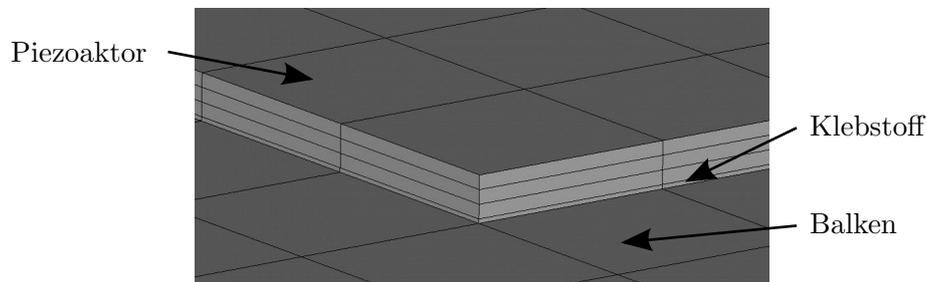


Abbildung 5.13.: Modellierung des piezoelektrischen Flächenaktors in *ANSYS*

In allen Modellen wird der Aktor durch ein Volumenmodell abgebildet, weshalb hierfür *SOLID5* Elemente der *ANSYS* Elementbibliothek eingesetzt werden. Zur Abbildung der Schubdeformation werden in Dickenrichtung mindestens drei Elemente bei der Diskretisierung erzeugt. Bei Berücksichtigung der Klebstoffschicht zwischen Aktor und Struktur wird diese als dünne Schicht mit einem Element in Dickenrichtung im Modell eingefügt. In Abbildung 5.13 ist beispielhaft die Modellierung des Aktors am isotropen Balken im Detail dargestellt.

Strukturmodell

Die Modellierung der Struktur kann durch unterschiedliche Vorgehensweisen erfolgen, wobei jeweils die steigende Komplexität des Modells in der Inhomogenität der Struktur selbst begründet ist (wie beispielsweise der Sandwichstruktur). Die folgenden Modellvarianten werden berücksichtigt:

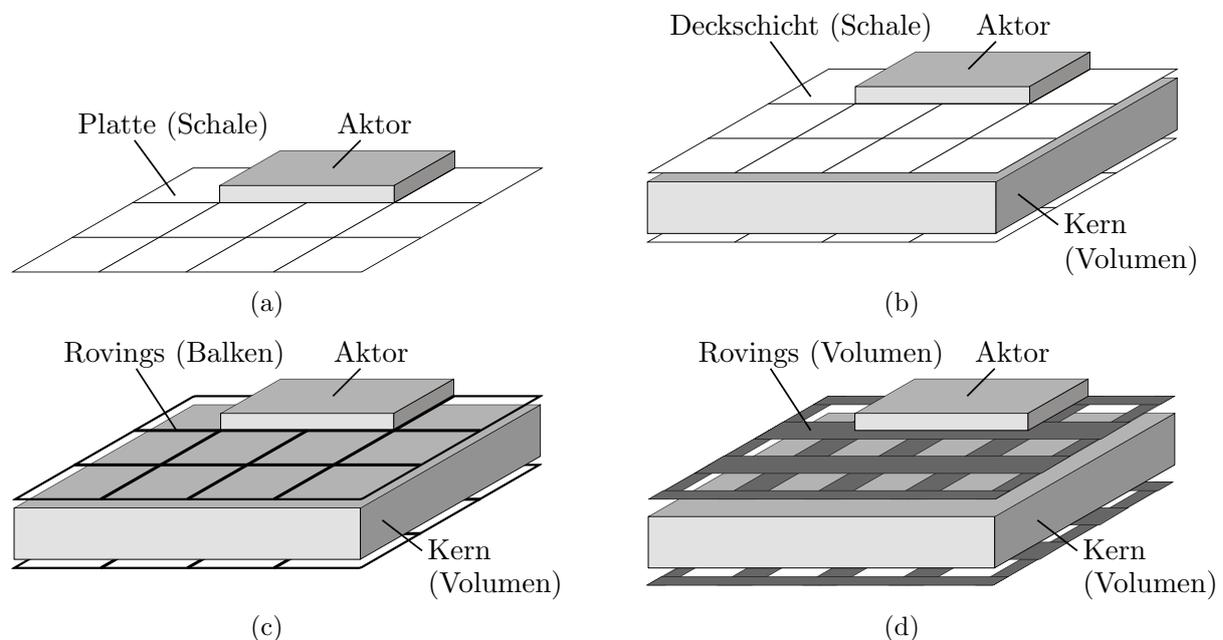


Abbildung 5.14.: Modellierungsvarianten der aktiven Sandwichplatte mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad (aufsteigend von a nach d)

- a) Die einfachste Methode ist die Berechnung mit vollständig homogenisierten Querschnitseigenschaften durch Verwendung von Schalenelementen (z.B. *SHELL281*). Jede einzelne Deckschicht wird dabei ebenfalls homogenisiert im Lagenaufbau berücksichtigt. Bei der Definition der Schalenelemente ist weiterhin wichtig die *FE* Knoten auf einen der Ränder der Deckschichten zu legen, weil nur dann die Ankopplung der Aktoren außerhalb der Nullfaser der Platte erfolgt. Der Vorteil

dieser Methode ist der geringe Modellierungsaufwand sowie die Möglichkeit Steifigkeitsanpassungen einfach parametrisch vornehmen zu können.

- b) Eine erweiterte Variante der vorherigen Modellierung entsteht, wenn der Kern als Volumen abgebildet und die Deckschichten weiterhin homogenisiert abgebildet werden. Hierdurch können Schubspannungen aufgrund der Aktuation berechnet werden. Weiterhin ist die Ankopplung der Aktoren wegen der vorhandenen Knoten an den Deckschichten korrekt modelliert. Jedoch steigt die Anzahl der Elemente durch die Diskretisierung des Kerns stark an.
- c) Sind die Spannungen und Dehnungen einzelner *CFK* Rovings von Interesse, können als Erweiterung der Variante b) die *CFK* Rovings der Deckschichten als Balkenelemente (z.B. *BEAM189*) erstellt werden. Die homogenisierten Deckschichten entfallen und führen zur besseren Abbildung der lokalen Steifigkeitsverteilung im Bereich des Aktors. Besonders für erweiterte Analysen, wie beispielsweise der Einfluss der Rovingabstände auf die Steuerbarkeit, sind diese Modelle besonders geeignet. Die Anzahl der Freiheitsgrade steigt im Vergleich zu Variante b) nur geringfügig, jedoch ist der Modellierungsaufwand signifikant höher.
- d) Ein sehr hoher Detaillierungsgrad wird erreicht, wenn die Rovings selbst als Volumenelemente im Modell abgebildet werden. Weil sie nicht miteinander verwoben sind ist diese Modellierung im Vergleich zu Gewebelagen mit durchaus geringem Aufwand möglich, jedoch wegen dem Aufwand und der Elementanzahl ausschließlich auf einen Detailbereich der Struktur anwendbar. So ließe sich beispielsweise der Kopplungsbereich zwischen Struktur und Aktor nachbilden bei gleichzeitiger Integration der Klebstoffschicht und -nester, die durch die Rovinglücken entstehen. Jedoch ist diese Modellform nicht für die Verifikation des Strukturverhaltens geeignet.

5.4. Verifikation der Aktuation am Kragbalken

Am Kragbalken werden zunächst die Modellierung der Struktur-Aktor-Interaktion als auch die Ergebnisse der piezoelektrischen Ladungskonstante verifiziert. Zudem ist ein Vergleich der Ergebnisse mit semi-analytischen Berechnungen möglich. Alle Versuche finden unter statischen Lasten statt.

Testaufbau

Hierzu wird ein isotroper Aluminiumbalken mit einem nahe der Einspannung applizierten, thermisch nicht zyklerten *PIC151* Piezoaktor eingesetzt. Versuchsaufbau und -eigenschaften sind in Abbildung 5.15 und Tabelle 5.3 dargestellt. Die Änderung der piezoelektrischen Ladungskonstante in Abhängigkeit des elektrischen Feldes wurde für den thermisch unzyklerten Aktor berücksichtigt (siehe Abschnitt 4.2).

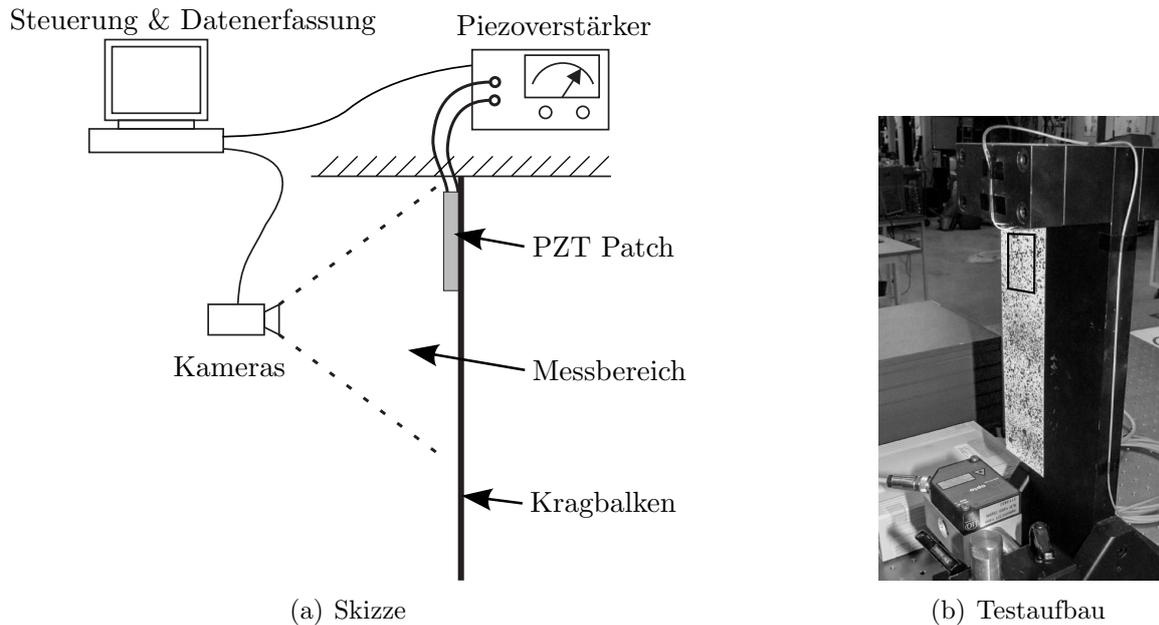


Abbildung 5.15.: Skizze und Testaufbau zur Verifikation der Aktuation am Kragbalken

Tabelle 5.3.: Eigenschaften von Kragbalken und Piezoaktor zur Verifikation

	Einheit	Balken	Piezoaktor
Werkstoff	-	Aluminium	PIC151
E-Modul	MPa	70000	59400
Abmaße (LxBxH)	mm	200 x 59 x 0,6	50 x 30 x 0,5
Abstand zur Einspannung	mm	-	5
Ansteuerspannung	V	-	0 bis 500
(Eq. Feldstärke)	$\frac{V}{mm}$	-	0 bis 1000

Der durch das Messsystem beobachtete Balkenabschnitt erstreckt sich von der Einspannung bis 150mm Richtung freies Balkenende. Somit ist der gesamte Bereich der Aktorapplikation abgedeckt. Nur in diesem Bereich tritt wegen dem aktorischen Biegemoment eine Balkenkrümmung auf und kann durch die Messung beobachtet werden.

Ergebnisse

Die gemessenen Verschiebungen in der Balkenmitte sowie die Ergebnisse der Berechnungen sind für die elektrischen Feldstärken $200 \frac{V}{mm}$, $500 \frac{V}{mm}$ und $1000 \frac{V}{mm}$ in Abbildung 5.16 (a), (c) und (e) dargestellt. Entsprechend Abschnitt 4.2 ist hierbei die erhöhte piezoelektrische Ladungskonstante d_{31} mit $-293 \times 10^{-12} \frac{m}{V}$, $-350 \times 10^{-12} \frac{m}{V}$ und $-388 \times 10^{-12} \frac{m}{V}$ für die jeweilige elektrische Feldstärke und Raumtemperatur berücksichtigt.

5.4. Verifikation der Aktuation am Kragbalken

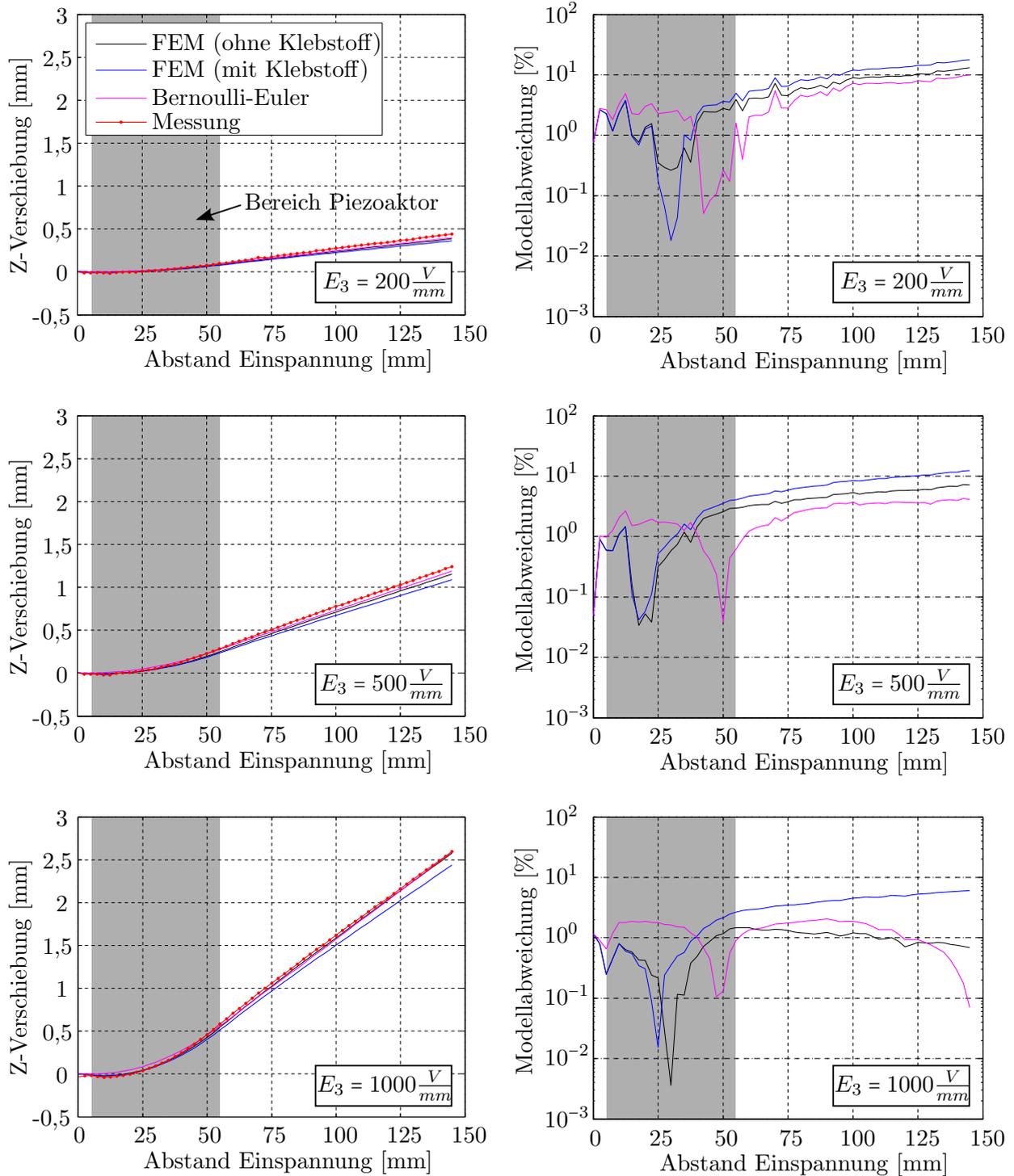


Abbildung 5.16.: Auslenkung am Kragbalken zur Verifikation verschiedener Aktormodellierungen. Absolute Balkenauslenkung (links) und relative Abweichung zwischen Modell und Messung (rechts, bezogen auf Verschiebung am freien Ende).

In den Abbildungen ist zu erkennen, dass für alle Feldstärken die berechneten absoluten Verschiebungen gut mit den Messungen übereinstimmen. Im Bereich kleiner und mittlerer Feldstärken kann jedoch ein sichtbarer Unterschied festgestellt werden. Einen genaueren Einblick geben die relativen Darstellungen aus Abbildung 5.16 (b), (d) und (f), in denen die Verschiebungen auf die Balkenauslenkung am freien Ende des Messbereichs bezogen sind. Sie zeigen, dass die Abweichung aller berechneten Verschiebungen von der gemessenen Auslenkung für hohe Feldstärken kleiner als 2 % sind. Mit sinkender Ansteuerspannung nimmt der Fehler zu und beträgt für kleine Feldstärken etwa 10 % am Ende des Messbereichs. Dies entspricht einer Unterbestimmung der Balkenauslenkung, was bezüglich der Auslegung der aktiven Struktur als unkritisch bewertet wird. Die Ursache für die Abweichung ist die zu gering modellierte piezoelektrische Ladungskonstante im vereinfachten Aktormodell (siehe Abbildung 4.8).

Im Applikationsbereich des Aktors kann durch die Finite-Element Simulation eine deutlich bessere Abbildung der Krümmung und Verschiebung des Balkens als beim semi-analytischen Modell erreicht werden. Die Unterschiede sind auf die fehlende Steifigkeit und Schubverformungen des Aktors in diesem Modell zurückzuführen. Trotz dessen bildet das Modell die Gesamtverformung und damit die induzierten Aktorkräfte gut ab.

Im Gegensatz zur Modellierung einer perfekten Struktur - Aktor Anbindung ohne Klebstoffschicht weichen die simulierten Balkenauslenkungen beim Modell mit Klebstoffschicht (Dicke $t_k = 50 \mu m$) merklich von den Messungen ab. Wegen der größeren Unterschiede am freien Balkenende ist die induzierte Krümmung geringer. Die Reduktion der induzierten Kräfte aufgrund von Schubverlusten in der Klebstoffschicht (Abschnitt 3.3) konnte in diesem Test nicht beobachtet werden.

5.5. Verifikation der Aktorkräfte an einer Sandwichplatte

Das Testbeispiel des Kragbalkens ist wenig repräsentativ im Sinne großer Raumfahrtstrukturen. Deswegen wird in diesem Abschnitt eine aktive Sandwichplatte eines Solarpanels verwendet um die Modellierung piezoelektrischer Aktoren an solchen Strukturen zu verifizieren. Die Besonderheit dieser Platte ist die Konstruktion der Deckschichten (Abbildung 5.17), die wegen der sehr leichten Bauweise aus einzelnen *CFK* Rovings bestehen. Dabei ist von Interesse, ob mit der Aktorapplikation durch Klebeverbindungen genügend Aktuationsdehnung in die Struktur eingebracht werden kann. Außerdem ist durch die Deckschichten ein streng richtungsabhängiges Verformungsfeld zu erwarten.

Testaufbau

Der Gesamtaufbau wurde bereits in Abbildung 5.10 im Zuge des Messverfahrens vorgestellt, bei dem ein Ausschnitt eines Solarpanels (Abmaße $1310 \times 1310 \times 20 \text{ mm}$) an

einem der Lagerbuchsen auf einem Tisch festgespannt ist. Der Messbereich inklusive Aktor sind nochmals in Abbildung 5.17 dargestellt.

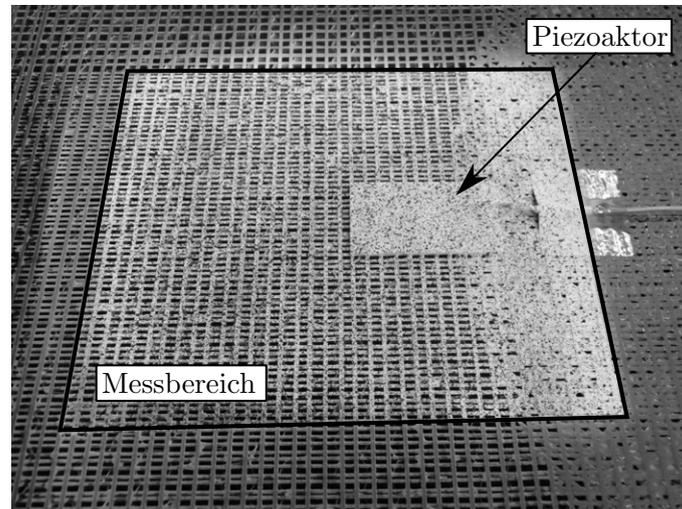


Abbildung 5.17.: Photogrammetrischer Messbereich am Solarpaneel mit Aktor längs zur Rovingrichtung

Die Steifigkeit der Deckschichten wird durch die Ausrichtung und Dichte der *M55J CFK* Rovings festgelegt. Im Bereich der Aktorapplikation ist die Packdichte der Rovings in Aktorlängsrichtung doppelt so hoch wie quer dazu, woraus sich die homogenisierten Elastizitätsmoduli zu $E_1 = 200 \times 10^3 \text{ MPa}$ in 1-Richtung bzw. $E_2 = 100 \times 10^3 \text{ MPa}$ in 2-Richtung ergeben (Tabelle 5.4). Wegen der geringen Kreuzpunkte zwischen den Rovings ist der Schubmodul der Deckschicht mit $G_{12} = 1,5 \text{ MPa}$ gering.

Tabelle 5.4.: Eigenschaften von Sandwichpaneel und Piezoaktoren

	Einheit	Paneel	Piezoaktoren
Werkstoff	-	M55J / Aluminiumwabe	PIC151
E-Modul	<i>MPa</i>	200 000 / 100 000 (Deckschichten, 1- / 2-Richtung)	59400
Abmaße (LxBxH)	<i>mm</i>	1310 x 1310 x 20	50 x 30 x 1,0
Deckschichtdicke	<i>mm</i>	0,126	-

Zwei verschiedene Aktoranordnungen werden nachfolgend in Bezug auf die Rovingorientierung untersucht (Abbildung 5.18). Bei der Anordnung (a) wird die Aktorlängsachse in 1-Richtung der Deckschicht orientiert, so dass der Aktor aufgrund der hohen freien Dehnung und der Steifigkeit der Deckschichten große Kräfte in die Struktur einbringen kann. Im Gegensatz dazu wird der Aktor in der Konfiguration (b) in 45° Versatz zu den Rovings appliziert, weshalb die Aktuationskraft sinkt.

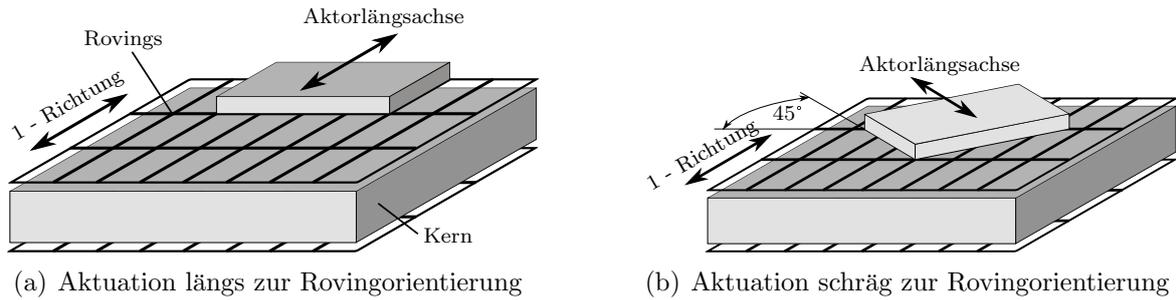


Abbildung 5.18.: Schematische Darstellung der beiden untersuchten Aktorausrichtungen am Sandwichtaufbau (Aktorgröße nicht repräsentativ zum Aufbau).

Verschiebungsfelder

Für die Verifikation der Aktuation wird das vollständig homogenisierte Modell nach Abbildung 5.14(a) ausgewählt. Weil das Verschiebungsfeld im Messbereich der globalen Strukturverformung nahe kommt, stellen die Berechnungsergebnisse mit dieser Modellvariante eine gute Datenbasis für einen Vergleich dar. Zur Auswertung werden jeweils die Strukturverformungen in Richtung der Aktorlängsachse und -querachse verwendet.

Bei Ansteuerung der Piezoaktoren mit einer elektrischen Feldstärke von $E_3 = 1000 \frac{V}{mm}$ wurden die Verschiebungsfelder aus Abbildung 5.19 und 5.20 gemessen. Es ist zu erkennen, dass die Strukturverschiebungen im Simulationsmodell sowohl in ihrer Form als auch Werten gut abgebildet werden. Wiederum wurde die erhöhte piezoelektrische Ladungskonstanten $d_{31} = -388 \times 10^{-12} \frac{m}{V}$ im Werkstoffgesetz verwendet um den hohen elektrischen Feldern Rechnung zu tragen. Bei beiden Tests ist die Strukturverformung entlang der Rovings, die direkt mit dem Aktor gekoppelt sind, wegen der geringen Schubsteifigkeit der Deckschichten dominant. Weil das Messsystem durch den großen beobachteten Strukturbereich eine Messgenauigkeit von $2 \mu m$ besitzt, kann keine weitere Verbesserung der Korrelation zwischen Simulation und Experiment erwartet werden. Der gemittelte Modellfehler liegt mit $< 1.4 \mu m (RMS)$ innerhalb des Messfehlers und ist damit akzeptabel.

Aktorkräfte

Der Vorteil der homogenisierten Strukturmodellierung ist neben der vereinfachten Modellgenerierung die Ermittlung der Schnittstellenkräfte zwischen Struktur und Aktor (Tabelle 5.5). Sie können durch Integration der Schubspannung über die Schnittstellenfläche in i -ter Richtung mit

$$F_i = \int_i \tau_{iz} di, \quad (5.1)$$

direkt aus dem FE Modell gewonnen werden [33]. In der Längsanordnung von Aktoren und Rovings sind Längs- und Querkraft nahezu identisch. Zwar sind die Schubspannungen in Querrichtung wegen der geringeren Struktursteifigkeit kleiner als in Längsrichtung, aber durch die rechteckige Bauform und der längeren Aktorkante kann mit

5.5. Verifikation der Aktorkräfte an einer Sandwichplatte

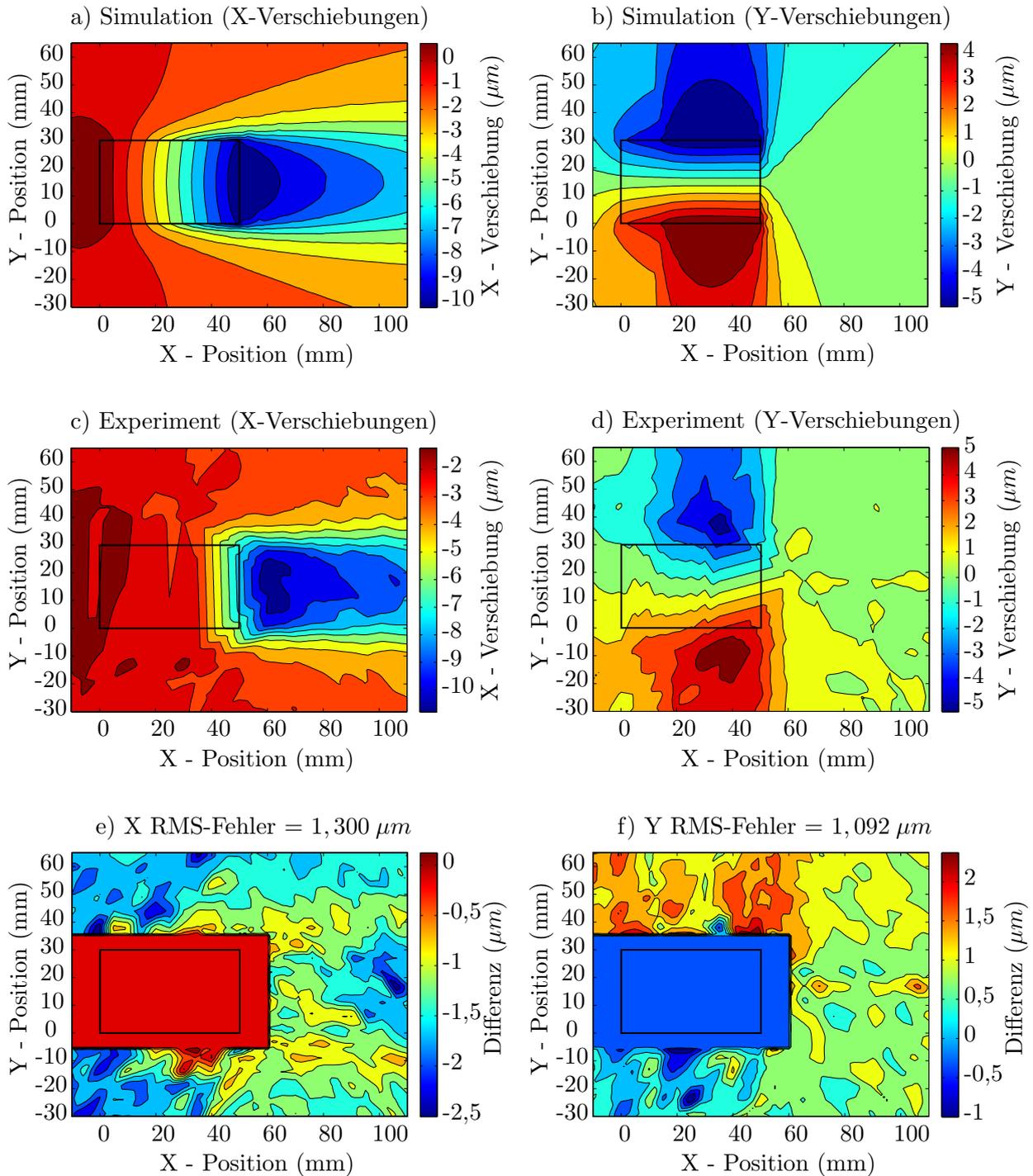


Abbildung 5.19.: Verschiebungsfelder der Sandwichplatte bei Aktuation in Faserrichtung. Im Bereich des Aktors liegen keine Messungen vor, weshalb es dort zu höheren Abweichungen zwischen Simulation und Messung kommt.

5. Untersuchung der Struktur-Aktor-Schnittstelle

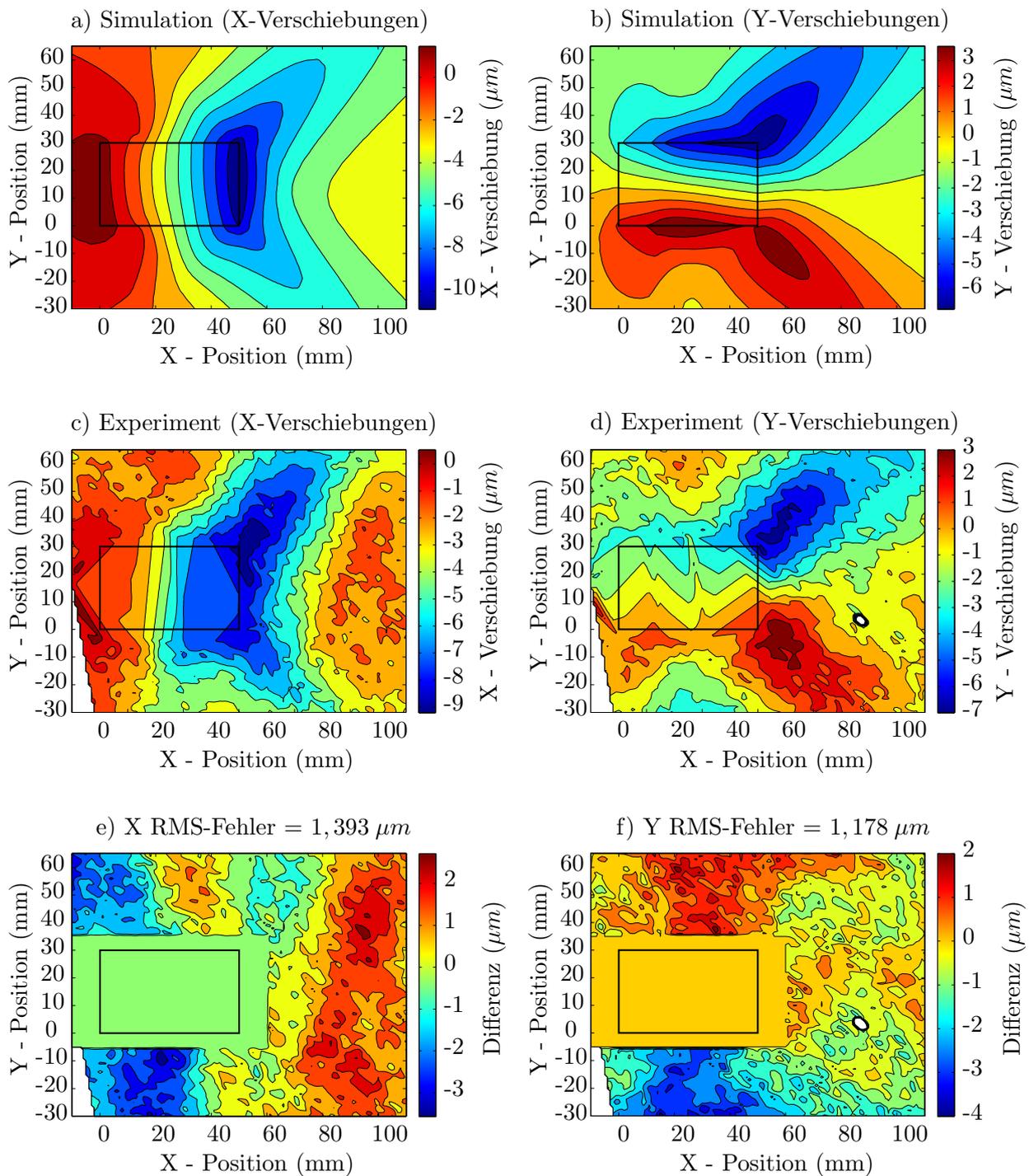


Abbildung 5.20.: Verschiebungsfelder der Sandwichplatte bei Aktuation quer zur Faser-
 richtung. Im Bereich des Aktors liegen keine Messungen vor, weshalb
 es dort zu höheren Abweichungen zwischen Simulation und Messung
 kommt.

ca. 250 N trotzdem eine relativ hohe Kraft in die Struktur eingebracht werden. Eine Nachrechnung der aus dem Modell ermittelten Kräfte mit Hilfe analytischer Methoden (*CLT*, *Bernoulli-Euler*) liefert ca. 15 % geringere Aktuationskräfte. Die Ursache hierfür sind die zusätzlichen Schubdeformationen des Aktors und der Klebstoffschicht.

Verläuft die Aktorlängsachse schräg zu den Rovings, reduziert sich die an den Kanten in die Struktur eingebrachte Kraft wegen der geringeren Steifigkeit der Struktur. Mit 204 N ist sie etwa 20 % geringer im Vergleich zur Längsanordnung, was dem Verhältnis der in das Aktorsystem transformierten Deckschichtsteifigkeiten entspricht. Wegen der gestiegenen Steifigkeit in Querrichtung und der längeren Aktorkante steigt die Aktuationskraft in diese Richtung an. Anhand der *CLT* Berechnungen wird dieses Verhalten bestätigt. Das vereinfachte Modell nach Bernoulli-Euler liefert hierfür wegen des vernachlässigten Quereffektes keine zuverlässigen Werte.

Tabelle 5.5.: Aktorkräfte am Sandwichpaneel in Simulation und Berechnung

Aktoranordnung	Einheit	Längs	Schräg
Winkel Aktor - 1-Richtung	°	0	45
Längskraft			
<i>FEM</i>	N	247	204
<i>CLT</i>	N	213	171
<i>Bernoulli-Euler</i>	N	218	104
Querkraft			
<i>FEM</i>	N	249	280
<i>CLT</i>	N	216	286
<i>Bernoulli-Euler</i>	N	210	173

5.6. Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden zunächst die Klebstoffschicht als Schnittstelle zwischen piezoelektrischen Flächenaktoren und der Struktur genauer untersucht. Dabei konnte beobachtet werden, dass mit den üblichen Klebstoffschichten sowohl für isotrope Strukturen als auch für Sandwichbauteilen eine stets gute Übertragung der Aktuationsdehnungen auf die Struktur erreicht wird. Zur Verifikation der Aktormodelle und des Aktuationsvermögens an solchen Strukturen wurde ein Messaufbau zur photogrammetrischen Vermessung der Strukturflächen vorgestellt. Es wurde gezeigt, dass sowohl mit analytischen Ansätzen als auch geschlossenen *FE* Modellen das Aktuationsvermögen der Teststrukturen mit guter Übereinstimmung vorhergesagt werden kann. Wegen dem Dicken- und Steifigkeitsverhältnis zwischen Struktur und Aktorik ist der Einfluss verschiedener

5. *Untersuchung der Struktur-Aktor-Schnittstelle*

Klebstoffdicken auf das Aktuationsvermögen gering, was ebenfalls durch die Testergebnisse bestätigt wird.

6. Integrierte Modellierung der aktiven Struktur

Die integrierte Modellierung einer aktiven Struktur bildet die Grundlage für die Reglerauslegung und beinhaltet die Modellerweiterung um Sensoren und Aktoren. Abbildung 6.1 zeigt die Vorgehensweise, die in dieser Arbeit eingesetzt wird.

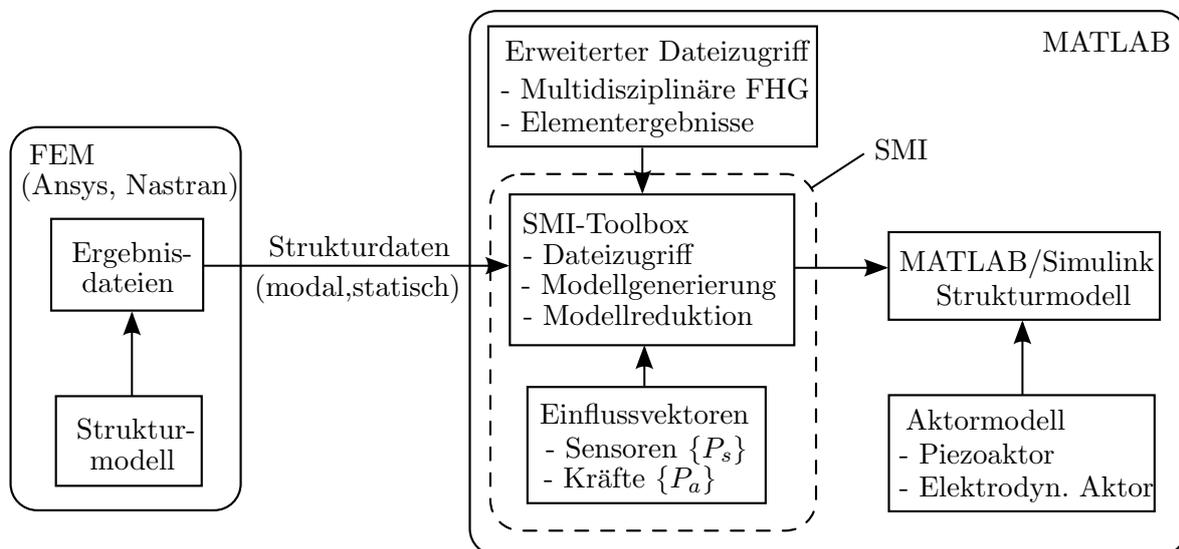


Abbildung 6.1.: Überblick der integrierten Modellerstellung aus FEM Analyse und *MATLAB* Aufbereitung

Die Finite Element (*FE*) Simulation steht an erster Stelle der Modellerzeugung, wobei neben den *FE* Programmen Ansys und Nastran beliebige weitere Programmsysteme zum Einsatz kommen können. Nach Erstellung und Ausführung des *FE* Programmes sind die berechneten modalen Daten in spezifischen Ergebnisdateien zur Weiterverarbeitung abgelegt. Zum Aufbau des Simulationsmodells werden die folgenden Daten benötigt:

- Geometrische Informationen (Knotenposition, Anordnung der Knoten-*FHG*s),
- Struktureigenschaften (Massen-, Steifigkeitsmatrix),
- Modale Ergebnisse (Eigenformen ϕ , Eigenfrequenzen ω).

Sie werden mit der *SMI-Toolbox* [11], die am Lehrstuhl für Leichtbau der Technischen Universität München entwickelt wurde, ausgelesen und nach *MATLAB* konvertiert. Das vollständige Simulationsmodell entsteht anschließend durch Definition von Einflussmatrizen für Aktoren und Sensoren sowie dem Aufstellen der Zustandsraummatrizen aller Modellkomponenten.

6.1. Implementierung der Aktormodelle

Die Umsetzung des Aktormodells, welches immer das Ziel hat die Eingangsmatrix $[B]$ der modalen Eingangsgleichung

$$\begin{Bmatrix} \omega \dot{\vec{q}} \\ \ddot{\vec{q}} \end{Bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} [0] & \uparrow \omega \downarrow \\ - \uparrow \omega \downarrow & - \uparrow 2\zeta\omega \downarrow \end{bmatrix}}_{[A]} \begin{Bmatrix} \omega \vec{q} \\ \dot{\vec{q}} \end{Bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} [0] \\ [\phi]^T [P_a] \end{bmatrix}}_{[B]} \vec{u}, \quad (6.1)$$

einer Zustandsraumdarstellung zu bestimmen, hängt streng vom grundlegenden *FE* Modell und den eingesetzten finiten Elementen ab. Diese bieten unterschiedliche Freiheitsgrade, welche für die Aktormodellierung genutzt werden können. Nachfolgend werden deshalb mit der analytischen, der statischen und vollständig modalen Lösung verschiedene Implementierungsarten vorgestellt, die in dieser Arbeit zum Einsatz kommen.

6.1.1. Modellierung durch Einflussvektoren

Bei der analytischen Aktormodellierung werden alle Aktormodelle erst nachträglich in die Strukturmodelle eingefügt, indem durch zusätzliche analytische Gleichungen die physikalische Ansteuergröße der Aktoren auf entsprechende Aktorkräfte oder -momente umgerechnet wird. Die Diskretisierung des Strukturmodells muss deshalb Knoten an geeigneten Positionen aufweisen. Dies bedeutet gleichzeitig, dass im Modell keine Elemente mit besonderen Fähigkeiten verwendet werden müssen. Die Vorteile dieser Art der Aktorimplementierung liegen in der einfachen Erstellung eines *FE* Modells sowie der schnellen Anpassung der Aktorposition. Deswegen können die Modelle vorwiegend für Parameterstudien eingesetzt werden.

Aktoren mit punktförmigen Kraftangriff

Aktoren mit nur einem Kraftangriffspunkt üben nach Abbildung 6.2 eine Kraft $F_{a,ij}$ auf einen einzelnen Knoten aus, wobei i die Knotennummer und j der Knotenfreiheitsgrad sind. Die Aktorkraftwirkung auf die Struktur wird durch Aufstellen des Einflussvektors

$$\vec{P}_a = \left\{ \overbrace{\vec{0}}^1 \dots \overbrace{\vec{0}}^{i-1} \quad \overbrace{\{0_{\{1\}} \dots 0_{\{j-1\}} 1_{\{j\}} 0_{\{j+1\}} 0_{\{n_{fhg}\}}\}}^i \quad \overbrace{\vec{0}}^{i+1} \dots \overbrace{\vec{0}}^n \right\}^T, \quad (6.2)$$

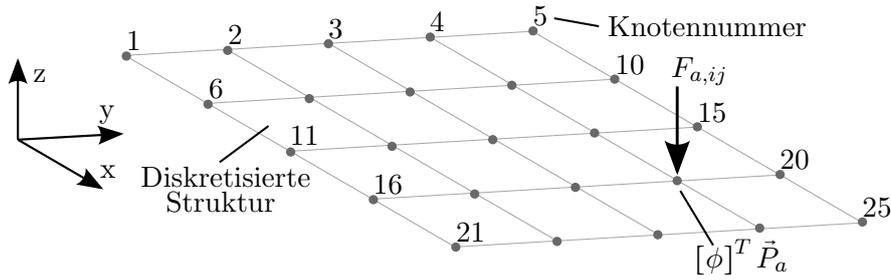


Abbildung 6.2.: Krafteinprägung bei semi-integraler Modellierung eines Linearaktors

modelliert. Dabei sind n_{fhg} die Anzahl der Knotenfreiheitsgrade am Kraftangriffspunkt und n die Gesamtanzahl der Knoten im FE Modell. Jedem Freiheitsgrad im Modell wird hierdurch eine Wichtung für die Kraftwirkung zugewiesen. Weil im dargestellten Fall aus Abbildung 6.2 nur am Knoten 19 entgegen der Z -Richtung eine Kraft wirkt, besitzt der Vektor einen einzelnen Eintrag ungleich Null. Die Anzahl der von Null verschiedenen Wichtungsfaktoren muss bei anderen Aktoranordnungen, wie z.B. der schrägen Wirkrichtung, erhöht werden. Durch die Normierung der Vektoreinträge auf die euklidische Norm

$$\|\vec{P}_a\|_2 = \sqrt{\sum_{k=1}^N |P_{a,k}^2|} \quad , \text{ mit } \dim(\vec{P}_a) = 1 \times N, \quad (6.3)$$

entsteht kein zusätzlicher Verstärkungsfaktor aufgrund der Mehrfacheinträge im Vektor.

Aktoren mit Linienlasten

Linienlasten entstehen bei Flächenaktoren und werden durch entsprechende Aktormomente an den gekoppelten Knoten modelliert. Die Momente werden nach der Methode der Pin-Forces auf die Aktorränder verschoben (siehe Abbildung 6.3). Alle vom Aktor verursachten Normalkräfte können vernachlässigt werden, was zulässig ist wenn keine kollokierte Sensor/Aktor Anordnung realisiert wird und nur das globale Antwortverhalten der Struktur von Interesse ist [100].

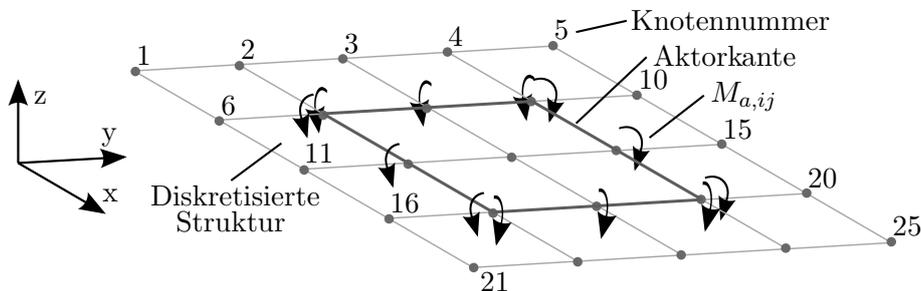


Abbildung 6.3.: Momenteinprägung bei semi-integraler Modellierung eines Flächenaktors

Der Einflussvektor für die Kopplung des Flächenaktors

$$\vec{P}_a = \{\vec{P}_{a,1}^T, \vec{P}_{a,2}^T \dots \vec{P}_{a,i}^T \dots \vec{P}_{a,n}^T\}^T, \quad (6.4)$$

besteht aus einzelnen Knoteneinflussvektoren $\vec{P}_{a,i}$, welche sich in ihrer Länge je nach *FE* Elementtyp unterscheiden können. Besitzen alle Knoten die sechs Freiheitsgrade $\{U_X, U_Y, U_Z, R_X, R_Y, R_Z\}$ für Verschiebung *U* und Rotation *R*, erhält man entsprechend der Aktorkopplung die folgenden Knoteneinflussvektoren

$$\vec{P}_{a,i}^T = \begin{cases} \{000000\}, & \text{Knoten ohne Aktorkopplung,} \\ \{000100\}, & \text{Moment um X-Achse,} \\ \{000010\}, & \text{Moment um Y-Achse,} \\ \{000110\}, & \text{Momentenachse schräg zum Koordinatensystem.} \end{cases} \quad (6.5)$$

Je nach Wirkrichtung werden die Vorzeichen und die Anteile von X- und Y- Richtung angepasst. Wird das vollständige aktorische Moment $M_{a,j}$ entlang einer Aktorkante auf die Knotenmomente $M_{a,ij}$ aufgebracht, ist das modellierte Moment um die Anzahl der Kantenknoten N_j zu hoch. Alle Knotenmomente werden um diese Anzahl gemäß

$$M_{a,ij} = \frac{M_{a,j}}{N_j}, \quad (6.6)$$

korrigiert. Eine zusätzliche Normierung nach Gleichung 6.3 ist somit nicht erforderlich.

6.1.2. Aktorimplementierung mit Ritzvektoren

Die Eingangsmatrix des Zustandsraummodells 6.1 kann unter Nutzung von statischen Ritzvektoren und modalen Lösungen des Strukturmodells berechnet werden [104]. Im *FE* Modell wird der piezoelektrische Effekt durch die Analogie zur thermischen Dehnung

$$d_{31}E_3 \stackrel{!}{=} \alpha \Delta\vartheta, \quad (6.7)$$

abgebildet, wobei α der thermische Ausdehnungskoeffizient und $\Delta\vartheta$ die Temperaturänderung ist. Letztere dient als Ersatzgröße für die elektrische Ansteuerspannung. Diese Vorgehensweise wird für *NASTRAN* Strukturmodelle genutzt, da keine Elemente mit piezoelektrischen Fähigkeiten in der Standardimplementierung zur Verfügung stehen.

Ritzvektoren $\vec{\phi}_r$ sind Verschiebungsvektoren einer statischen Lösung des *FE* Strukturmodells. Sie besitzen die gleiche Dimension wie ein Eigenvektor und lassen sich zur Erweiterung der Eigenvektormatrix $[\phi]$ einsetzen (Abbildung 6.4). Neben den modalen Zuständen \vec{q} wird pro Ritzvektor ein neuer Zustand im Vektor \vec{q}_r dem Modell hinzugefügt und es ergibt sich die modifizierte modale Transformationsvorschrift

$$\vec{x} = [[\phi] [\phi_r]] \begin{Bmatrix} \vec{q} \\ \vec{q}_r \end{Bmatrix}. \quad (6.8)$$

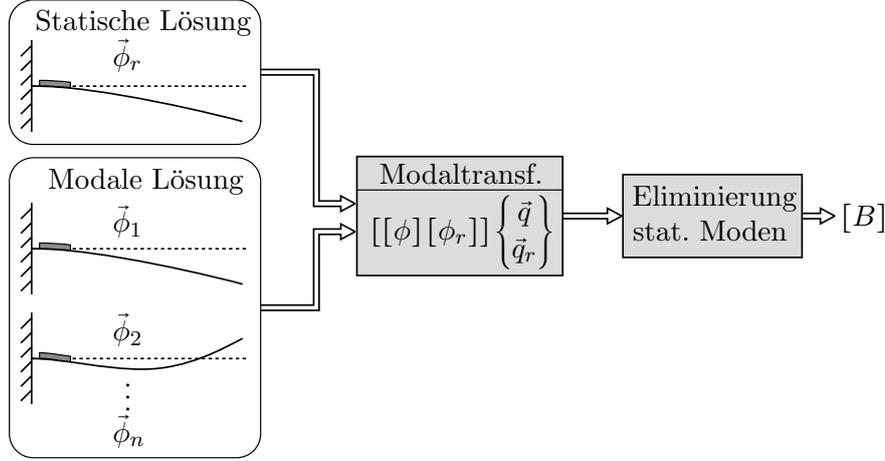


Abbildung 6.4.: Prinzip der Aktormodellierung über Ritzvektoren

Nach Modaltransformation der Bewegungsgleichung 3.30 erhält man damit

$$\begin{bmatrix} [I] & [M_r] \\ [M_r]^T & [M_{rr}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\vec{q}} \\ \ddot{\vec{q}}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \uparrow \omega^2 \downarrow & [K_r] \\ [K_r]^T & [K_{rr}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{q} \\ \vec{q}_r \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [K_r] \\ [K_{rr}]^T \end{bmatrix} U_3, \quad (6.9)$$

wobei die Indizes rr die Zugehörigkeit zu statischen Moden und r die Kopplung zwischen statischen und dynamischen Moden kennzeichnen. Wegen der geringen Massebeteiligung der Ritzvektoren ist die Massenmatrix schlecht konditioniert. Durch die erneute Transformation der Zustandskoordinaten

$$\begin{Bmatrix} \vec{q} \\ \vec{q}_r \end{Bmatrix} = V \begin{Bmatrix} \vec{\eta} \\ \vec{\eta}_r \end{Bmatrix} \quad (6.10)$$

unter Verwendung der rechten Eigenvektoren $[V]$ einer Singulärwertzerlegung der Massenmatrix ergibt sich die Gleichung 6.9 zu

$$\begin{bmatrix} [\sigma] & [0] \\ [0] & [0] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\vec{\eta}} \\ \ddot{\vec{\eta}}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [k] & [k_r] \\ [k_r]^T & [k_{rr}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{\eta} \\ \vec{\eta}_r \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [b] \\ [b_r]^T \end{bmatrix} U_3. \quad (6.11)$$

Die Zustände der Ritzvektoren werden durch Eliminierung der letzten Zeilen der Gleichung entfernt und man erhält

$$[\sigma] \ddot{\vec{\eta}} + ([k] - [k_r] [k_{rr}]^{-1} [k_r]^T) \vec{\eta} = (\vec{b} - [k_r] [k_{rr}]^{-1} \vec{b}_r) U_3. \quad (6.12)$$

Im Vergleich zur Modalanalyse aus Abschnitt 3.4.2 liegen keine entkoppelten Gleichungen wegen der Koppelsterme in der Steifigkeitsmatrix vor. Durch Lösen des Eigenwertproblems mit den Matrizen aus Gleichung 6.12 können die Masse- und Steifigkeitsmatrizen erneut modal transformiert werden. Es liegt dann ein Gleichungssystem vollständig entkoppelter Gleichungen vor.

6.1.3. Vollständige modale Aktorimplementierung

Diese Form der Aktormodellierung beruht auf einer vollständigen modalen Lösung (*FEM*) inklusive zusätzlicher Freiheitsgrade, wie z.B. elektrische Spannungen der Aktorelektroden. Sie ist deshalb nur in solchen *FE* Programmen möglich, in denen Elemente mit erweiterten Fähigkeiten zur Verfügung stehen.

FE Strukturmodell

In dieser Arbeit kommt diese Methode bei *ANSYS* Strukturmodellen zum Einsatz. Die Aktoren werden dabei aus *SOLID5* oder *SOLID226* Volumenelementen aufgebaut und über Keyoptions weitere elektrische Freiheitsgrade aktiviert. Jeder Aktorknoten besitzt damit mindestens die vier Freiheitsgrade $\{U_X, U_Y, U_Z, V\}$, wovon letzterer die elektrische Spannung beinhaltet und zur Ansteuerung der Aktoren verwendet wird. Ein Beispiel eines Balkens mit zusätzlicher Piezoaktorik ist in Abbildung 6.5 dargestellt.

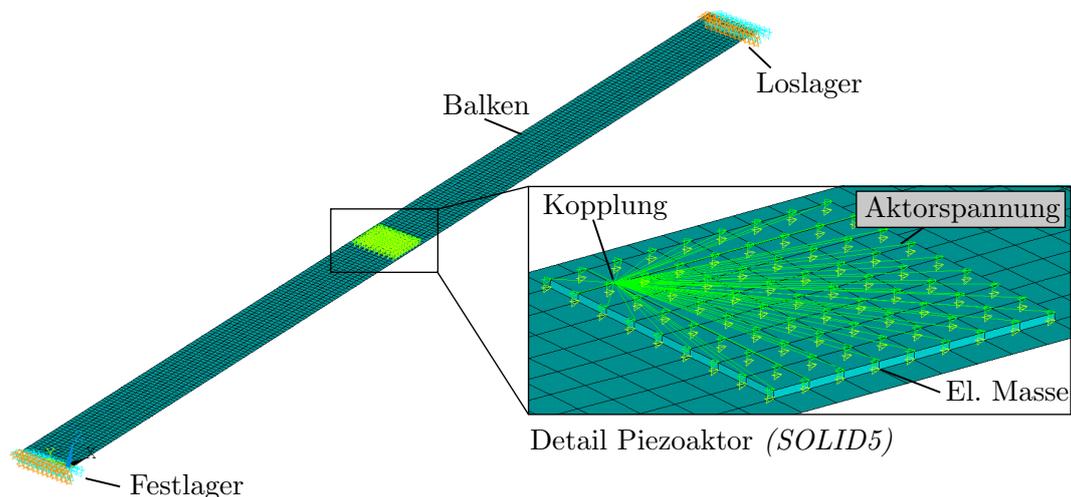


Abbildung 6.5.: Implementierung piezoelektrischer Flächenaktoren zur vollständig modalen Aktormodellierung in *FEM* am Beispiel eines Balkens

Zur Nutzung der elektrischen Freiheitsgrade als Eingang des Zustandsraummodells werden die Aktorelektroden durch Kopplung der elektrischen Freiheitsgrade $\{V\}$ definiert. Ohne diesen Schritt ist die modale Lösung zwar vorhanden, jedoch besitzen die Elektrodenknoten kein einheitliches elektrisches Potential in den Eigenformen $[\phi]_V$ der elektrischen Spannungen (Abbildung 6.6). Weil dieser Unterschied durch die hohe Leitfähigkeit innerhalb der Elektrode sofort ausgeglichen werden würde, ist die Kopplung der Spannungsfreiheitsgrade zwingend erforderlich.

MATLAB Modell

Die allgemeine Bewegungsgleichung des gekoppelten Strukturmodells wird durch die

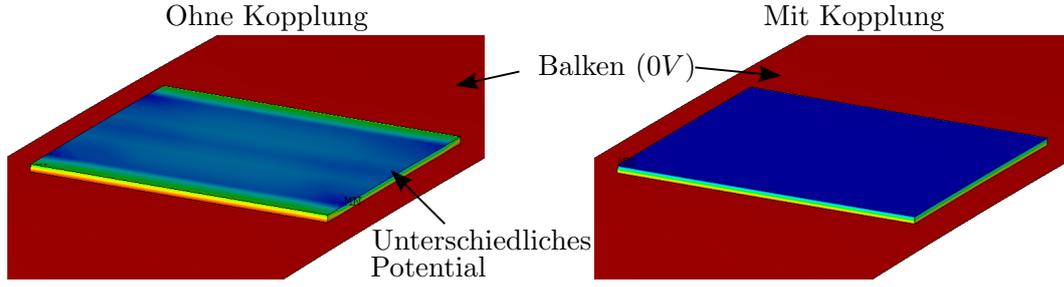


Abbildung 6.6.: Elektrodenpotential in einer Eigenform ohne und mit Kopplung elektrischer Freiheitsgrade am Aktor

Gleichung

$$\begin{bmatrix} [M] & [0] \\ [0] & [0] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\vec{u}} \\ \ddot{\vec{V}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K] & [K^z] \\ [K^z]^T & -[K^d] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{u} \\ \vec{V} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \vec{F} \\ \vec{Q}_3 \end{Bmatrix}, \quad (6.13)$$

beschrieben [7], worin $[K^z]$ die piezoelektrische Steifigkeitsmatrix, $[K^d]$ die Dielektrizitätsmatrix und \vec{Q}_3 die elektrische Ladung zwischen den Aktorelektroden darstellen. Neben der Verschiebung \vec{u} ist mit den Knotenspannungen \vec{V} eine weitere Bewegungskordinate im Modell vorhanden. Durch Ersetzen der elektrischen Ladung mit der elektrischen Kapazität C gemäß

$$Q_3 = CU_3, \quad (6.14)$$

kann im Eingangsvektor die elektrische Aktorspannung geschrieben werden. Um die vollständige Eingangsmatrix aufzustellen, wird analog zu Gleichung 6.2 ein Einflussvektor

$$\vec{P}_a = \left\{ \overbrace{\vec{0}}^1 \dots \overbrace{\vec{0}}^{i-1} \quad \overbrace{\{0_{\{1\}} \dots 0_{n_{fhg-1}} 1_{n_{fhg}}\}}^i \quad \overbrace{\vec{0}}^{i+1} \dots \overbrace{\vec{0}}^n \right\}^T, \quad (6.15)$$

benötigt. Somit wird am Masterknoten i die elektrische Spannung am letzten Freiheitsgrad $\{V\}$ aufgebracht.

6.2. Positionierung der Aktoren

Die Positionierung der Aktoren hat zum Ziel, die Platzierung der Aktoren zu bestimmen um ausgewählte strukturdynamische Eigenschaften zu verändern. In der Schwingungsdämpfung bedeutet dies, dass der Energieeintrag für ausgewählte Moden unter Berücksichtigung der Anforderungen an die Struktur maximiert werden muss.

Unabhängig von der Art des Kraftsignals kann zunächst für das modale Zustandsraummodell die Gram'sche Matrix

$$[W_c] = \int_0^\infty e^{[A]\tau} [B] [B]^T e^{[A]^T \tau} d\tau, \quad (6.16)$$

für die Steuerbarkeit berechnet werden [1]. Für Strukturen mit geringer modaler Dämpfung und ausreichend Abstand zwischen den verschiedenen Moden nimmt die Matrix die Diagonalform

$$[W_c]_{ii} = \text{diag} \left(\frac{\beta_{ii}}{4\zeta_i\omega_i}, \frac{\beta_{ii}}{4\zeta_i\omega_i} \right), \quad (6.17)$$

an, wobei $[W_c]_{ii}$ die Blockdiagonale für die i -te Mode darstellt. Die Einträge der Matrix stellen die Summe der kinetischen und potentiellen Energie

$$E_{ii} = \frac{\left(\vec{\phi}_i^T \vec{P}_a \right)^2}{4\zeta_i\omega_i}, \quad (6.18)$$

dar, die durch die Aktorik in die jeweilige Mode eingebracht werden kann. Bei Steuerung mehrerer Moden gleichzeitig führen A. Hać und L. Liu [1] einen Performanzindex

$$PI = 2 \left(\sum_{i=1}^n E_{ii} \right)^n \sqrt[n]{\prod_{i=1}^n E_{ii}}, \quad (6.19)$$

zur Bewertung der gesamten Steuerbarkeit ein. Wegen dem Produkt unter der Wurzel werden Aktorpositionen als ungeeignet bewertet wenn einer der fokussierten Moden nur geringfügig Energie zugeführt werden kann. Ein ähnlicher Ansatz wird von Gawronski [52] beschrieben, welcher Normen der Eingangs- und Ausgangsmatrizen der Zustandsraumdarstellung benutzt.

6.2.1. Berücksichtigung der Stellgrößen bei der Platzierung

Die zuvor beschriebenen Methoden besitzen den Nachteil, dass bei der Festlegung der Aktorposition kein Bezug zur Aktoransteuergröße genommen wird. Um diese zu berücksichtigen, wird statt der modal eingetragenen Energie E_{ii} die Energie der Eingangsgrößen, d.h. Störgrößen U_s und Aktorgrößen U_a , betrachtet. Der Effektivwert

$$E_{i,s} = \vec{\phi}_i^T \vec{P}_{a,s} \frac{\hat{U}_s}{\sqrt{2}}, \quad (6.20)$$

der modalen Störgröße U_s am Kraftangriffspunkt $\vec{P}_{a,s}$ stellt die in die Mode i eingebrachte Energie dar. Für die aktiv geregelte Struktur muss zusätzlich die Aktorkraft durch die Eingangsgröße U_a berücksichtigt werden, weshalb die Gesamtenergie von Mode i

$$E_{i,r} = \vec{\phi}_i^T \vec{P}_{a,s} \frac{\hat{U}_s}{\sqrt{2}} + \vec{\phi}_i^T \vec{P}_{a,a} \frac{\hat{U}_a}{\sqrt{2}}, \quad (6.21)$$

aus der Summe von Stör- und Aktorkräften entsteht. Durch Einführung eines Reduktionsfaktors R gemäß

$$R \cdot E_{i,s} = E_{i,r}, \quad (6.22)$$

können die Amplituden von Aktor- und Störgröße in Relation gesetzt und zu einem Kräfteverhältnis

$$V_F = \frac{\hat{U}_a}{\hat{U}_s} = (R - 1) \frac{\vec{\phi}_i^T \vec{P}_{a,s}}{\vec{\phi}_i^T \vec{P}_{a,a}}. \quad (6.23)$$

zusammengefasst werden. Die Gleichung beschreibt die von der Aktorposition abhängige Steuerbarkeit der Struktur und wird in Kombination mit dem Reduktionsfaktor R für die Auswahl von Aktorpositionen verwendet.

Anwendungsbeispiel

Um die Aktorplatzierung nach [1] mit der hier vorgestellten Methode zu vergleichen, wird der einfach gelagerte Balken aus Abbildung 6.7 als Beispielanwendung betrachtet.

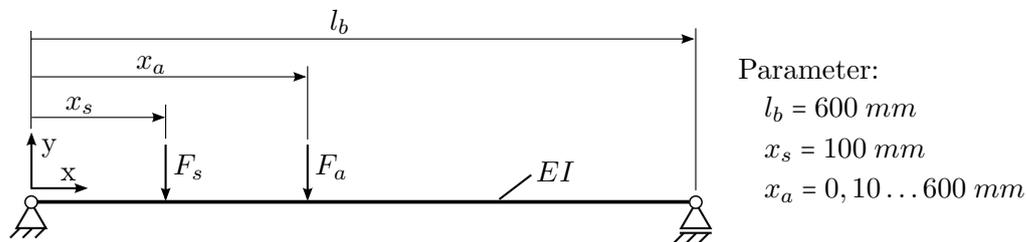


Abbildung 6.7.: Einfach gelagerter Balken als Beispiel für die Platzierung von Aktoren

Durch die Störkraft F_s an der Position $x_s = 100 \text{ mm}$ werden die niederen Moden zum Schwingen angeregt. Eine zusätzliche Aktorkraft F_a soll zur Verdopplung der Dämpfung eingesetzt werden. Dies entspricht einer Reduktion der modalen Energie auf die Hälfte der ungedregelten Struktur, weshalb der Reduktionsfaktor $R = 0,5$ verwendet wird.

Für jeden Kraftangriffspunkt x_a wird ein Aktoreinflussvektor $\vec{P}_{a,a}$ aufgestellt und damit die Steuerbarkeit durch Gleichungen 6.18 und 6.23 berechnet (Abbildung 6.8(a)). Beide Methoden liefern für Mode 1 und Mode 2 die gleichen optimalen Aktorpositionen. Da das Kraftverhältnis V_F reziprok dargestellt ist, wird die vom Aktor aufzuwendende Kraft zur Dämpfung der Struktur an der optimalen Position minimal. Beispielfhaft wird die Aktorposition $x_s = 200 \text{ mm}$ für die Dämpfung beider Moden ausgewählt. Für diesen Punkt muss die Aktorkraftamplitude $F_a = 0,3 \text{ N}$ (Mode 1) bzw. $F_a = 0,5 \text{ N}$ (Mode 2) zur Verdopplung der modalen Dämpfung aufgebracht werden.

Diese Amplituden sind auch im Amplitudengang von der Störkraft F_s zur Aktorkraft F_a in Abbildung 6.8(b) zu sehen. An den markierten Auslegungspunkten zur Dämpfung von Mode 1 bzw. Mode 2 werden genau diese Aktorkräfte bei direkter und kollozierter Geschwindigkeitsrückführung durch den Regler angefordert. Die Methode eignet sich daher gut zur Berücksichtigung der Aktorkräfte bei der Festlegung der Aktorposition.

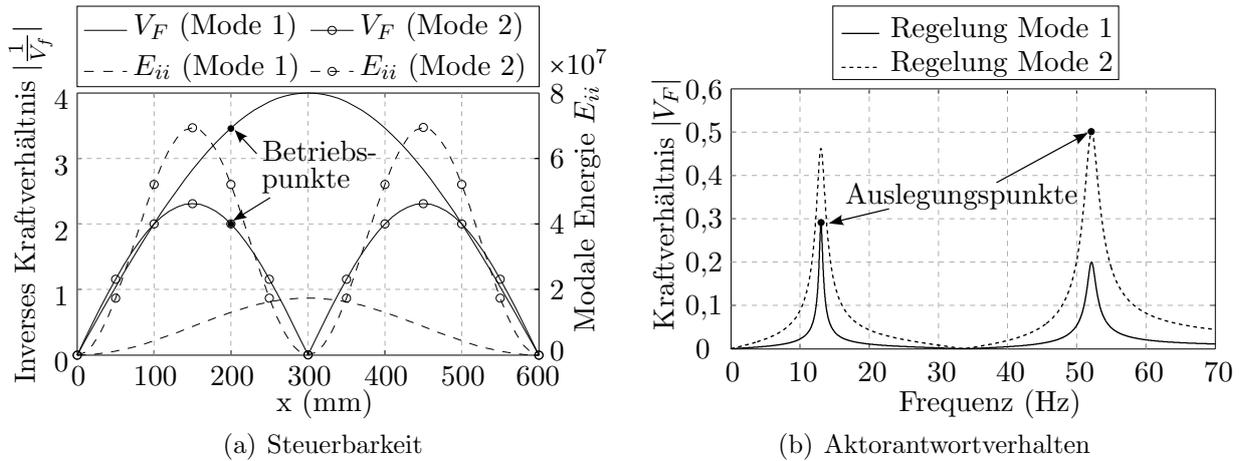


Abbildung 6.8.: Steuerbarkeit und notwendige Aktorkraft zur Dämpfung eines einfach gelagerten Balkens. Das Kraftverhältnis zur Positionierung des Aktors gibt die bei aktiver Regelung erforderliche Kraft an.

6.3. Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde die Vorgehensweise bei der Generierung eines dynamischen Simulationsmodells der Struktur in *MATLAB/Simulink* vorgestellt. Basierend auf Ergebnissen aus Finite Element Programmen werden die Daten zu einem Zustandsraummodell zusammengeführt und anschließend das Aktormodell durch Modifikation der Eingangsmatrix aufgebaut. Hierfür stehen verschiedene Methoden zur Verfügung, die je nach Verwendung des Modells eingesetzt werden. Während über Einflussmatrizen eine schnelle Anpassung der Eingangsmatrix möglich ist und somit für parametrische Berechnungen genutzt wird, ist die vollständig modale Modellierung im *FE* Modell zur detaillierten Modellierung der aktiven Struktur geeignet. Die Besetzung der Einflussmatrizen wird durch die Aktorplatzierung bestimmt. Hierfür wurde in diesem Kapitel eine Methode vorgestellt, bei der neben der in die Struktur eingebrachte Energie ebenfalls die Amplitude der Stellgröße beim Platzierungsprozess mit berücksichtigt wird. Unter Beachtung von Störgrößen auf die Struktur kann schon vor der Festlegung der Aktorpositionen festgestellt werden, ob durch die Aktorik genügend Stellkräfte erzeugt werden können.

7. Regler für die aktive Schwingungsdämpfung

Zur Umsetzung der Schwingungsdämpfung einer aktiven Struktur sind bereits zahlreiche Reglerverfahren erfolgreich entwickelt und getestet worden (siehe Abschnitt 1.2). Von den bekannten Verfahren wird in dieser Arbeit vorwiegend die Acceleration Feedback (AF) Regelung eingesetzt. Nachfolgend wird deshalb gezeigt, wie die Regelung für den multimodalen Betrieb und unter Berücksichtigung der Aktoreigendynamik verwendet werden kann. Auf die Berücksichtigung der Stellgrößen bei der Bestimmung der Reglerparameter wird im zweiten Teil dieses Kapitels eingegangen.

7.1. Multimodale AF Regelung

In diesem Abschnitt wird auf die Erweiterung der Acceleration Feedback (AF) Regelung aus Abschnitt 3.5 eingegangen, wobei besonders die multimodale Anwendung der Regelung im Fokus steht. Ein typischer Aufbau der Regelung ist in Abbildung 7.1 dargestellt, bei dem insgesamt k Moden gedämpft werden.

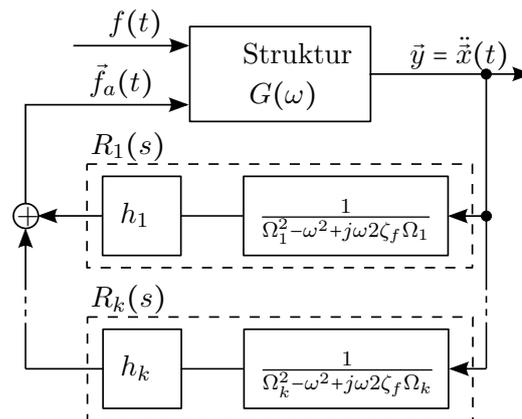


Abbildung 7.1.: AF Regelung für mehrere Moden gleichzeitig

Jeder der Regler verbindet dabei ein Sensorsignal aus dem Ausgangsvektor \vec{y} mit einem

Aktorsignal aus dem Eingangsvektor \vec{f}_a der Struktur und wird durch die Gleichung

$$R_i(\omega) = h_i \frac{1}{\Omega_i^2 - \omega^2 + j\omega 2\zeta_f \Omega_i}, \quad (7.1)$$

für Mode i beschrieben. Hierbei können je nach Steuerbarkeit der Moden und Verlauf der Pole in der komplexen Ebene mehrere Regler die gleichen Signale verwenden. Deshalb kommt es für die meisten Strukturen zu einer signifikanten modalen Kopplung der geregelten Struktur. Um diese Kopplung bei der Einstellung der Reglerparameter zu berücksichtigen, werden die verschiedenen Regler nacheinander ausgelegt.

7.1.1. Frequenzverschiebungen durch die modale Kopplung

Die Kopplung der Moden untereinander wird durch die Rückführung der Sensorsignale über die Regler an die Aktoren verursacht. Wegen der voll besetzten Ein- und Ausgangsmatrizen der Zustandsraumdarstellung enthält die Systemmatrix $[A]$ anschließend mindestens eine Teilmatrix, die neben den Diagonaleinträgen weitere Einträge besitzt.

Der grundlegende Einfluss der Kopplung ist für die Festlegung der Reglerparameter von Interesse. Anhand der allgemeinen Übertragungsfunktion der geregelten Struktur (Gleichung 3.57)

$$H_{jk}(\omega) = \frac{\sum_{i=1}^m \frac{-\vec{P}_{s,j}^T \vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T \vec{P}_{a,k} \omega^2}{\omega_i^2 - \omega^2 + j\omega 2\zeta_i \omega_i}}{1 - \left(\sum_{i=1}^m \frac{\vec{P}_{s,j}^T \vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T \vec{P}_{a,k} \omega^2}{\omega_i^2 - \omega^2 + j\omega 2\zeta_i \omega_i} \right) \frac{h}{\Omega_f^2 - \omega^2 + j\omega 2\zeta_f \Omega_f}}, \quad (7.2)$$

welche das Verhalten vom k -ten Aktor zum j -ten Sensor beschreibt, kann dieser Einfluss veranschaulicht werden. Bei Schwingungen unterhalb der Filtereckfrequenz mit $\omega \rightarrow 0$ strebt der Funktionswert der Gleichung aufgrund der Eigenkreisfrequenzen im Zähler gegen Null. Somit wird in diesem Frequenzbereich keine Aktorkraft erzeugt, die zur Änderung der Steifigkeiten der Struktur und damit zur Verschiebung der Eigenfrequenzen führt. Oberhalb der zu regelnden Mode für sehr große Frequenzen $\omega \gg \Omega_f$ können die Eigenkreisfrequenzen der Schwingung im Nenner der Funktion 7.2 gekürzt werden. Die Messsignale werden nun ungefiltert auf die Aktoren aufgeschaltet, was anhand der vereinfachten Übertragungsfunktion der AF geregelten Struktur

$$H_{jk}(\omega \gg \Omega_f) = \frac{\sum_{i=1}^m \frac{-\vec{P}_{s,j}^T \vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T \vec{P}_{a,k} \omega^2}{\omega_i^2 - \omega^2 + j\omega 2\zeta_i \omega_i}}{1 + \left(\sum_{i=1}^m \frac{\vec{P}_{s,j}^T \vec{\phi}_i \vec{\phi}_i^T \vec{P}_{a,k}}{\omega_i^2 - \omega^2 + j\omega 2\zeta_i \omega_i} \right) h}, \quad (7.3)$$

am konstanten Faktor des Reglerterms zu erkennen ist. Wegen dem Vorzeichenwechsel im Nenner der Funktion kommt es nun zur Vergrößerung aller oberhalb der Filtereckfrequenz liegenden Eigenfrequenzen. Der Regler fügt deshalb dem System eine dynamische Steifigkeit hinzu.

7.1.2. Wiederherstellung des Roll-Offs

Durch die Beschleunigungsmessung fällt wegen des Vergrößerungsfaktors ω^2 das Messsignal mit zunehmender Frequenz der Strukturschwingung nicht ab. Dies bewirkt besonders

- Eine Eigenfrequenzverschiebung der Moden oberhalb der Filtereckfrequenz (*siehe vorheriger Abschnitt*),
- Eine Verstärkung von Rauschsignalen mit zunehmender Frequenz, was sich in einem geringen Signal-zu-Rauschabstand (*signal-to-noise ratio, SNR*) bemerkbar macht.

Die *AF* Regelung prägt deshalb auch oberhalb der Filtereckfrequenz eine signifikante Aktorkraft in die Struktur ein [34]. Neben einem höheren Energiebedarf für das Aktorsystem führt dies zur Übersteuerung der Aktoren als auch der Gefahr der Destabilisierung höherer Moden. Die Aktorkraft muss deswegen mit zunehmender Frequenz abgeschwächt werden.

Hierfür wird in dieser Arbeit ein zusätzliches Filter 2.Ordnung (ähnlich zu [113])

$$R_r(\omega) = \frac{\Omega_r^2}{\Omega_r^2 - \omega^2 + j\omega 2\zeta_r \Omega_r}, \quad (7.4)$$

zur Vergrößerung der Amplitudenreduktion (*Roll-Off*) des Stellsignals eingesetzt. Jede einzelne Regelschleife der multimodalen Regelung aus Abbildung 7.1 wird damit in der in Abbildung 7.2 dargestellten Form modifiziert.

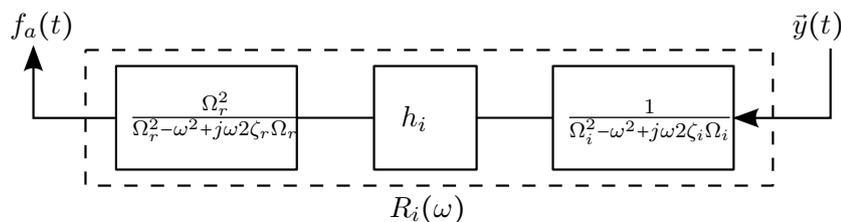


Abbildung 7.2.: AF Regelung mit zusätzlichem Roll-Off Filter.

Durch die erneute Phasendrehung zwischen Reglereingang und -ausgang an der Filtereckfrequenz ist die Stellkraft oberhalb der Reglereckfrequenz proportional zur Strukturverschiebung (Abbildung 7.3). Somit kann im Durchlassbereich des Filters eine *AF* Regelung, im Sperrbereich eine *PPF* ähnliche Wirkung des Reglers erreicht werden. Eine interessante Eigenschaft ist nun, dass am *AF* geregelten Bereich keine Kopplung zu niederen Moden vorliegt und im *PPF* Bereich höhere Moden von der Regelung entkoppelt sind. Aus diesem Grund sind die Vorteile beider Regelungen in Bezug auf die Beeinflussung unregelter Moden vereint.

7. Regler für die aktive Schwingungsdämpfung

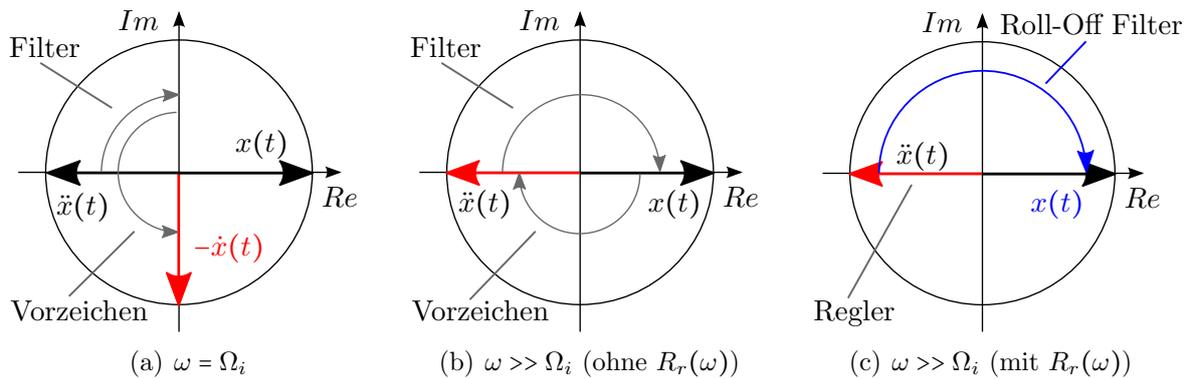


Abbildung 7.3.: Phasenlage des Stellsignals in Bezug auf die Strukturverschiebung bei der AF Regelung. Durch das Roll-Off Filter wird oberhalb der Regler-eckfrequenz ein Verschiebungssignal rückgeführt.

Voraussetzung ist eine schnelle Phasendrehung des zusätzlichen Roll-Off Filters. Die Filterdämpfung muss entsprechend gering eingestellt werden. In diesem Bereich hingegen kann wegen der Proportionalität des Reglerausgangs zur Schwinggeschwindigkeit der Struktur eine Entdämpfung benachbarter Moden verursacht werden, weshalb auf ausreichend Abstand zu diesen Moden zu achten ist. Weiterhin bewirkt die hohe Resonanzüberhöhung des zusätzlichen Filters eine dynamische Verstärkung innerhalb der Regelstrecke. Durch Festlegung der Filterfrequenz in der Nähe einer Antiresonanz kann deren Einfluss jedoch reduziert werden, so dass selbst bei kleinen Filterdämpfungen keine signifikant hohen Aktorkräfte auf die Struktur aufgebracht werden.

Beispiel

Am Beispiel des Kragbalken aus Anhang A.2 kann der Einfluss der Roll-Off Filterung aufgezeigt werden, wobei die Eckfrequenz zwischen der ersten und zweiten Mode liegt.

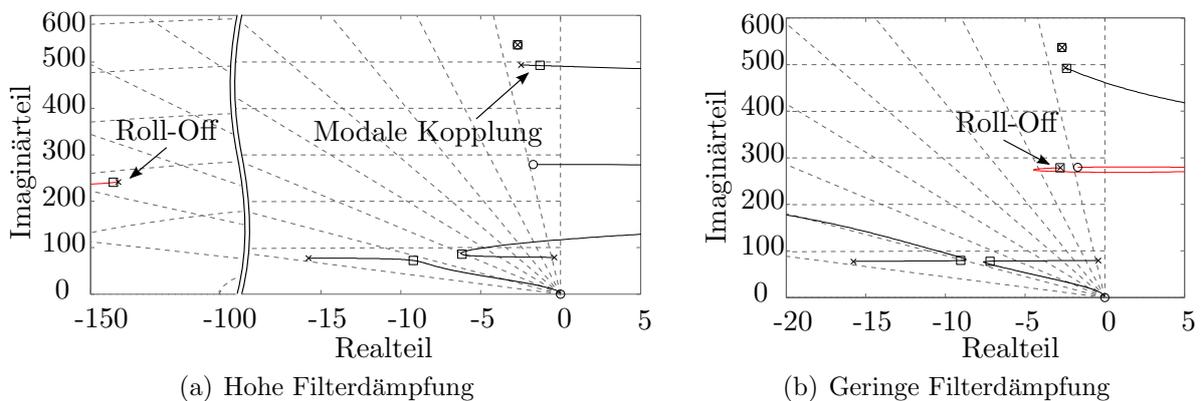


Abbildung 7.4.: Einfluss des zusätzlichen Roll-Off Filters bei der AF Regelung.

Als Filterdämpfung wird eine große Dämpfung (70 %) und eine geringe Dämpfung (0,5 %) verwendet. In Abbildung 7.4 sind die zugehörigen *WOK*'s inklusive der Tiefpassfilterung dargestellt.

Wie daran zu erkennen ist, wird wegen des erneuten Phasenwechsels der nächst höhere Strukturpol in die umgekehrte Richtung verschoben (vgl. Abbildung 3.15) und wegen der kollozierten Sensor-/Aktoranordnung tendenziell destabilisiert. Die Größe der Polverschiebung hängt hierbei lediglich von der Dämpfung des Roll-Off Filters und damit von der Schnelligkeit des Phasenwechsels ab. Die Notwendigkeit der geringen Filterdämpfung wird besonders im Vergleich der beiden *WOK*'s deutlich, wobei im Falle geringer Dämpfungen die Polverschiebung der nächsten Mode vernachlässigbar gering ist.

In Abbildung 7.4(b) ist die Platzierung der Filtereigenfrequenz des Roll-Off Filters in der Antiresonanz der unregulierten Struktur zu erkennen. Gelingt diese Platzierung ausreichend gut, kann im Bodediagramm (Abbildung 7.5) der aktiv gedämpften Struktur keine Resonanzüberhöhung an der zusätzlichen Filterfrequenz festgestellt werden.

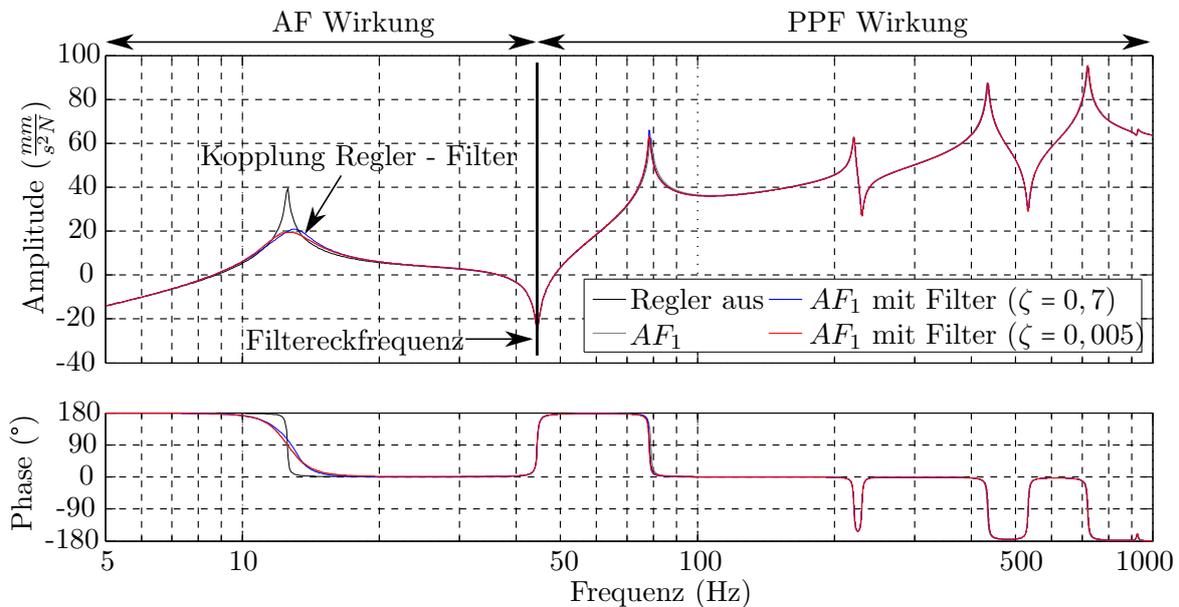


Abbildung 7.5.: Bodediagramm des AF geregelten Balkens mit zusätzlichem Roll-Off Filter.

Wie erwartet nimmt der Einfluss der Regelung auf die höheren Moden mit jeder der Filtervarianten stark ab, was anhand der auf das passive Verhalten bezogenen Übertragungsfunktionen in Abbildung 7.6 sichtbar ist. Die Filterung mit geringer Dämpfung besitzt zudem den Vorteil, dass die benachbarten Moden in ihrem geregelten bzw. passiven Verhalten ebenfalls nicht gekoppelt sind. Somit können die Kennwerte des Reglers und des Tiefpassfilters ohne Verlust der Reglerperformanz unabhängig voneinander bestimmt werden.

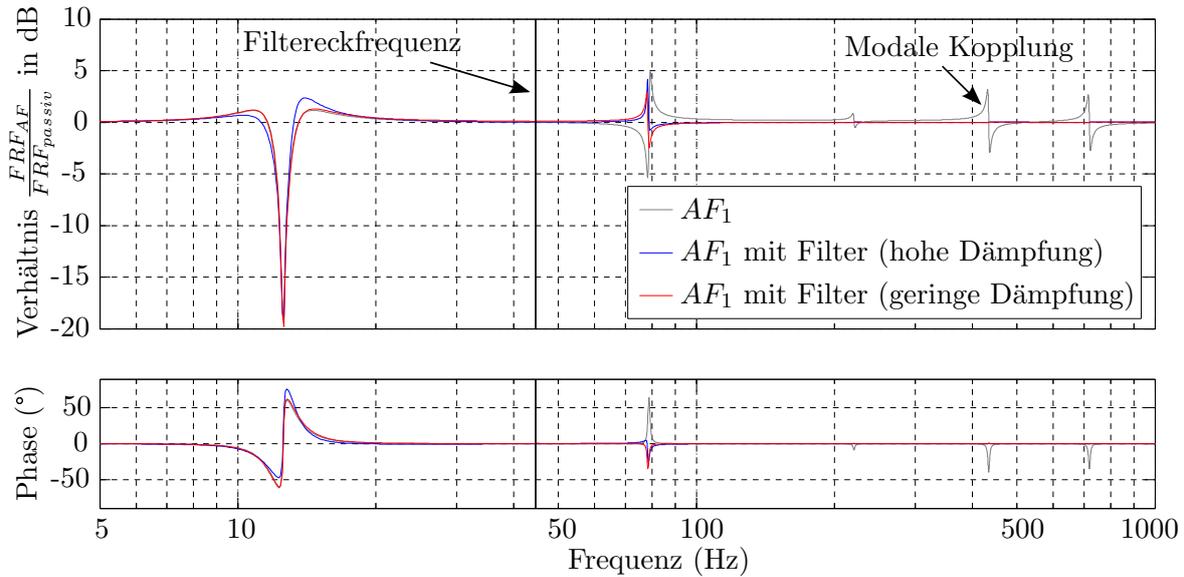


Abbildung 7.6.: Verhältnis der Übertragungsfunktionen des geregelten und unregulierten Balkens. Mit Roll-Off Filter wird die Kopplung der AF Regelung zu höheren Moden unterdrückt.

7.1.3. Berücksichtigung der Tilgereigendynamik

Bei Verwendung eines aktiven Tilgers zur Schwingungsdämpfung muss die Aktoreigendynamik während der Reglerauslegung mit berücksichtigt werden. Der Grund ist die Phasenverschiebung zwischen Aktoransteuerspannung und -kraft, die zusätzlich in der Regelstrecke auftritt und das geregelte System in die Instabilität führen kann. In dieser Hinsicht ist die Wirkung des Aktors vollständig identisch mit der Roll-Off Filterung. Wegen der relativ hohen inherenten Tilgerdämpfung überstreicht der Phasenwechsel aber einen großen Frequenzbereich und kann deshalb mehrere Moden beeinflussen. Das um den Tilger erweiterte Reglermodell kann dem Blockschaltbild in Abbildung 7.7 entnommen werden.

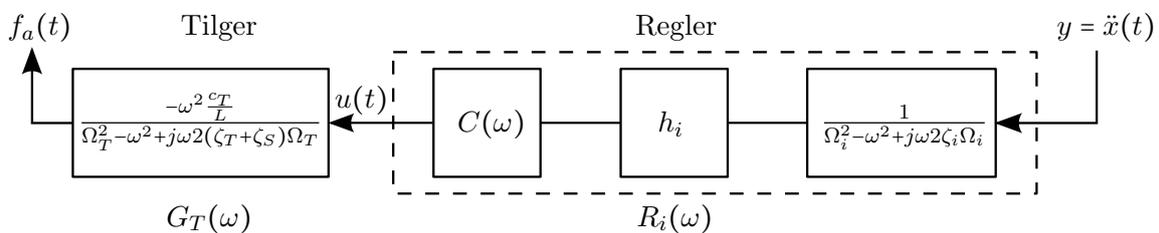


Abbildung 7.7.: AF Regelung mit zusätzlicher Tilgerdynamik.

Die darin enthaltene Übertragungsfunktion des aktiven Tilgers

$$G_T(\omega) = \frac{F(\omega)}{U_T(\omega)} \approx \frac{-\omega^2 \frac{c_T}{L}}{\Omega_T^2 - \omega^2 + j\omega 2(\zeta_T + \zeta_S)\Omega_T}, \quad (7.5)$$

entsteht aus Gleichung 3.29 unter Vernachlässigung der elektrischen Grenzfrequenz (siehe Abschnitt 3.3.2). Dabei sind Ω_T die Tilgereigenfrequenz, $(\zeta_T + \zeta_S)$ die Dämpfung und c_T die elektro-mechanische Konstante des aktiven Tilgers. Die zusätzliche Funktion $C(\omega)$ im Schaltbild enthält den Kompensator um eine Phasenkorrektur in die Regelstrecke einzubringen. Die folgenden Vorgehensweisen sind möglich, um trotz der Tilgerdynamik eine stabile Reglereinstellung zu erreichen.

Reduktion der Tilgereigenfrequenz

Durch eine zusätzliche Tilgermasse kann die Aktoreigenfrequenz in der Regel deutlich reduziert werden. Damit wird die Resonanzstelle vollständig aus dem Frequenzbereich der Regelung geschoben und der Phasengang des Aktors kann bei der Auslegung der Reglerparameter unberücksichtigt bleiben. Ein weiterer Vorteil dieser Methode ist die effiziente Nutzung der Tilgerkraft, die oberhalb seiner Eigenfrequenz maximal wird und somit im gesamten Frequenzbereich der Regelung genutzt werden kann [77, 100].

Phasenkompensation durch komplexe Nullstelle

Die Phasendrehung durch die Tilgerresonanz kann durch Einbringen einer zusätzlichen komplexen Nullstelle in die Regelschleife kompensiert werden. Dazu wird die Funktion

$$C(\omega) = \Omega_c^2 - \omega^2 + j\omega 2\zeta_c \Omega_c, \quad (7.6)$$

als Kompensator verwendet und in ihren Koeffizienten genau denen des charakteristischen Polynoms der Tilgerübertragungsfunktion 7.5 angepasst. In der Regelschleife entfällt dann durch Kürzung die Tilgereigendynamik, was die eigentliche Kompensation darstellt (siehe Abbildung 7.9). Problematisch hierbei ist jedoch die Unsicherheit in den Koeffizienten der Tilgereigendynamik sowie die in der Regelstrecke eingebrachte Voreilung durch den Kompensator (zweifache Ableitung). Vor allem hochfrequente Anteile im Messsignal werden wegen des reduzierten Roll-Offs verstärkt und können zur Instabilität führen. Anhand der *WOK* in Abbildung 7.8 ist dieses Verhalten deutlich sichtbar, weil für den Auslegungsfall zur Dämpfung der ersten Eigenfrequenz alle Moden oberhalb der Tilgerresonanz auf ihrer *WOK* verschoben werden. Die Verschiebung steigt zudem wegen der Voreilung der Kompensatorfunktion mit steigender Frequenz an. Ein zusätzlicher Roll-Off oberhalb der geregelten Eigenfrequenzen sollte deshalb stets in die Regelstrecke eingebracht werden.

Phasenkorrektur durch komplexes Polpaar

Im Gegensatz zur Phasenkompensation wird bei der Phasenkorrektur nicht versucht die Phasendrehung des Tilgers aus Sicht der Regelung auszulöschen, sondern durch zusätzliche Phasenverschiebung oberhalb der Tilgereigenfrequenz geeignet anzupassen um die

7. Regler für die aktive Schwingungsdämpfung

Dämpfung weiterer Moden erhöhen zu können. Damit ist diese Methode identisch mit der zusätzlichen Tiefpassfilterung zur Vergrößerung des Roll-Offs und die Funktion

$$C(\omega) = \frac{\Omega_c^2}{\Omega_c^2 - \omega^2 + j\omega 2\zeta_c \Omega_c}, \quad (7.7)$$

beschreibt ein Tiefpass 2. Ordnung. Neben der Anpassung der Phasenlage kann deshalb gleichzeitig der Roll-Off der Regelstrecke erhöht werden. Weil nun keine Voreilung in die Regelschleife eingebracht wird, ist diese Methode im Allgemeinen der Phasenkompensation vorzuziehen. In der *WOK* in Abbildung 7.8 ist neben der Linksverschiebung benachbarter Strukturpole aufgrund der Phasendrehung ebenfalls der geringere Einfluss auf höhere Moden zu erkennen. Die Pole im Auslegungspunkt zur Dämpfung der ersten Mode befinden sich Nahe der Pole der unregelten Struktur und sind deshalb wesentlich geringer verschoben. Für nicht-kollokierte Anordnungen von Sensor und Aktor kann jedoch eine leichte Entdämpfung eintreten und deshalb die Filterung direkt nach der Tilgereigenfrequenz unzureichende Ergebnisse liefern. Eine Verschiebung der Filtereckfrequenz in den höheren Frequenzbereich ist dann sinnvoll.

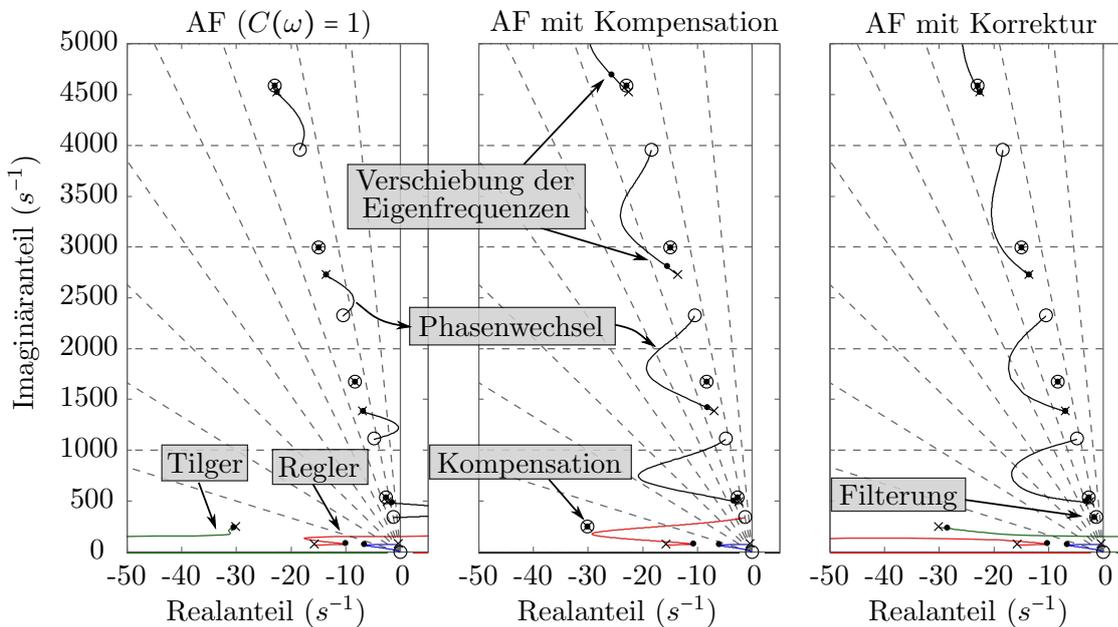


Abbildung 7.8.: Wurzelortskurven der *AF* Regelung mit zusätzlicher Tilgerdynamik. Durch Berücksichtigung der Phasendrehung des Tilgers werden höhere Moden nicht entdämpft. ($\bullet \hat{=}$ Auslegungspunkte)

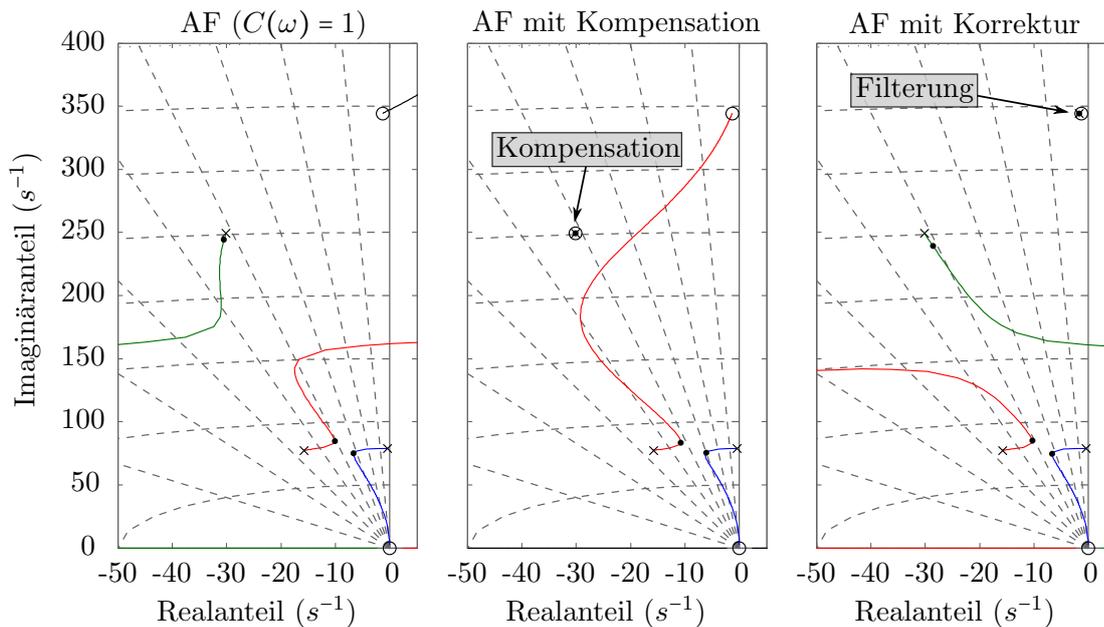


Abbildung 7.9.: Wurzelortskurven der AF Regelung mit zusätzlicher Tilgerdynamik (Detailansicht). Die Filterung zur Phasenkorrektur wurde hierbei genau in die Nullstelle gelegt. ($\bullet \hat{=}$ Auslegungspunkte)

Anmerkung

In allen WOK 's kann beobachtet werden, dass das geregelte System immer in die Instabilität gebracht werden kann. Dies liegt an der zusätzlich eingebrachten doppelten Nullstelle im Koordinatenursprung durch die Aktordynamik. Insgesamt befinden sich nun wegen der Beschleunigungsmessung vier Nullstellen im Ursprung. Zwei dieser Nullstellen sind die Endlagen der WOK des niederfrequenten komplexen Polpaares der Struktur oder des Reglers. Die übrigen beiden Nullstellen müssen ebenfalls mit den Polen der offenen Strecke verbunden werden, wobei die entsprechenden WOK 's auf der Realachse in Richtung des Ursprunges zusammenlaufen und sich von rechts und links nähern. Deshalb durchläuft die WOK für hohe Verstärkungsfaktoren stets die rechte Halbebene. Eine uneingeschränkte Stabilität des geregelten Systems ist für diese Aktoren bei der AF Regelung nicht vorhanden.

7.2. Regelung bei Stellgrößenbegrenzung

Beschränkungen in der Stellgröße treten bei der aktiven Schwingungsdämpfung bei großer Belastung der Struktur auf. Wegen der hohen Schwingungsamplituden kann die vom Regler angeforderte Gegenkraft nicht mehr erzeugt werden, weshalb die Stellgröße durch den Aktor oder durch den Regler selbst begrenzt wird. Dabei kann es aufgrund

7. Regler für die aktive Schwingungsdämpfung

von Harmonischen Schwingungen zu einem Energietransfer in andere Frequenzbereiche und somit zu Instabilitäten kommen.

Bei der Einstellung der Reglerparameter wird deshalb für gewöhnlich iterativ vorgegangen um unter Berücksichtigung der äußeren Kräfte die maximalen Verstärkungsfaktoren der Regelschleife zu bestimmen. Weil dabei der Einblick in die Funktionsweise der geregelten Struktur verloren geht, wird in dieser Arbeit eine direkte Methode eingesetzt um den Designraum bei der Festlegung der Reglerparameter zu nutzen. Wie im Blockschaltbild in Abbildung 7.10 dargestellt ist, wird hierfür zunächst die geregelte Struktur bei direkter Polvorgabe und idealer Zustandsrückführung untersucht. Die daraus gewonnenen Stellgrößen werden bei der anschließenden Reglereinstellung in der *WOK* genutzt.

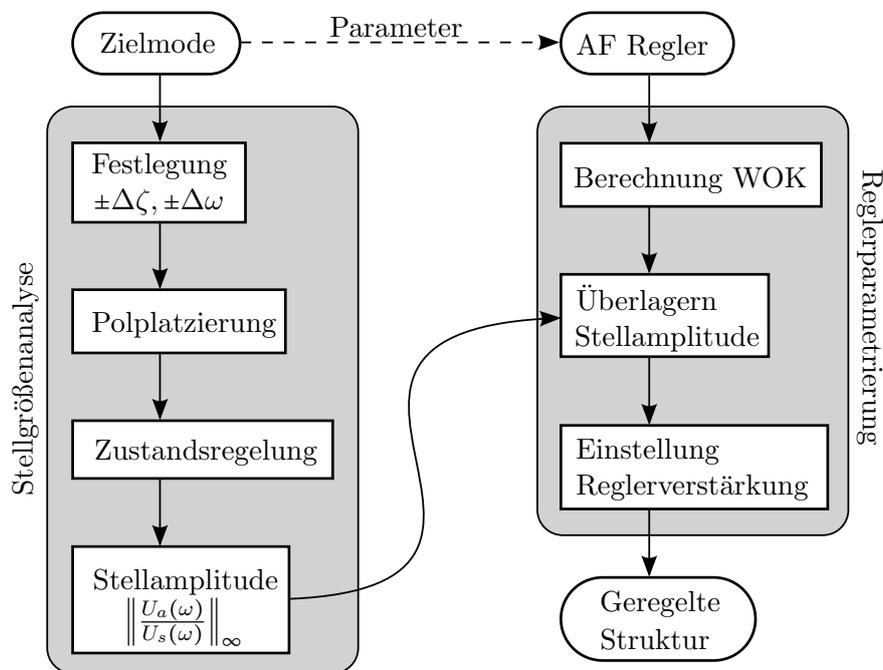


Abbildung 7.10.: Schema zur Berücksichtigung der Stellgrößen bei der AF Parametrierung

Berechnung der Amplituden der Stellgröße

Durch eine Verschiebung der Strukturpole innerhalb der komplexen Ebene wird vom Regler frequenzabhängig eine bestimmte Stellkraft durch den Aktor angefordert. Die maximale Kraftamplitude wird deshalb im ersten Schritt des direkten Verfahrens für verschiedene Polverschiebungen in Bezug auf die Ausgangslage berechnet. Hierzu wird

das Zustandsraummodell

$$\begin{Bmatrix} \omega \ddot{\vec{q}} \\ \ddot{\vec{q}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [0] & \uparrow \omega \downarrow \\ -\uparrow \omega \downarrow & -\uparrow 2\zeta \omega \downarrow \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \omega \vec{q} \\ \dot{\vec{q}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [0] & [0] \\ [\phi]^T [P_{a,a}] & [\phi]^T [P_{a,s}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{U}_a \\ \vec{U}_s \end{Bmatrix}, \quad (7.8)$$

$$\begin{Bmatrix} \omega \ddot{\vec{q}} \\ \dot{\vec{q}} \\ \vec{U}_a \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [I] & [0] \\ [0] & [I] \\ [0] & [0] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \omega \vec{q} \\ \dot{\vec{q}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [0] & [0] \\ [0] & [0] \\ [I] & [0] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{U}_a \\ \vec{U}_s \end{Bmatrix}, \quad (7.9)$$

verwendet, welches im Ausgangsvektor den vollständigen Zustandsvektor und die Stellgrößen der Aktoren U_a besitzt. In einer parametrischen Rechnung werden anschließend die modale Dämpfung und die Eigenfrequenz einer ausgewählten Zielmode variiert und durch Polplatzierung die zugehörige Reglermatrix $[H]$ berechnet, mit der in der geschlossenen Schleife

$$\dot{\vec{z}} = [A - BH] \vec{z} + [B] \vec{f}, \quad (7.10)$$

das Polpaar der Zielmode an die neue Stelle verschoben werden kann. Je Regler kann die maximale Aktoramplitude aus der Unendlichkeitsnorm

$$\hat{U}_{a,norm} = \left\| \frac{U_a(\omega)}{U_s(\omega)} \right\|_{\infty}, \quad (7.11)$$

der Übertragungsfunktion von Störeingang U_s zum Sensor der Aktorstellgrößen ermittelt werden. Da es sich um normierte Größen handelt, kann die berechnete Amplitude auf alle möglichen Störkräfte angewendet werden. In Abbildung 7.11 sind exemplarisch für eine Beispielstruktur die berechneten Amplituden über der komplexen Ebene dargestellt.

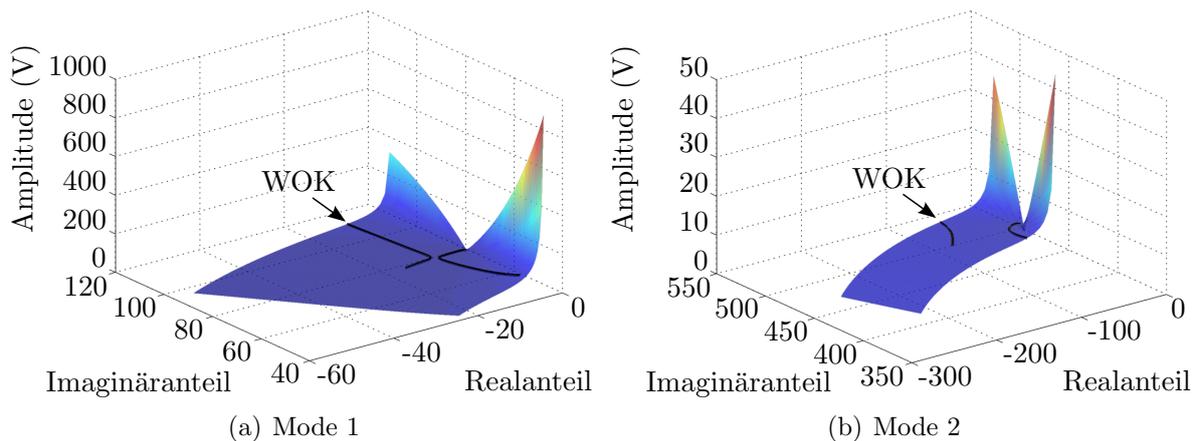


Abbildung 7.11.: Amplitude der Stellgröße über der komplexen Ebene mit WOK für eine AF Regelung eines Kragbalkens

Reglerparametrierung mit Stellgrößengrenzen

Die Ergebnisse aus dem ersten Schritt werden bei der normalen Reglerparametrierung innerhalb der *WOK* angewendet. Dazu werden Linien ausgewählter und gleicher Amplitudenlevel der Stellgröße in der komplexen Ebene der *WOK* überlagert, wobei der Wert des Levels je nach Aktortyp und Struktur unterschiedlich sein kann.

Beispielsweise erhält man für den Kragbalken aus Anhang A.2 bei Variation von

- Eigenfrequenz um $f_1 \pm 5Hz$,
- Modalen Dämpfung um $\zeta_1 \dots \zeta_1 + 0,5$,

die in der *WOK* aus Abbildung 7.12 eingetragenen Level gleicher Aktorspannungen. Daran ist zu erkennen, dass mit zunehmender Frequenzverschiebung die Aktoramplitude stark ansteigt. Hingegen ist der Stellaufwand bei reiner Dämpfungsvergrößerung sehr gering, nimmt jedoch ab den Wendepunkten wegen der zunehmenden Frequenzverschiebung zu. Die Einstellung der Reglerverstärkung erfolgt nun so, dass die Pole auf der *WOK* das geringste Amplitudenlevel nicht überschreiten (Bereich geringer Aktorkräfte).

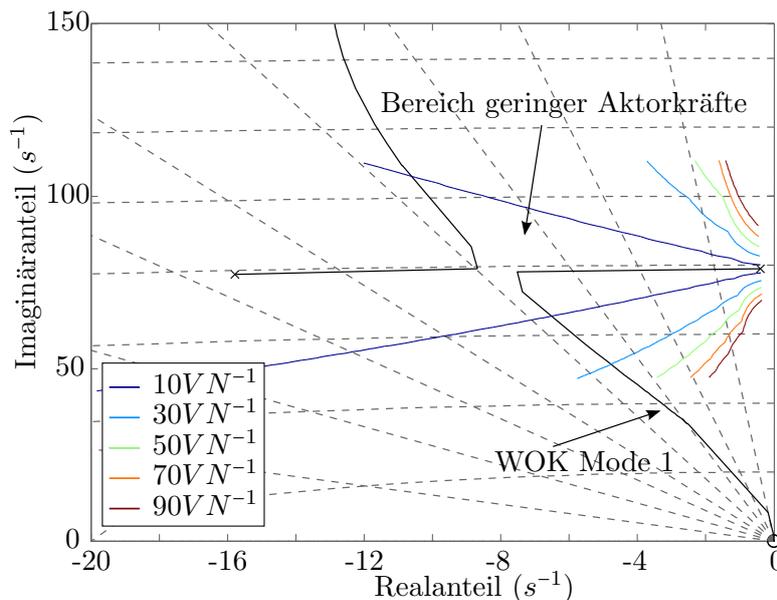


Abbildung 7.12.: Regelungsaufwand zur Verschiebung der Pole am Beispiel des Kragbalkens.

Unter Berücksichtigung der Störgrößenamplitude kann das Amplitudenlevel in der *WOK* entsprechend skaliert werden. Weil damit in jedem Schritt der Reglereinstellung die zulässigen Reglereinstellungen für einen linearen Aktorbetrieb sichtbar sind, eignet sich diese Vorgehensweise sehr gut zur Auslegung der *AF* Regelung mit Hilfe der *WOK*.

7.3. Berücksichtigung der Aktornichtlinearitäten

Das strukturdynamische Verhalten wurde bisher als zeitlich invariant vorausgesetzt, jedoch kann es in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen der Struktur zu Änderungen der Streckeneigenschaften kommen. So ist die piezoelektrische Aktuationsdehnung signifikant von der Umgebungstemperatur und der elektrischen Feldstärke abhängig. Diese Streckenänderung wird nachfolgend bei der lokalen Reglerauslegung berücksichtigt.

In Abschnitt 4.2 wurde gezeigt, dass die piezoelektrische Ladungskonstante bezogen auf ihre maximalen Kennwerte ($\vartheta > 50^\circ\text{C}$, $E_3 = 1000 \frac{\text{V}}{\text{mm}}$)

- auf bis zu 66 % sinkt bei Betrieb im Kleinsignalbereich,
- auf bis zu 45 % sinkt bei Betrieb im Tieftemperaturbereich.

Reglereinstellung für Klein- und Großsignalbereich

Die Reduktion der Ladungskonstante infolge einer geringen Ansteuerspannung piezoelektrischer Aktoren ist identisch mit der Verringerung der Schleifenverstärkung der Regelung. Um bezüglich der erzielbaren Dämpfung eine robuste Auslegung zu erhalten, wird für verschiedene Reglerverstärkungen k die modale Dämpfung sowie die Frequenzverschiebung in der *WOK* betrachtet (Abbildung 7.13). Oberhalb des Wendepunkts der *WOK* führt eine Vergrößerung der Reglerverstärkung zu keiner weiteren Dämpfung der geregelten Mode. Eine Änderung der Schleifenverstärkung führt in diesem Bereich zu keiner signifikanten Änderung der Dämpfungsperformanz der aktiven Struktur. Wie in Abbildung 7.13(b) zu erkennen ist, wird deshalb die Reglerverstärkung für den Großsignalbereich um 50 % größer gewählt als nötig. Selbst bei Abfall der Aktorspannungen verringert sich die Dämpfung der Struktur nur um 5 %. Die Aktorspannung steigt infolge der Frequenzverschiebung aus Abbildung 7.13(a) mit der Verstärkung um 26 % an.

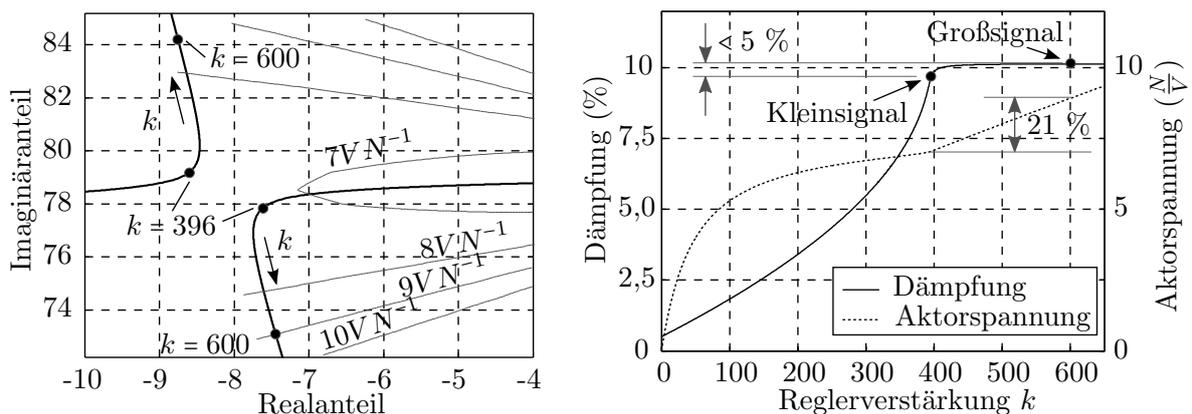


Abbildung 7.13.: Änderung der Pollage und Dämpfung bei Reduktion der piezoelektrischen Ladungskonstante

Reglerparameter bei veränderlicher Umgebungstemperatur

Eine Temperaturänderung führt ebenfalls zu einer deutlichen Reduktion der Ladungskonstante. Um diesen Effekt bei der Reglereinstellung zu berücksichtigen, kann die gleiche Vorgehensweise wie zuvor angewendet werden. Eine gleichzeitige Einstellung der Reglerverstärkung für beide Effekte (Temperatur, Aktorspannung) würde zur weiteren Anhebung der Aktorspannung führen. Weil die Temperaturänderung bei Raumfahrtstrukturen nur selten oder zyklisch auftritt, wird die Temperaturänderung durch den Austausch der Reglerverstärkungen in der Regelschleife berücksichtigt.

7.4. Zusammenfassung

Die aktive Schwingungsdämpfung kann durch zahlreiche Formen der Regelung realisiert werden. Aus den bereits erfolgreich umgesetzten Konzepten wurde die Acceleration Feedback (*AF*) Regelung für die Strukturen in dieser Arbeit ausgewählt. In diesem Kapitel wurde deshalb die multimodale Reglerparametrierung unter Berücksichtigung der Aktoreigenschaften und Umgebungsbedingungen untersucht.

Im ersten Abschnitt des Kapitels wurde deshalb die Anpassung der Phasenverschiebung innerhalb der Regelschleife untersucht. Da oberhalb der geregelten Mode stets eine Aktorkraft erzeugt wird, kommt ein zusätzliches Roll-Off Filter zum Einsatz. Neben der eigentlichen Amplitudenreduktion ist vor allem die unterschiedliche Wirkung der angepassten Regelung oberhalb der Filtereckfrequenz von Bedeutung. Somit kann zwischen *AF* und *PPF* Regelverhalten gewechselt werden.

Anschließend wurde die Reglereinstellung unter Berücksichtigung spezifischer Aktoreigenschaften aufgezeigt. Durch eine Zustandsregelung konnten die notwendigen Stellgrößen zur Polverschiebung berechnet werden. Aufgetragen über der *WOK* zur Reglereinstellung, ermöglichen Sie die Festlegung geeigneter Reglerverstärkungen unter Einhaltung zulässiger Aktorstellgrößen. Wegen dem direkten Verfahren ist keine iterative Reglerparametrierung notwendig. Weiterhin wurde gezeigt, wie durch gezielte zusätzliche Verstärkungsfaktoren die Reglerperformanz robust bezüglich der erzielbaren Strukturdämpfungen im Falle von Streckenänderungen eingestellt werden kann.

8. Aktive Schwingungsdämpfung großer Satelliten-Solarpaneele

Während der Startphase einer Rakete werden große Solarpaneele eng gestapelt und an der Satellitenwand mit Niederhalter befestigt. In Abbildung 8.1 ist eine typische Startkonfiguration abgebildet, wobei der Zwischenraum zwischen den Paneelen nur wenige Zentimeter beträgt.

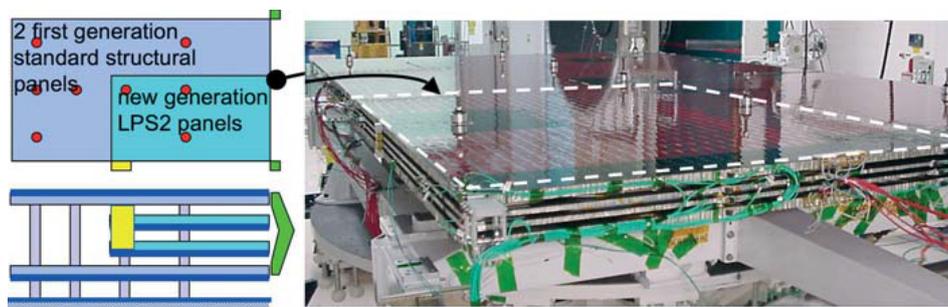


Abbildung 8.1.: Stapel von Solarpaneelen in einem Vibrationstestaufbau [55]

Je nach Trägerrakete wirken unterschiedliche statische Beschleunigung, niederfrequente Schwingungen als auch akustische Anregungen durch aerodynamische Kräfte an der Raketenhülle auf die Nutzlast ein [39]. Hierdurch kann es wegen der hohen Steifigkeit und geringen Masse der Strukturen ([6, 51]) zu überhöhten Dehnungen in den Resonanzen kommen. Für den Nachweis der Strukturintegrität werden deshalb Ersatzlasten definiert, wie beispielsweise für die Ariane 5 ([8]):

- Frequenzen $< 100\text{Hz}$ - sinusförmige Anregungen von $0,8\text{ g}$ quer zur Flugrichtung,
- Frequenzen $> 100\text{Hz}$ - akustische Anregung mit 139.5 dB OASPL (*overall acoustic sound pressure level*).

Zusätzliche Dämpfungsmaßnahmen werden aufgrund der guten Schwingungsanfälligkeit solcher Strukturen untersucht, wobei der Entwicklungsstand aktiver Systeme für die Dämpfung während der Startphase wegen der hohen Energielevel gering ist [43]. Zu den gängigen Methoden gehören deshalb die Versteifung der Sandwichpaneele durch weitere Deckschichtlagen sowie der Einsatz weiterer Dämpfungsschichten (z.B. Dämpfungsmatten). In dieser Anwendung wird die aktive Schwingungsdämpfung der Solarpaneele

8. Aktive Schwingungsdämpfung großer Satelliten-Solarpaneele

als Alternative zu den klassischen Lösungen untersucht. Hierfür wird ein Demonstrator (Abbildung 8.2(a)) mit repräsentativen dynamischen Eigenschaften verwendet und ein aktives System mit AF und LQG Regelung realisiert. Als Referenz für die Performanz der aktiven Systeme dienen passive Dämpfungsmaßnahmen.

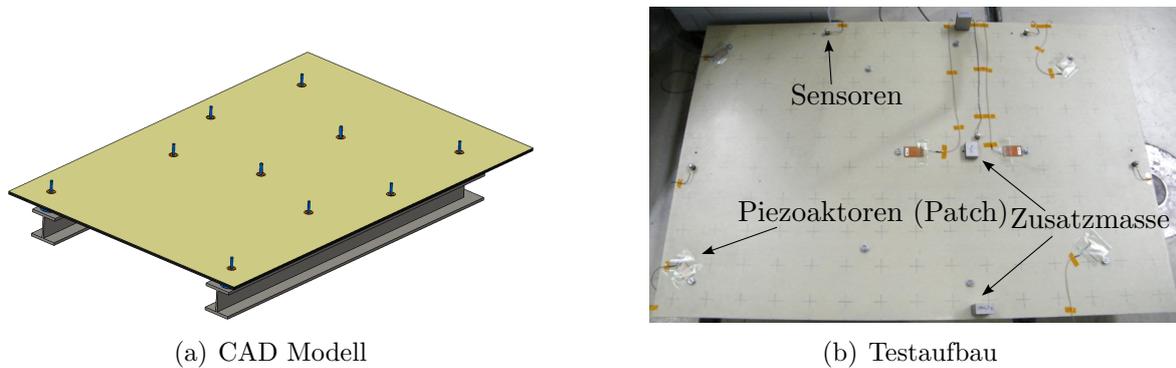


Abbildung 8.2.: CAD Modell und Testaufbau des Solarpaneeldemonstrators

8.1. Struktureigenschaften des Solarpaneels

8.1.1. Aktorsystem

Für die aktive Schwingungsdämpfung der Solarpaneele sind prinzipiell verschiedene Aktoranordnungen möglich, wobei in Abbildung 8.3 beispielhaft verschiedene externe und interne Aktoren an einem Paneelstapel angetragen sind.

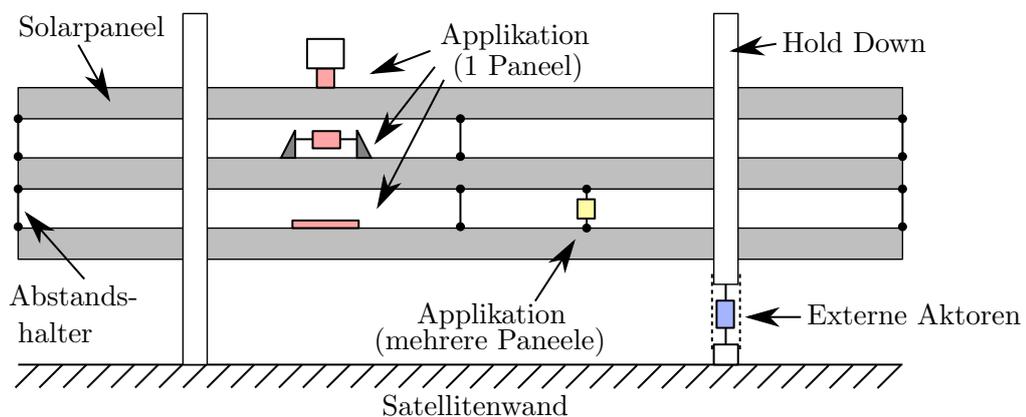


Abbildung 8.3.: Verschiedene Aktoranordnungen für den Einsatz am Solarpaneel

Für die in dieser Arbeit betrachtete Anwendungen werden nachfolgend nur auf dem Panel applizierte Aktoren berücksichtigt. Alle weiteren Lösungen (externe Aktoren, Aktoren zwischen den Paneelen) benötigen erweiterte konstruktive Maßnahmen am Satellit selbst oder zum Lösen der Aktorverbindungen. Da der Abstand zwischen den Solarpaneelen sehr gering ist und auch hier kein Eingriff in die konstruktive Gestaltung der Sandwichpaneel erfolgen soll, werden piezoelektrische Flächenaktoren zur Oberflächenapplikation ausgewählt.

8.1.2. Konstruktion

Der untersuchte Demonstrator wird in der typischen Startkonfiguration eingesetzt und besteht aus einer Sandwichplatte. Mit einer äußeren Abmessung von $1,5\text{ m} \times 1,0\text{ m}$ ($L \times H$) ist der Aufbau aus Abbildung 8.2(b) um ca. 60 % kleiner als typisch eingesetzte Solarpaneel. Durch 10 Lagerbolzen (*Hold Downs*) wird die Platte an die Rückstruktur gekoppelt, welche als Satellitenwand-Adapter dient. Die Sandwichkonstruktion (Abbildung 8.4(a)) besteht aus einer HexWeb Aluminiumwabe als Kernmaterial und $0,95\text{ mm}$ dicken Deckschichten aus glasfaserverstärktem Kunststoff (*GFK*) mit quasi-isotropen Lagenaufbau. Zur Erhöhung der modalen Massen ist eine 2 mm dicke Schicht in die neutrale Faser eingebracht. Drei weitere Zusatzmassen dienen der Korrektur der modalen Masse sowie der Eigenformen ausgewählter höherer Moden.

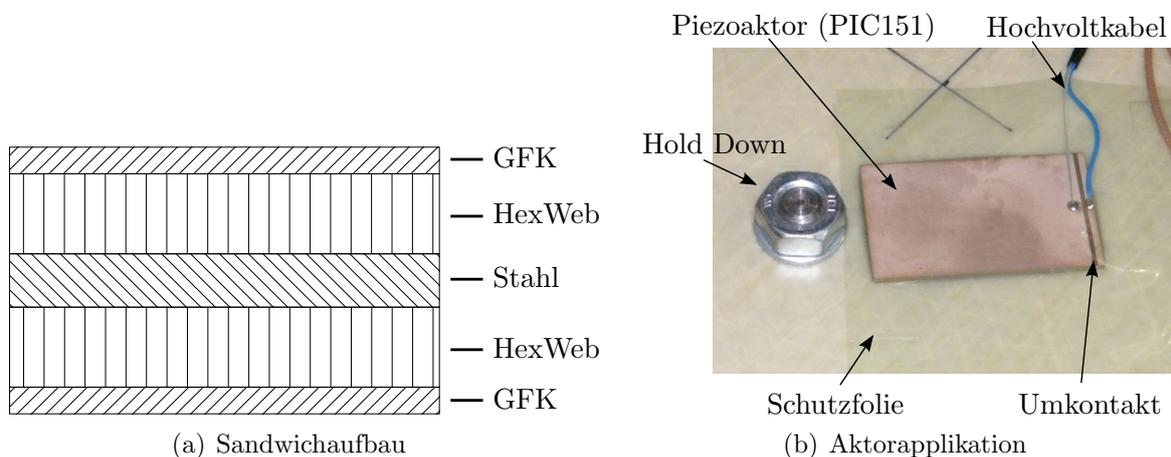


Abbildung 8.4.: Sandwichaufbau und Aktorapplikation am Solarpaneel

Zur Aktuation werden an mehreren Stellen $1,0\text{ mm}$ dicke *PIC151* Flächenaktoren eingesetzt (Abbildung 8.4(b)). Auf eine Aktorapplikation auf der Rückseite des Panels wurde wegen der Vergleichbarkeit zu großen Satelliten-Solarpaneelen verzichtet.

8.1.3. Strukturdynamische Eigenschaften

Ein parametrisches *ANSYS* Simulationsmodell dient der Auslegung der einzelnen Deck-schichtlagen zur Anpassung der Eigenfrequenzen, Eigenformen sowie der modalen Masse. Das Paneel ist mit *SHELL181* Elementen und fünf Sections entsprechend der Lagenanordnung des Sandwichaufbaus implementiert. Die Aktoren sind zunächst nicht im Modell enthalten und werden nach der Festlegung der Aktorpositionen als Volumenelemente (*SOLID5*) mit der vollständig modalen Methode implementiert (Abschnitt 6.1).

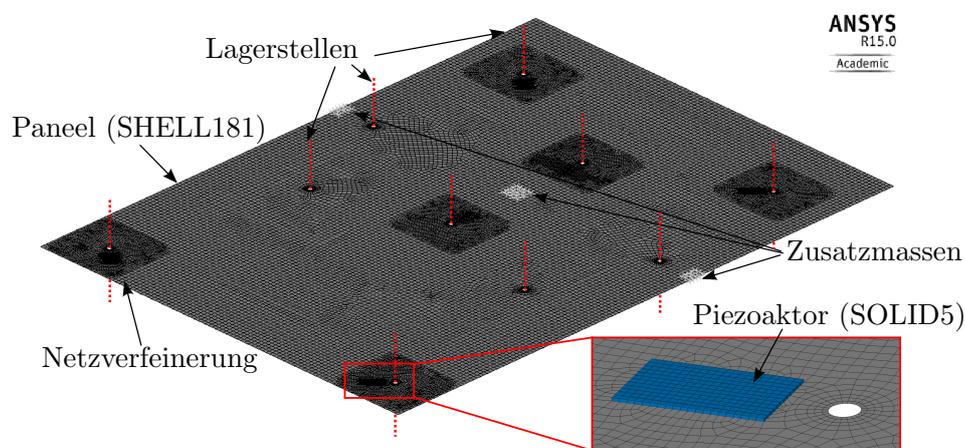


Abbildung 8.5.: *ANSYS* Simulationsmodell des Solarpaneel Demonstrators mit zusätzlicher Aktorik. Die Randbedingungen sind nicht explizit dargestellt.

Mit Hilfe des Modells werden die modalen Eigenschaften berechnet und mit den Ergebnissen einer experimentellen Modalanalyse vom Versuchsaufbau verglichen. Hierbei liegt der Fokus besonders auf niederfrequenten Moden unterhalb 100 Hz . Anhand der Ergebnisse in Tabelle 8.1 ist eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und Aufbau zu erkennen. Die größere Abweichung der ersten Mode ist auf die Nachgiebigkeit der nicht modellierten Einspannung sowie einer im Modell nicht berücksichtigten verteilten Klebstoffmasse zurückzuführen.

Wegen der geringen Anzahl an Fügstellen ist die niedrige modale Dämpfung zwischen $0,2\%$ und $0,6\%$ typisch für diese Anwendungen. Durch die hohe Übereinstimmung der Eigenformen nach dem Modal Assurance Criterion (*MAC*, siehe auch Abbildung 8.6) kann die Auslegung der Aktorik vollständig modellbasiert erfolgen. Ausgewählte Moden zur aktiven Dämpfung sind in Tabelle 8.1 hervorgehoben.

Tabelle 8.1.: Modale Eigenschaften des Testaufbaus in Simulation und Experiment
(nur Moden mit hoher effektiver Masse dargestellt)

Mode	Frequenz (Hz)			Dämpfung (%)	Eff. Masse OOP (kg)		MAC
	Sim.	Exp.	Diff. (%)		absolut	relativ	
1	38,0	32,0	15,7	0,31	5,09	15,9	0,99
2	47,0	43,0	8,43	0,35	2,32	7,25	0,96
3	70,0	68,3	2,42	0,26	2,39	7,47	0,98
5	82,7	84,1	-1,68	0,30	1,49	4,65	0,97
10	107,6	113,3	-5,32	0,54	3,10	9,70	n.v.
12	120,3	120,0	0,22	0,34	7,65	23,9	n.v.

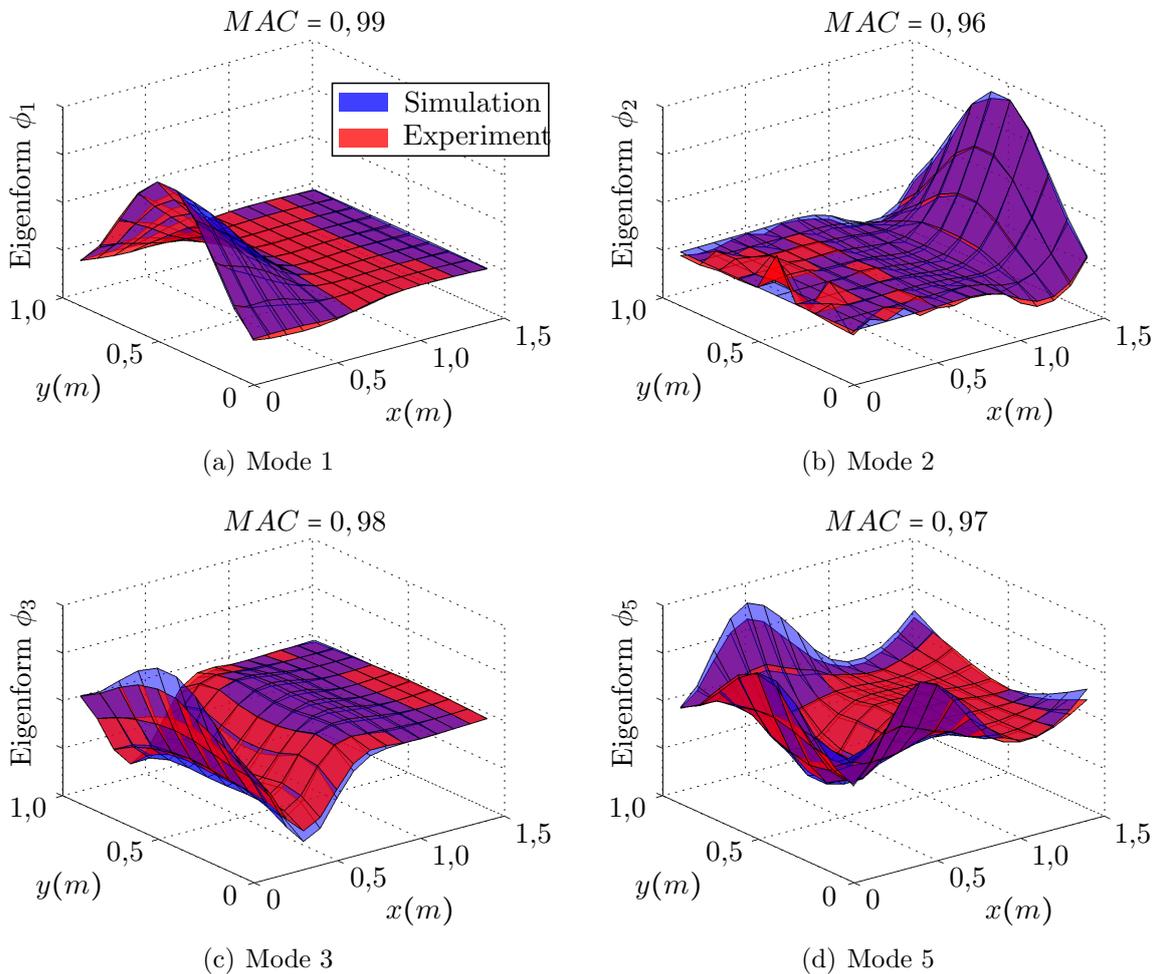


Abbildung 8.6.: Vergleich berechneter (blau) und gemessener (rot) Eigenformen des Solarpaneeldemonstrators. Die Amplituden der Eigenformen sind nicht auf einheitliche Maximalwerte skaliert.

8.2. Aktor- und Sensorplatzierung

Zur geeigneten Platzierung der Aktoren wird zunächst am grob vernetzten *FE* Modell die Steuerbarkeit verschiedener Moden untersucht. Das Aktormodell wird hierbei parametrisch durch Einflussvektoren mit dem strukturdynamischen Simulationsmodell nach der Methode aus Abschnitt 6.1.1 verbunden. Für jede mögliche Aktorposition ist der Performance-Index für die Moden $\{1, 3, 5\}$ und $\{2, 10, 12\}$ nach Gleichung 6.19 berechnet und in Abbildung 8.7 dargestellt. Im Bereich der Lagerstellen kann wegen der Einspannung des Paneels die beste Aktuation erwartet werden, wobei die Steuerbarkeit an den äußeren Lagerpunkten immer am größten ist. Aufgrund der Symmetrie der ausgewählten Moden bezüglich der Paneellängsachse können die Aktoren jeweils an gegenüberliegenden Lagerstellen angebracht werden. Die äußeren Lagerpunkte werden zur Detailplatzierung nachfolgend genauer untersucht.

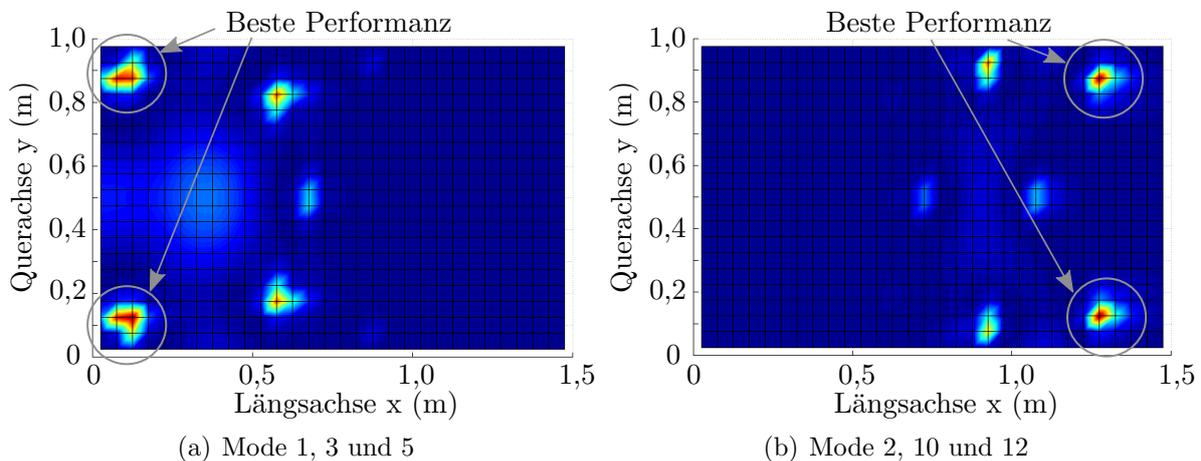


Abbildung 8.7.: Bereiche guter Steuerbarkeit der niederen Moden des Solarpaneels. Die äußeren Lagerstellen sind am besten geeignet zur Aktorapplikation.

Steuerbarkeit im Bereich der äußeren Lagerpunkte

Für diese Untersuchung wird der Aktor mit einem Abstand r_a um die Lagerstellen im variablen Winkel δ zwischen Aktor- und Paneellängsachse angeordnet (Abbildung 8.8) und jeweils die Steuerbarkeit berechnet. Die optimale Aktorausrichtung kann durch Auftragen der Steuerbarkeit in einem Polardiagramm anschließend ermittelt werden.

Für jeweils eine der Lagerstellen aus den ausgewählten Lagerpositionen sind diese Diagramme in Abbildung 8.9 enthalten. Dabei wird sichtbar, dass die beste Aktorplatzierung für jede Mode bei einer unterschiedlichen Ausrichtung des Aktors erreicht wird. Jedoch überschneiden sich die eingetragenen Keulen der Steuerbarkeit, so dass durch einen Kompromiss bei der Platzierung mehrere Moden gleichzeitig durch einen Aktor geregelt werden können. Im Bild 8.9(a) ist wegen der höheren effektiven Masse von

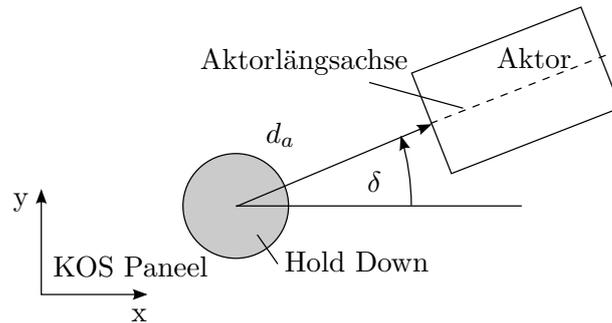


Abbildung 8.8.: Modell zur Untersuchung der Steuerbarkeit im Bereich der Lagerpunkte.

Mode 1 und Mode 3 die Ausrichtung des Aktors bei $\delta = 135$ ausgewählt worden. An der anderen Lagerstelle stellt die gleiche Aktorausrichtung einen größeren Kompromiss dar, wurde jedoch hierbei verwendet um die Anzahl der Kanäle der Leistungsverstärker gering zu halten. Zudem sind die damit gesteuerten Moden aus Sicht der aktiven Schwingungsdämpfung sekundär, da der Fokus der Regelung auf den Moden 1, 3 und 5 liegt.

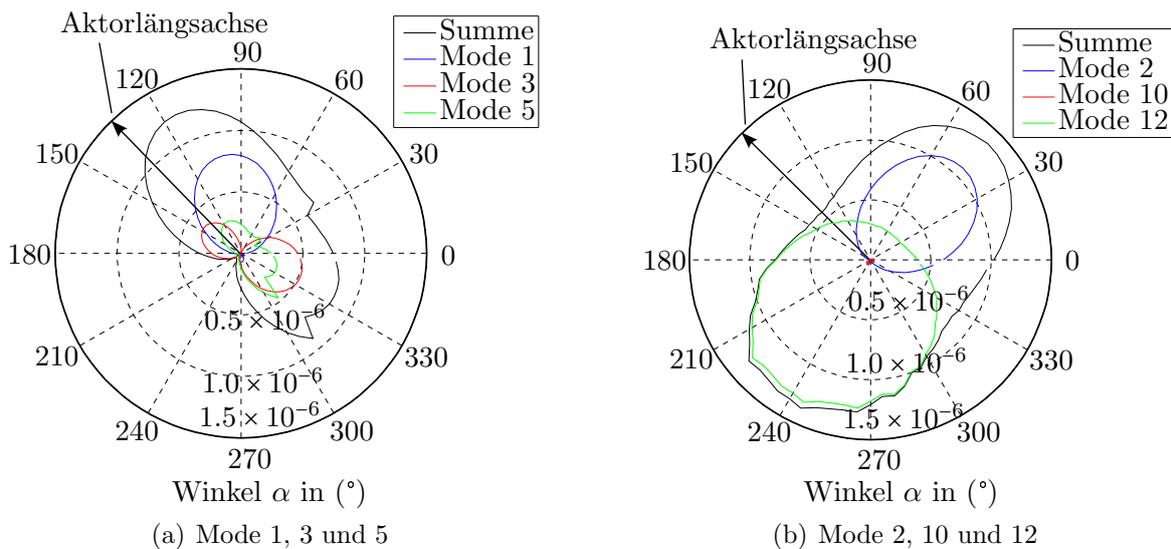


Abbildung 8.9.: Steuerbarkeit ausgewählter Moden in Abhängigkeit des Aktorwinkels an den Lagerstellen.

Sensorplatzierung

Die Sensorplatzierung erfolgt anhand der Eigenformen niederfrequenter Moden. Wegen der Schwingung an den Paneelrändern sind vier Sensoren entlang der Ränder verteilt angeordnet (Abbildung 8.10). Ein zusätzlicher Sensor in der Paneelmitte ist notwendig um einen Schwingungsbauch zwischen den Lagerstellen zu messen.

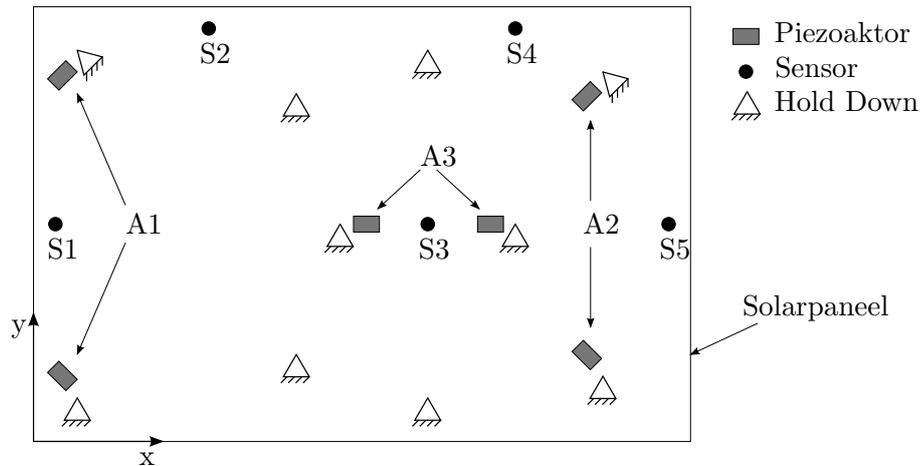


Abbildung 8.10.: Sensor- und Aktorpositionen zur Realisierung der aktiven Dämpfung am Solarpanel

8.3. Aktive Schwingungsdämpfung

Die Implementierung der Versuchssteuerung als auch der Reglermodelle erfolgt auf einem *dSpace DS1104* Echtzeitsystem. Über Leistungsverstärker für die Piezoaktoren (Typ *Pickelmann SVR-1000/3*) und den Schwingerreger (*LDS V408 Shaker*) können Kräfte und Momente am Panel eingebracht werden. Zur Messung der Schwingungen sind fünf Kistler $\pm 250\text{ g}$ Beschleunigungsaufnehmer an den entsprechenden Position angebracht.

8.3.1. Verifikation des Streckenmodells

Im ersten Schritt wird mit Hilfe eines passiven Schwingversuches die korrekte Modellierung der Piezoaktoren nachgewiesen. Hierzu wird ein Gleitsinus zwischen 10 Hz und 200 Hz mit Aktorspannungen von $250\text{ V} \pm 250\text{ V}$ auf die einzelnen Aktoren des Aktorpaars A1 aufgebracht und die Beschleunigungen an den Sensorpositionen S1 und S2 gemessen. Als Referenz dient eine Shakeranregung an der Position S1 in einem zusätzlichen Test.

Aus den Amplitudengängen in Abbildung 8.11 ist das identische dynamische Strukturverhalten aus Experiment und Simulation ersichtlich. Nach Anpassung der Eigenfrequenzen im Modell können die gemessenen Funktionen bis auf die Antiresonanzen bereits gut nachgebildet werden. Wegen der erhöhten Ansteuerspannung der Piezoaktoren wird unter Berücksichtigung der Umgebungstemperatur ($\vartheta = 25^\circ\text{C}$) eine piezoelektrische Ladungskonstante $d_{31} = -297 \times 10^{-12} \frac{\text{m}}{\text{V}}$ im Simulationsmodell verwendet. Für die Anregung durch den Shaker als auch durch das Aktorpaar A1 ist ein modenabhängiger Unterschied in der Höhe der Resonanzspitze zu erkennen (Tabelle 8.2). Die Ursache

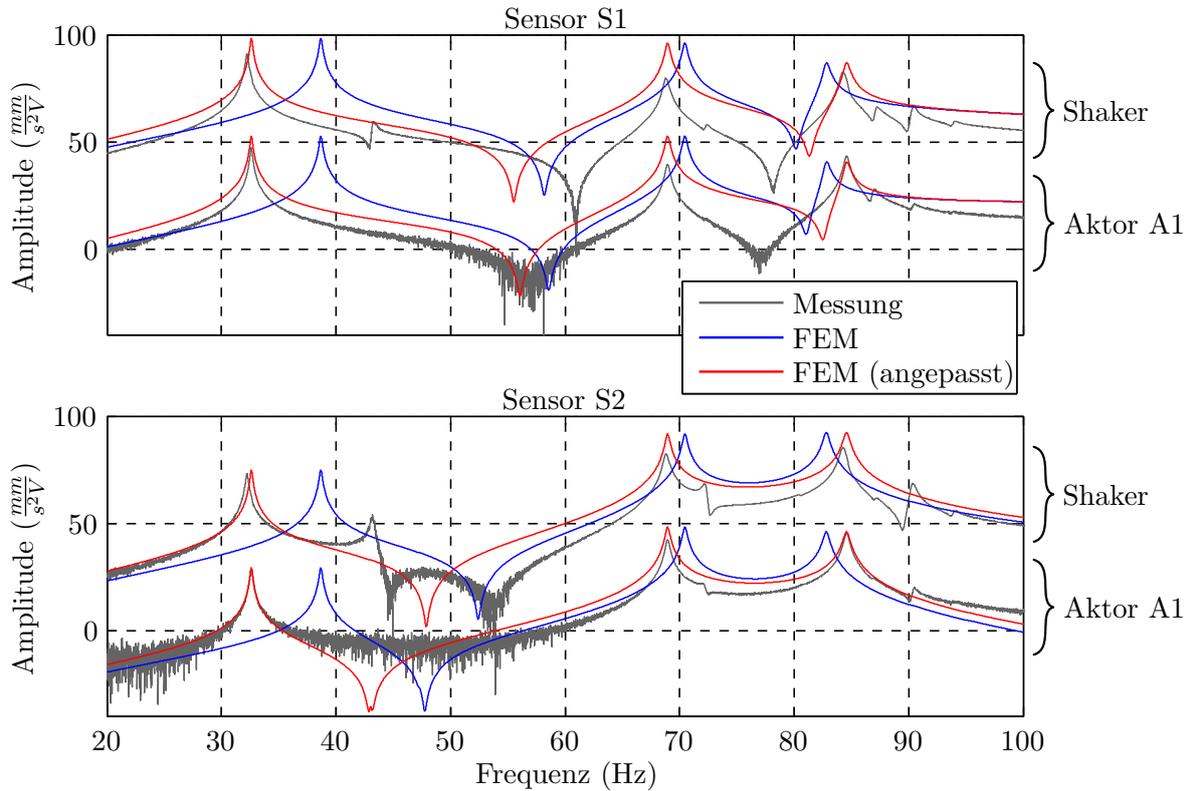


Abbildung 8.11.: Amplitudengang des passiven Solarpaneeldemonstrators. Nach Update der Eigenfrequenzen korreliert das Modell sehr gut mit dem Versuch.

hierfür sind geringe Abweichungen in der Aktorposition sowie ein Steifigkeitsunterschied zwischen Testaufbau und Modell. Da jedoch nur für Mode 3 eine signifikante Differenz in der Resonanzamplitude festgestellt wurde, kann das Modell als zuverlässig bewertet werden.

Tabelle 8.2.: Vergleich der berechneten und gemessenen Resonanzamplituden am Solarpaneel bei Anregung mit Shaker und Aktorpaar A1 (Werte in dB).

Messung		Anregung Shaker			Anregung Aktor A1			
Sensor	Mode	Sim.	Exp.	Differenz	Sim.	Exp.	Differenz	Differenz +3dB
S1	1	98,4	91,2	7,2	52,6	47,3	5,3	8,3
	3	96,2	79,9	16,3	52,7	39,6	13,1	16,1
	5	86,9	82,7	4,2	40,6	43,3	-2,7	0,3
S2	1	75,0	73,2	1,8	29,3	29,3	0,0	3,0
	3	92,6	82,6	10,0	48,2	42,4	5,8	8,8
	5	92,4	85,4	7,0	46,0	45,5	0,5	3,5

8.3.2. AF Regelung

Eine Acceleration Feedback Regelung wird als einfachste Form der Regelung zur Dämpfung des Solarpaneels eingesetzt. Um neben der Dämpfung ebenfalls die modale Entkopplung zu anderen Moden zu testen, sollen nur die Moden 1 und 3 durch den Regler beeinflusst werden. Die Sensorsignale mit der größten Amplitude in der jeweiligen Resonanz werden zur Regelung verwendet (d.h. Sensor $S1$ für Mode 1 und Sensor $S2$ für Mode 2, siehe Tabelle 8.2). Der gesamte Aufbau ist schematisch in Abbildung 8.12 dargestellt.

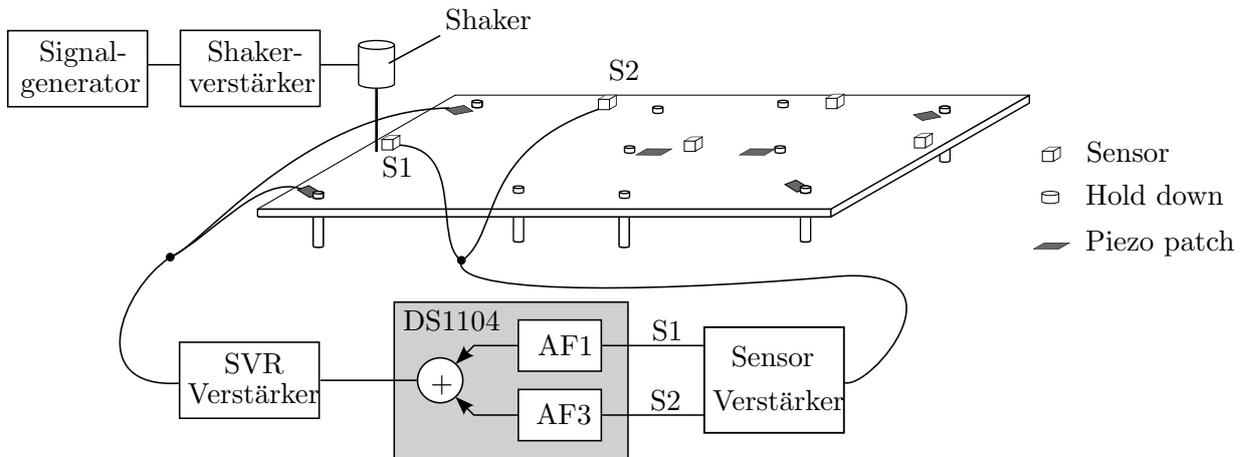


Abbildung 8.12.: Skizze und Aufbau der AF Regelung am Solarpaneel.

Reglereinstellungen in der WOK

Die Auslegung der einzelnen Filterparameter von $AF1$ und $AF3$ (Tabelle 8.3) wird nach den Einstellregeln aus Abschnitt 3.5.1 vorgenommen.

Tabelle 8.3.: Einstellwerte der AF Regelung zur Dämpfung der ersten Moden des Solarpaneels.

Regler	AF1	AF3	AF3 (modifiziert)
Sensor	S1	S2	S1
Aktor	A1	A1	A1
Eckfrequenz (Hz)	32,6	69,0	69,0
Dämpfung (%)	0,2	0,2	0,2
Verstärkung (-)	-2850	+5600	-7400

Unter Berücksichtigung einer einheitlichen Filterdämpfung und Tuning der Filter auf die Resonanzfrequenzen ergeben sich die WOK 's in Abbildung 8.13. Daraus ist zu erkennen,

dass die Regelung der Mode 3 strengen Restriktionen in der Reglerverstärkung unterliegt, weil die Mode 5 sofort destabilisiert wird. Im dargestellten Fall ist das geregelte Paneel bei einer Verstärkung von $h = +5600$ bereits instabil. Wegen der fehlenden Antiresonanz im Übertragungspfad von Aktor $A1$ nach Sensor $S2$ ist dieses gegensätzliche Verhalten nicht vermeidbar. Durch die Phasendrehung im Regler entsteht immer eine Mitkopplung oberhalb der Zielmode.

Mode 3 kann für diese Aktor/Sensor-Kombination nur durch einen zusätzlichen Regler für Mode 5 gedämpft werden. Wird stattdessen der Sensor $S1$ für die Dämpfung der Mode 3 verwendet, ist wegen der Nullstelle im Übertragungspfad der Struktur keine Instabilität anhand der WOK aus Abbildung 8.13 zu beobachten (Regler AF3, modifiziert).

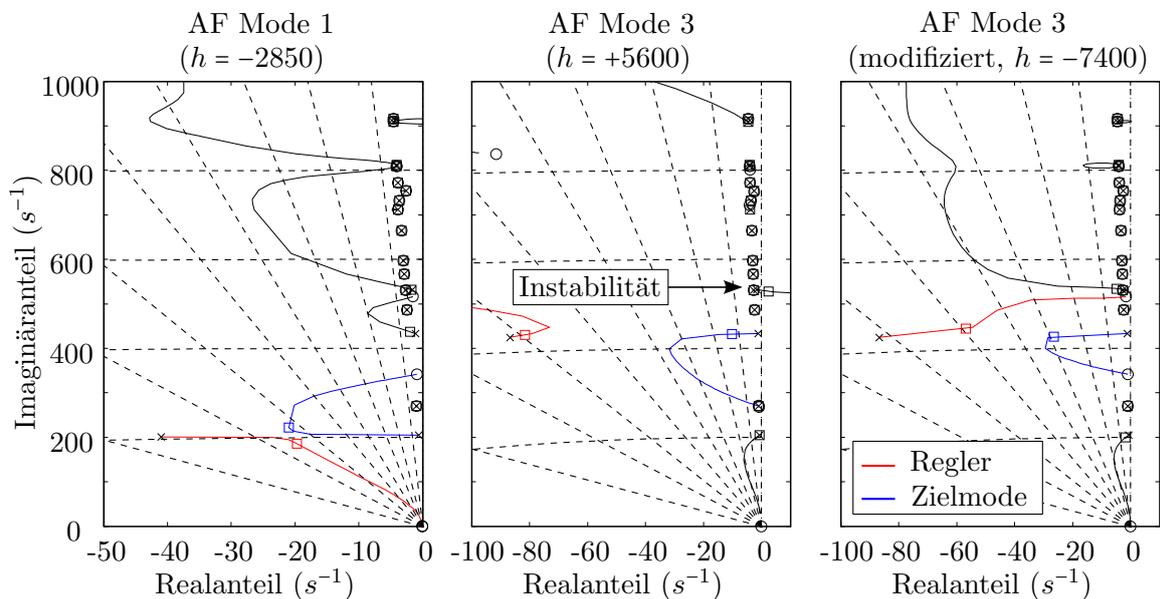


Abbildung 8.13.: Wurzelortskurven für das AF geregelte Solarpaneel. Durch den Regler für Mode 3 wird die Mode 5 destabilisiert.

Stellgrößenbeschränkung bei linearer Regelung

Für die AF1 und AF3 (modifiziert) Regelung erhält man normiert auf die äußeren Anregungskräfte die in Abbildung 8.14 in die WOK 's eingezeichneten Stellgrößenlevels. Durch die sequentielle Einstellung der Regler, beginnend bei Mode 1, werden die Pole der AF1 Regelung erneut verschoben und führen bei Mode 1 zu einer leicht abgeschwächten Aktor-amplitude im Vergleich zum modalen Auslegungspunkt. Um die eingestellte Dämpfung zu erreichen, ist mit $423 \frac{V}{N}$ (Mode 1) und $187 \frac{V}{N}$ (Mode 3) ein sehr hoher Regelungsaufwand für beide Moden notwendig.

Unter Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung der Aktoren von $500 V$ Amplitude kann damit bis zu einer Anregungskraft von $1,2 N$ (Mode 1) bzw. $2,7 N$ (Mode 3) eine

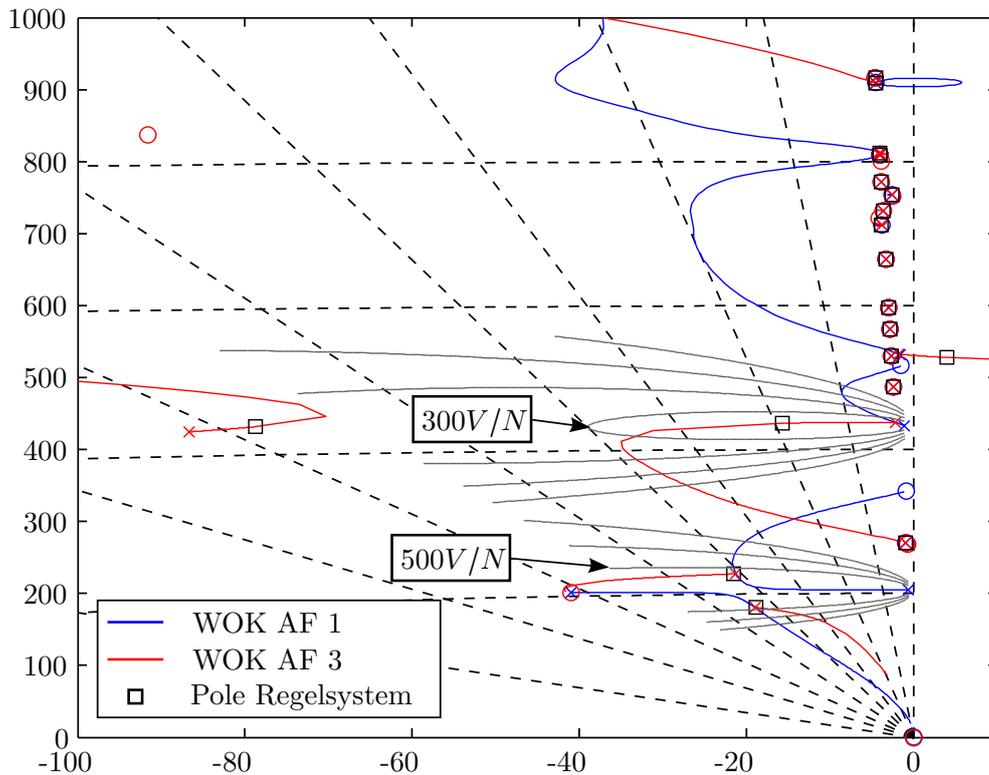


Abbildung 8.14.: *WOK's* mit Stellgrößenaufwand zur Dämpfung des Solarpaneels mit AF1 und AF3 Regelung. Das niedrigste Amplitudenlevel ist je Mode markiert, wobei nachfolgende Linien jeweils einen Abstand von $200 \frac{V}{N}$ haben.

lineare Aktuierung zur Dämpfung erfolgen. Bei höheren Anregungskräften kann die Stellgröße wegen der Sättigung des Leistungsverstärkers nicht weiter linear auf die Struktur aufgebracht werden.

Reglerperformanz bei sinusförmiger Anregung

Bei sinusförmiger Anregung (Spannungsmodus, $5 N$ Amplitude außerhalb der Resonanzen) können beide ausgewählte Moden gut durch den Regler gedämpft werden, was anhand der Amplitudengänge in Abbildung 8.15 zu sehen ist. Im Experiment beträgt die Absenkung $26 dB$ für Mode 1 und $17 dB$ für Mode 3. Unter Berücksichtigung der Unterschiede im Streckenmodell ist die Übereinstimmung zwischen simuliertem und gemessenem Regelverhalten mit einer Differenz von maximal $5 dB$ akzeptabel. Die Vergrößerung der modalen Dämpfungen ist mit $9,3 \%$ (Mode 1) und $2,3 \%$ (Mode 3) sehr hoch im Vergleich zur ungedämpften Struktur (Tabelle 8.4). Durch die Kopplung der Mode 3 zu einer benachbarten Mode ist die erzielte Dämpfung im Versuch etwas geringer als durch die Simulation berechnet. Wie erwartet wird Mode 5 durch die Aktor/Sensor Kombination bei der gewählten Reglerverstärkung instabil.

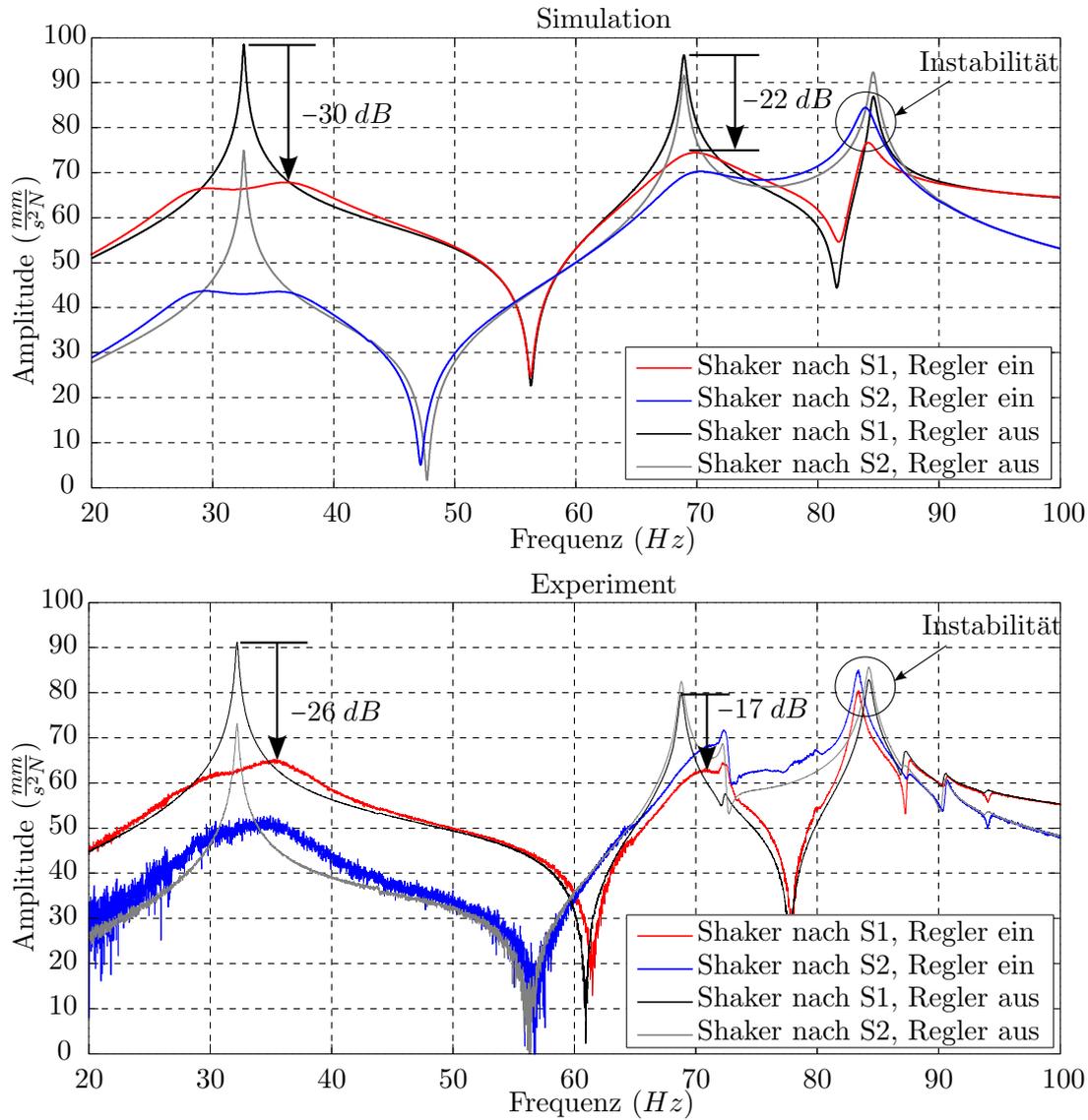


Abbildung 8.15.: Amplitudengang des unregelmäßig und AF geregelten Solarpanels

Tabelle 8.4.: Simulierte und gemessene Dämpfungen bei AF Regelung am Solarpaneel.

Mode	Regler aus (%)	Regler ein (%)		Vergrößerungsfaktor	
		Sim.	Exp.	Sim.	Exp.
1	0,31	9,43	9,34	30,4	30,1
3	0,26	3,61	2,28	13,9	8,8
5	0,30	-0,85	-0,65	-2,8	-2,2

Im Versuch wurde der in Abbildung 8.16 dargestellte Stellgrößenaufwand gemessen. In

der Grafik sind zudem die bei der Reglerparametrierung mit Hilfe der WOK ausgelesenen Aktoramplituden eingetragen. Daran ist zu erkennen, dass für die beiden geregelten Moden die berechnete Stellgröße in guter Näherung erreicht wurde. Durch die Kopplung und die Instabilität oberhalb von Mode 3 steigt die Aktorspannung jedoch stark an.

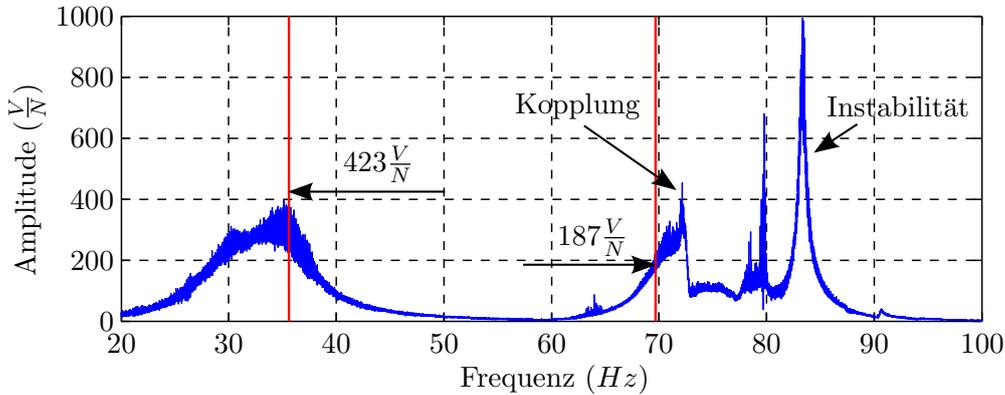


Abbildung 8.16.: Stellgrößenaufwand bei der AF Regelung am Solarpaneel.

8.3.3. LQG Regelung

Als Vergleich der Reglerperformanz wird die LQG Regelung für das Solarpaneel eingesetzt. Der Aufbau der LQG Regelung in Abbildung 8.17 ist ähnlich dem der AF Regelung, wobei alle Sensorsignale dem Kalman Filter zur Beobachtung zugeführt werden. Die Erstellung des Beobachters ist in Anhang A.5 beschrieben. Um weitere Moden zusätzlich zu dämpfen, wird das Aktorpaar A2 ebenfalls zur Regelung eingesetzt.

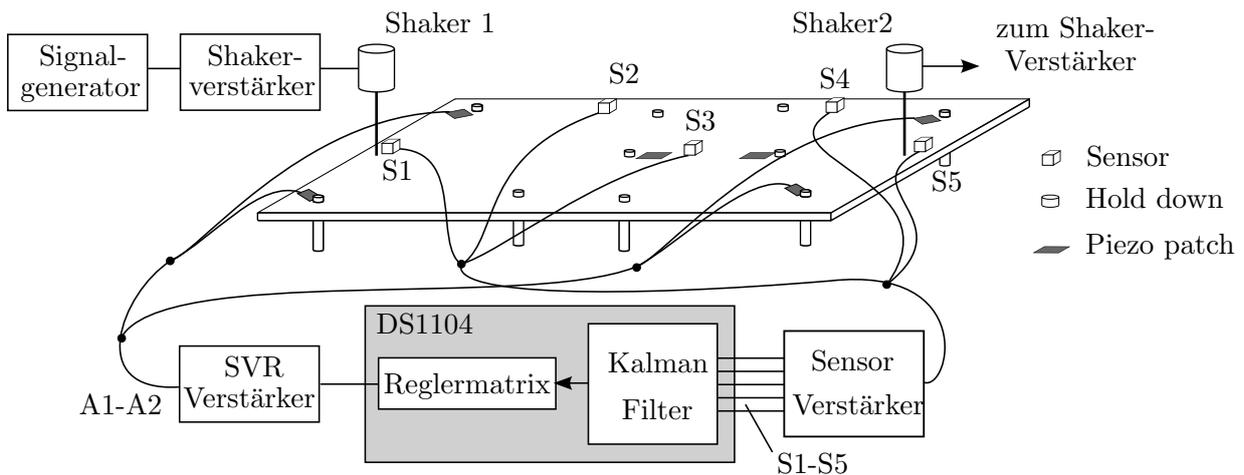


Abbildung 8.17.: Skizze und Aufbau der LQG Regelung am Solarpaneel.

Basierend auf der idealen Beobachtung der modalen Koordinaten wird die Reglermatrix mit Hilfe des LQ - Problems aus Abschnitt 3.5.2 berechnet. Dabei wurde eine zulässige Aktorspannungen von $\pm 500\text{ V}$ durch iterative Berechnung berücksichtigt.

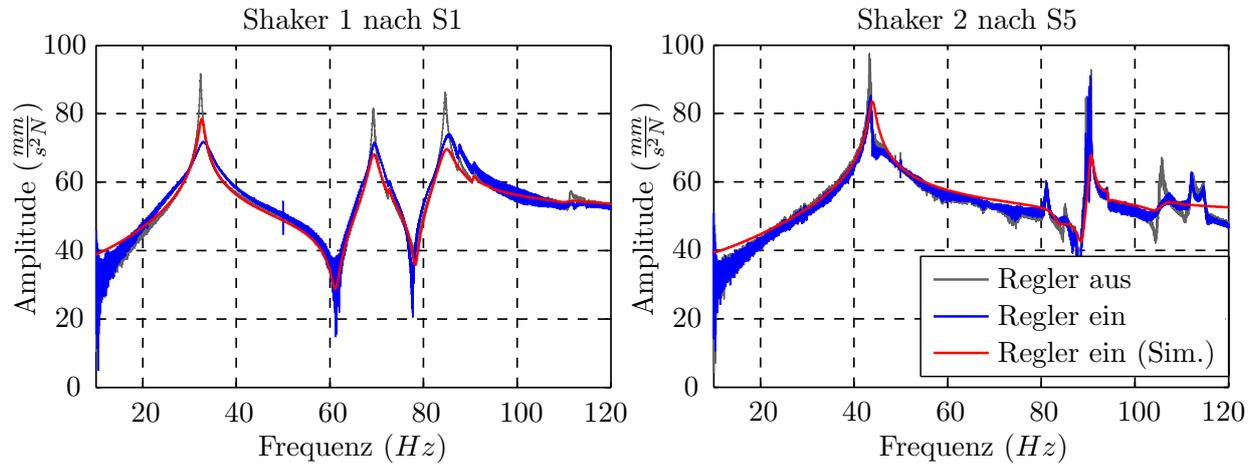


Abbildung 8.18.: Amplitudengang des unregulierten und LQG geregelten Solarpanels

Die Reglerperformanz wird an den Amplitudengängen aus Abbildung 8.18 von beiden Shakerpositionen zu den jeweils benachbarten Beschleunigungssensoren $S1$ bzw. $S5$ deutlich. Sowohl in Simulation als auch im Experiment kann die Dämpfung aller ausgewählten Moden erhöht werden ohne Instabilitäten hervorzurufen. Tendenziell zeigt sich in der Simulation das gleiche Dämpfungsverhalten wie im Experiment, jedoch wurde für Mode 1 und Mode 12 eine deutlich höhere zusätzliche Dämpfung gemessen (Tabelle 8.5).

Tabelle 8.5.: Simulierte und gemessene Dämpfungen bei LQG Regelung am Solarpaneel.

Mode	Modale Dämpfung, unregelt (%)		Modale Dämpfung, geregelt (%)	
	Simulation		Simulation	Experiment
1	0,31		1,30	3,67
2	0,35		1,00	0,73
3	0,26		0,97	0,68
5	0,30		1,18	1,11
10	0,54		1,74	2,11
12	0,34		1,00	2,25

Diese Unterbestimmung in der Simulation ist auf die Identifikation des Streckenmodells zurückzuführen. Im Vergleich zur AF Regelung ist deshalb die Dämpfungsperformanz für Mode 1 und 3 reduziert.

8.3.4. Vergleich mit passiven Maßnahmen

Als Referenz für das aktive Dämpfungssystem werden mit Partikeldämpfern und widerstandsbeschalteten Piezoaktoren zwei verschiedene passive Maßnahmen getestet, mit denen die Dämpfung erhöht werden kann.

Widerstandsbeschaltung

Bei Dehnung der Piezoaktoren entsteht durch den direkten piezoelektrischen Effekt eine Ladungsverschiebung an den Elektroden. Die dort gespeicherte Ladung kann über Widerstände zwischen den Elektroden abfließen und sorgt somit für einen Energieverlust im Widerstand. Neben den optimalen Widerständen

$$R_{i,opt} = \frac{\sqrt{1 - K_{ij}^2}}{\omega C_i}, \quad (8.1)$$

die mit Hilfe der Kapazität C und des modifizierten piezoelektrischen Kopplungsfaktors K_{ij} für eine Eigenfrequenz berechnet werden können, wurden ebenfalls der offene und kurzgeschlossene Fall getestet. Beide Male kann eine Eigenfrequenzverschiebung der Moden 1, 3 und 5 festgestellt werden. Mit dem optimalen Widerstand ist ein zusätzlicher Dämpfungseffekt nur bei Mode 1 sichtbar. Wie der Tabelle 8.6 entnommen werden kann, ist mit maximal 0,08 % keine signifikante Dämpfungserhöhung möglich.

Tabelle 8.6.: Zusätzliche Dämpfung des Solarpaneels durch Widerstandsbeschaltung der Piezoaktoren.

Mode	Optimaler Widerstand ($k\Omega$)	Zusätzliche Dämpfung(%)	
		berechnet	gemessen
1	45	0,06	0,08
3	21	0,01	0,01
5	17	0,01	0,01

Partikeldämpfer

Der hier verwendete Partikeldämpfer besteht aus einer 138 g schweren Aluminiumdose (Abbildung 8.19) und wird mit verschiedenen Materialien befüllt, wie beispielsweise Korund oder Glaskugeln. Mit 60 % und 80 % Füllgrad werden zwei verschiedene Fülllevel getestet um den Einfluss auf die Dämpfung zu ermitteln. Durch die Füllung kommen zusätzlich zur Dämpfermasse bis zu 86 g Masse hinzu (Hartguss).

Zum Test der zusätzlichen Dämpfung wurde der Partikeldämpfer im Bereich hoher modaler Verschiebung der ausgewählten Moden in der Nähe des Sensors $S1$ angebracht. Anhand von Tabelle 8.7 wird sichtbar, dass mit maximal 1,42 % zusätzlicher Dämpfung von Mode 1 eine signifikante Dämpfungserhöhung der Struktur möglich ist. Sie steigt mit



Abbildung 8.19.: Aluminiumdose als Partikeldämpfer. Der Dämpfer kann an verschiedenen Stellen des Panels angebracht werden.

Tabelle 8.7.: Zusätzliche Dämpfung des Solarpaneels mit einem Partikeldämpfer.

Partikel	Durchmesser (μm)	Schüttdichte ($\frac{kg}{m^3}$)	Zusätzliche Dämpfung mit 60% / 80% Füllgrad (%)		
			Mode 1	Mode 3	Mode 5
Keramik	125 - 250	2610	0,43/0,43	0,76/1,30	0,19/0,24
Korund	1000 - 1410	2100	0,38/0,87	0,30/0,77	0,08/0,24
Glasbruch	800 - 1600	1342	0,14/0,29	0,07/0,14	0,04/0,07
Glaskugeln	400 - 800	1534	0,35/0,53	0,22/0,59	0,12/0,15
Silizium-Carbid	300 - 425	1566	0,37/0,52	0,25/0,56	0,12/0,16
Hartguss	900 - 1250	3908	0,69/1,42	0,46/0,91	0,16/0,22

zunehmender Masse und Füllgrad der Partikel an. Dabei ist die Dämpfung bei Partikeln kleineren Durchmessers mit steigender Frequenz besser als bei großen Partikeln.

Zusammenfassung

Im Vergleich zur aktiven Dämpfung ist die zusätzliche Dämpfung mit passiven Maßnahmen deutlich geringer. Nur durch Partikel hoher Dichte kann eine Dämpfung im gleichen Größenordnungsbereich wie mit aktiven Regelsystemen erreicht werden.

8.4. Implementierung am Engineering Solarpaneel

Die aktive Schwingungsdämpfung des Solarpaneels konnte zuvor am Demonstrator gezeigt werden. In diesem Abschnitt wird die Technologie auf ein Engineering Paneel der Firma *Astrium GmbH* übertragen und unter realistischen Lasten getestet.

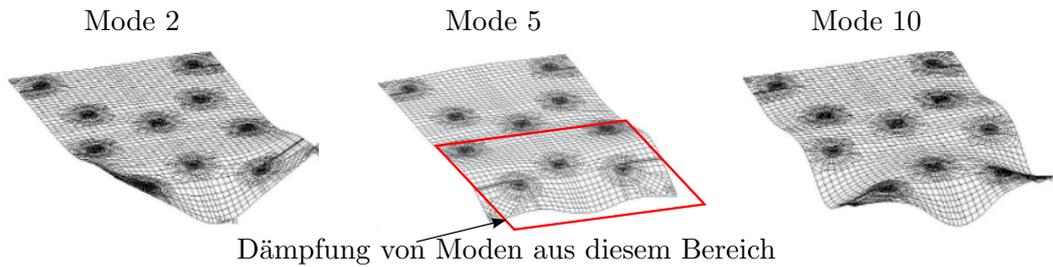


Abbildung 8.20.: Fokussierte Moden für die aktive Dämpfung.

Für die Steuerung des Paneels kommen *PIC151* Piezoaktoren mit einer Dicke von 1mm zum Einsatz. Wegen der ungleichmäßigen Steifigkeitsverteilung der Deckschichten solcher Paneele befinden sich die Aktoren nicht unmittelbar an den Lagerstellen, sondern werden am Rand zusätzlicher Versteifungslagen aufgebracht (Abbildung 8.21). Ein weiterer Aktor befindet sich am Paneelrand zwischen den ausgewählten Lagerpunkten um eine höhere Mode zu dämpfen. Die Funktionsfähigkeit dieser Aktoren auf solchen Paneelen wurde bereits in Abschnitt 5.5 an einem Testpaneel aufgezeigt. Zur Erhöhung der Steuerbarkeit sind alle der drei Aktoren jeweils aus einzelnen Flächenaktoren aufgebaut, weil die Verfügbarkeit großflächiger Piezoflächenaktoren eingeschränkt ist.

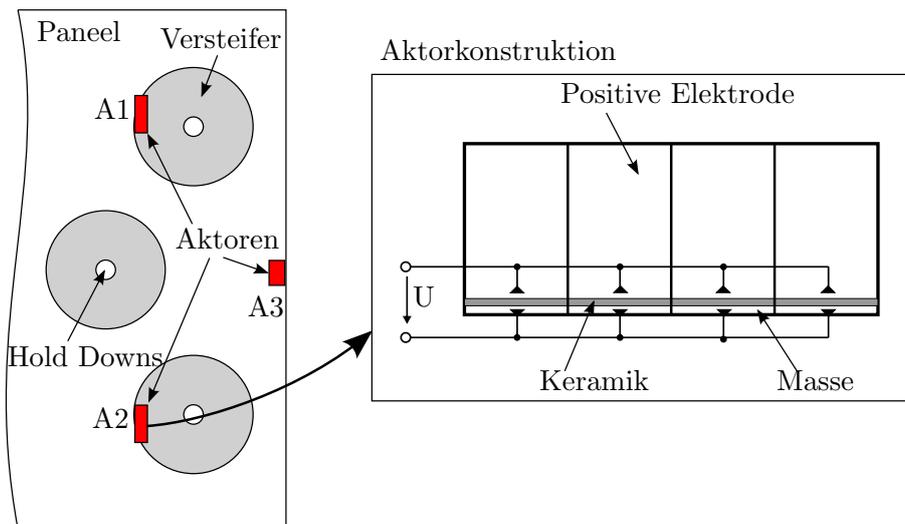


Abbildung 8.21.: Skizze der Aktoranordnung am realen Solarpaneel. Die Aktoren A1 und A2 sind zu einem Aktor elektrisch verschaltet.

Das vollständige *Nastran* Modell des Testaufbaus wurde um die Aktoren erweitert, woraus mit Ritzvektoren ein dynamisches Simulationsmodell der Struktur berechnet wurde (siehe Abschnitt 6.1). Zur LQG Regelung wird ein modellbasierter und ein identifizierter Beobachter mit 18 Sensoreingängen und 46 Zuständen eingesetzt. Die Verstärkungsfak-

toren der Reglermatrix sind durch eine Optimierungsaufgabe eingestellt und wurden für Störkräfte von $2.5N$ und $5.0N$ unter Berücksichtigung der Aktorspannungen berechnet. Neben den ursprünglichen Zielmoden 2 und 10 wurde ebenfalls Mode 5 für die zusätzliche Dämpfung ausgewählt, weil diese eine große Schwingungsamplitude auf einer Seite des Paneels aufweist.

Reglerperformanz bei sinusförmiger Anregungskraft

Die prinzipielle Funktionsweise der Dämpfung konnte durch Versuche der aktiven Schwingungsdämpfung im Modaltest nachgewiesen werden. Neben den Amplitudenreduktionen von Mode 2 und 5 kann für die Mode 10 keine signifikante Reduktion erreicht werden (Abbildung 8.22). Durch die Regelung wird dabei stets die Eigenfrequenz erhöht. Weil auch die Identifikation keine Modellverbesserung diesbezüglich einbringt, besitzt das Aktorsystem eine geringe Steuerbarkeit für diese Mode. Die Ursache wird in einer Abweichung der Dehnungsniveaus zwischen Modell und Experiment gesehen, wobei an der Aktorposition Mode 10 andere Dehnungslevel aufweist als im Simulationsmodell.

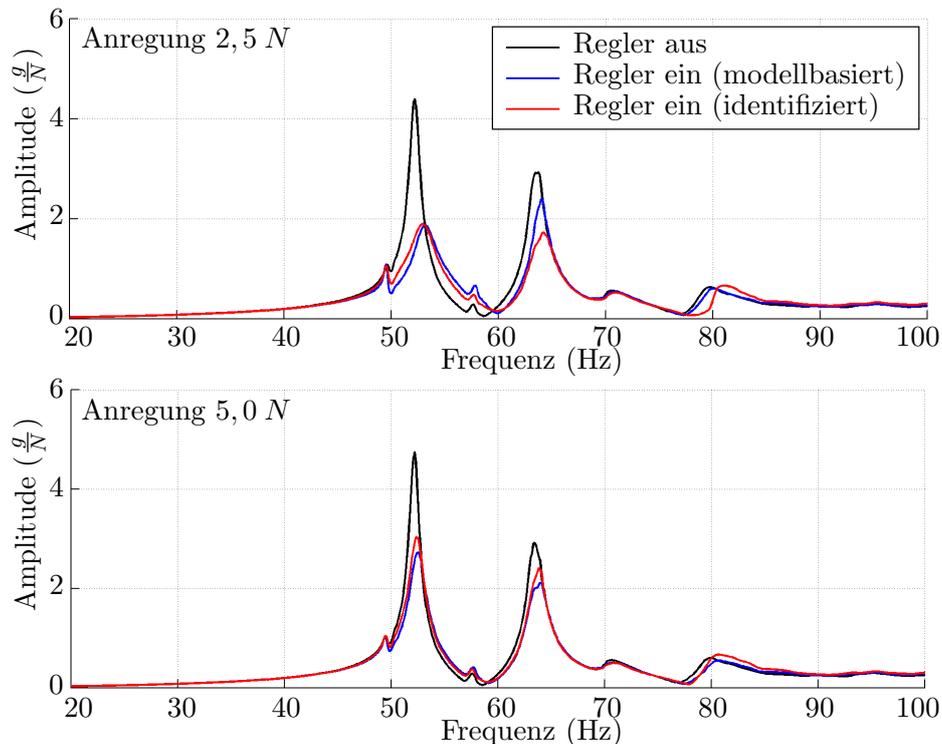


Abbildung 8.22.: Erzielbare Amplitudenreduktion des Engineering Solarpaneels bei Auslegung der aktiven Dämpfung für verschiedene Lastniveaus.

Hingegen ist das geregelte Dämpfungsverhalten der niederen Moden 2 und 5 entsprechend der Vorhersage durch die Simulation, wobei eine reduzierte Aktorspannung von $\pm 350 V$ im Versuch eingesetzt wurde. Mit maximal $1,4 \%$ zusätzlicher Dämpfung kann bei diesen Lastniveaus eine moderate Dämpfungserhöhung erzielt werden.

Reglerperformanz bei akustischer Anregung

Die Performanz der aktiven Schwingungsdämpfung bei hohen akustischen Lasten (134dB Over-All-Sound-Pressure-Level, *OASPL*) ist in Abbildung 8.23 dargestellt, wobei die gemessenen Schwingungsamplituden zur Darstellung der Signalleistung als Power Spectral Density (*PSD*) angegeben sind.

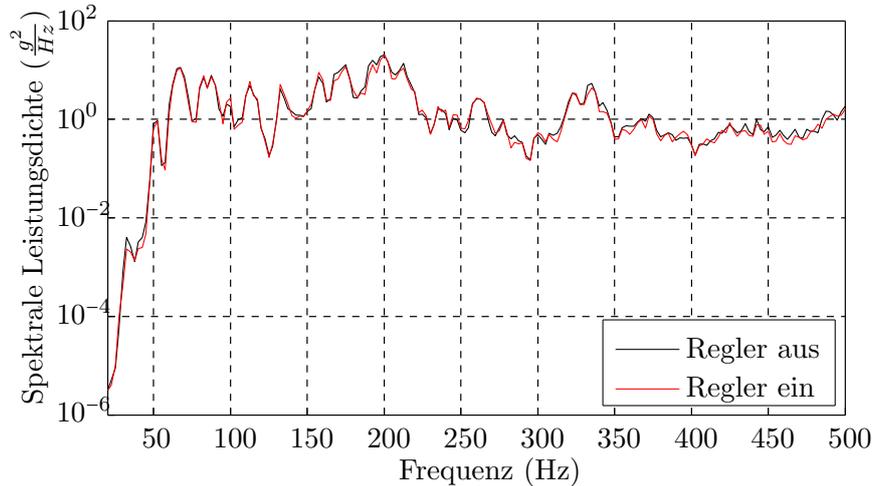


Abbildung 8.23.: Aktive Dämpfung im Akustiktest anhand der Spektralen Leistungsdichte eines Referenzsensors

Daran ist zu sehen, dass durch die Regelung keine Reduktion der Schwingungen verursacht werden kann. Der Grund hierfür ist die reduzierte Aktorspannung von $\pm 350\text{ V}$ als auch die sehr hohen mechanischen Kräfte, die auf die Struktur wirken. Somit gerät der Regler nach Aktivierung sofort in die Sättigung des Stellsignals (Abbildung 8.24).

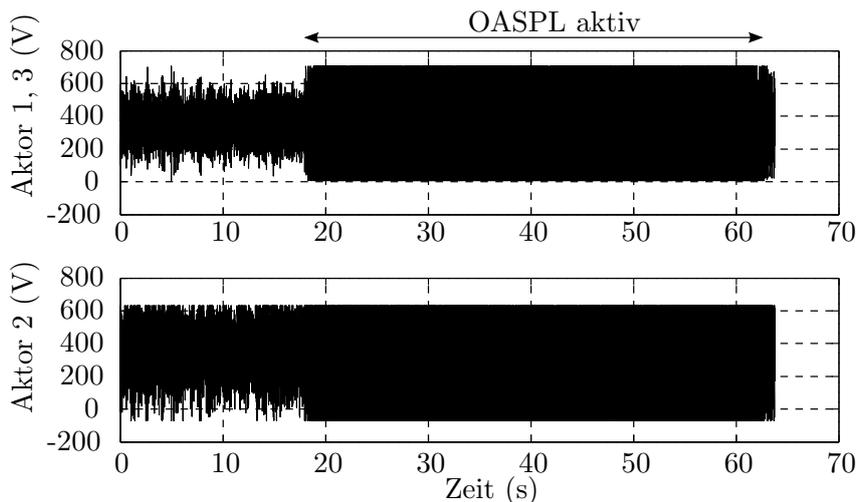


Abbildung 8.24.: Durch den Regler angeforderte Aktorspannungen im Akustiktest

8.5. Zusammenfassung

In diesem Beispiel wurde mit der aktiven Schwingungsdämpfung eines Solarpaneels eine typische Anwendung der aktiven Dämpfung für hochbelastete Leichtbaustrukturen vorgestellt. Wegen der festen Lagerung solcher Paneele an den Wänden der Satelliten konnte gezeigt werden, dass die Platzierung der Aktoren nahe der Einspannung sinnvoll ist.

Mit Hilfe einer AF und LQG Regelung wurden zwei verschiedene Regelkonzepte umgesetzt und an einem Labordemonstrator getestet. Die Performanz beider Regelungen stimmt im Versuch gut mit dem simulierten Verhalten überein und zeigt bis zu 9,5 % modaler Dämpfung. Im Schnitt ist die erzielbare Dämpfung durch die modale Kopplung wie auch durch die Stellgrößenbeschränkung der Aktoren deutlich geringer. Ein Vergleich zu passiven Maßnahmen zeigt jedoch, dass auch durch diese Mittel die Dämpfung des Solarpaneels wegen der hohen effizienten Masse kaum vergrößert werden kann.

Das LQG Reglerkonzept wurde abschließend auf ein großes Engineering Solarpaneel übertragen und im Modal- und Akustiktest repräsentativen Lasten ausgesetzt. Während die grundsätzliche Funktionsweise der aktiven Schwingungsdämpfung an solchen Paneelen nachgewiesen werden konnte, ist die Performanz der Amplitudenreduktion unter hohen akustischen Lasten nicht gegeben.

9. Aktive Dämpfung von Mikroschwingungen eines optischen Instruments

In diesem Beispiel wird die aktive Schwingungsdämpfung zur Reduktion von Mikroschwingungen eines optischen Instrumentes eingesetzt. Die Leistungsfähigkeit dieser Messinstrumente hängt maßgeblich von der optischen Stabilität des Gesamtaufbaus ab. Als Aufbauten von Satelliten sind sie externen und internen Störquellen ausgesetzt, die auf die Gesamtstruktur einwirken. Typische Störquellen sind beispielsweise [39, 115]:

Externe Störquellen:

Partikelkollision (Staub, Schutt), Schwankungen im Erdgravitations-/Erdmagnetfeld, Sonnenstrahlung, Tag/Nacht-Wechsel,

Interne Störquellen:

Lageregelung (Schwungräder), Energieversorgung, Klimasystem (Pumpen), Struktur.

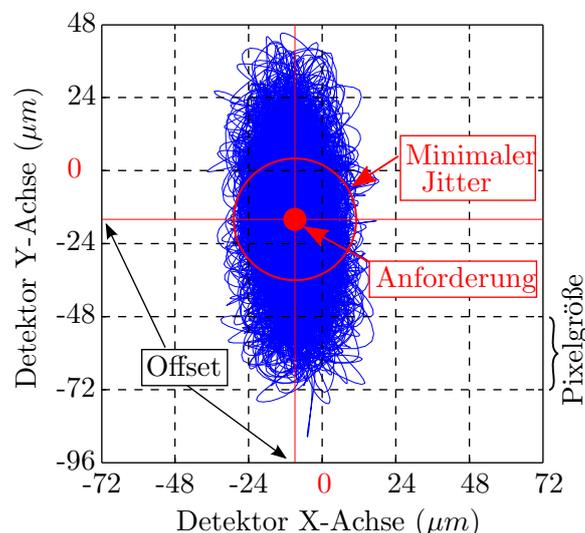


Abbildung 9.1.: Jitter am Detektor eines optischen Instrumentes [39]

Die dadurch verursachten Strukturschwingungen geringer Amplitude bewirken einen diffusen Sensorfleck (Jitter) am Detektor (Abbildung 9.1) des optischen Instrumentes [2],

9. Aktive Dämpfung von Mikroschwingungen eines optischen Instruments

was sich als Bildrauschen bemerkbar macht. Nach [92] sind Mikroschwingungen wie folgt definiert:

- Frequenzen zwischen 0 – 500 Hz - Kraftamplituden im mN Bereich,
- Frequenzen bis 200 Hz - Kraftamplituden wenige mN .

Um den Einfluss der Mikroschwingungen auf die Messung zu reduzieren, werden konstruktive als auch operative Maßnahmen angewendet. Konstruktiv können die dynamischen Eigenschaften (Eigenform, -frequenz) so angepasst werden, dass durch die Störer keine optisch relevante Mode angeregt wird. Aus operativer Sicht werden die internen Störquellen (Pumpen, Inertialräder, etc.) während einer Messung entweder nicht eingesetzt oder ihr Betriebsverhalten (Anlauf, Frequenz) modifiziert.

Die aktive Schwingungsdämpfung stellt einen alternativen Ansatz zur Reduktion der Mikroschwingungen dar und kann überall dort eingesetzt werden, wo die vorherigen Maßnahmen nicht oder nur mit großem Aufwand realisierbar sind. Weiterhin besitzt sie das Potential, die optische Performanz des Gesamtsystems über die der passiven Maßnahmen hinaus zu verbessern. Um hierfür den Nutzen einfacher Regelverfahren zu prüfen, wurde der Instrumentenaufbau in Abbildung 9.2 entwickelt.

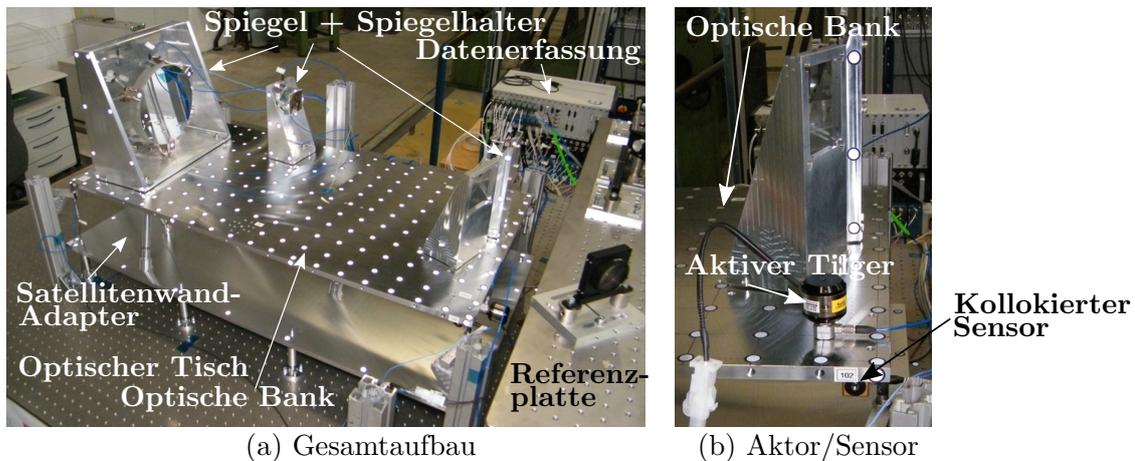


Abbildung 9.2.: Testaufbau als Demonstrator eines optischen Instrumentes: (a) Gesamtaufbau, (b) Aktor-/Sensorkonfiguration

Er besteht aus einer optischen Bank ($L \times B = 1,0 \times 0,5 m$) und einem Satellitenwand-Adapter, der die nachgiebige Kopplung zum Satellitenbus simuliert. Beide sind aus Aluminium gefertigt und besitzen eine Plattenstärke von 12 mm . Auf der optischen Bank sind drei Glasspiegel mit speziellen Spiegelhaltern aus Aluminium befestigt. Bipods und Universal Joints werden zur Lagerung der optischen Bank bzw. des Satellitenwand-Adapters eingesetzt. Durch eine Laserquelle auf der Referenzplatte wird ein Laserstrahl

erzeugt, in den optischen Pfad des Testaufbaus eingeleitet und mit einem positionsempfindlichen Sensor (Position Sensitive Device, *PSD*) am Ende des Pfades gebündelt gemessen. Strukturschwingungen bewirken eine Verschiebung und Rotation der Spiegel, weshalb die Line-of-Sight (*LOS*) des Aufbaus beeinflusst wird und dies am Detektor sichtbar ist.

9.1. Simulationsmodell und experimentelle Verifikation

Ein Nastran Modell des Aufbaus (Abbildung 9.3) dient der Auslegung der Regelung sowie der Verifikation des strukturgekoppelten Aktormodells. Der flexible Aufbau ist dabei an den Fußpunkten als fest eingespannt modelliert, so dass der optische Tisch als auch die Referenzplatte im Modell vernachlässigt sind. Alle ebenen Strukturen der optischen Bank, des Satellitenwand-Adapters sowie der Spiegelhalter und die Spiegel selbst sind mit *QUAD4* Schalenelementen aufgebaut. Die Verbindungen zwischen einzelnen Komponenten sind mit *CBEAM* Balkenelementen sowie *RBE2* Koppelementen realisiert. Der Aktor und die Sensoren sind nicht im *FE* Modell enthalten und werden nachträglich im MATLAB Modell angekoppelt.

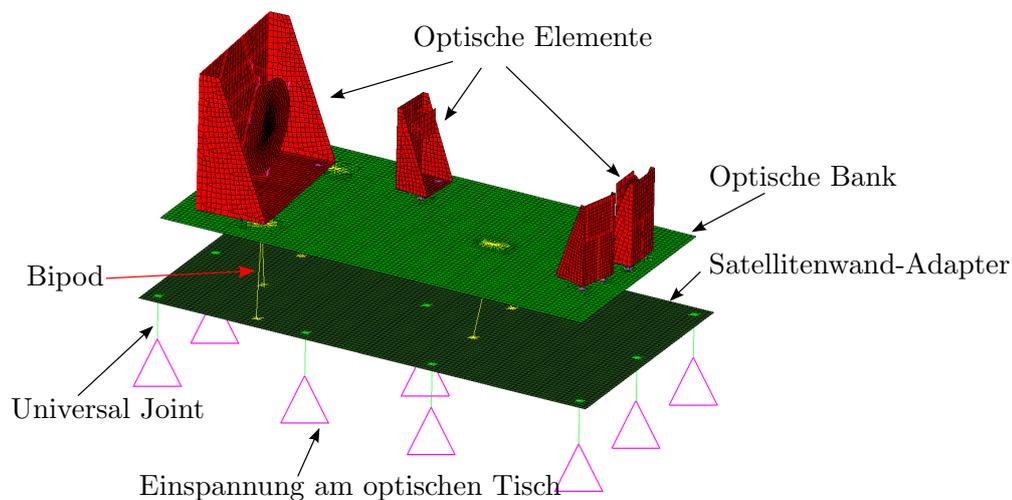


Abbildung 9.3.: Modell des optisch-mechanischen Testaufbaus

Strukturdynamische Eigenschaften

Mit Hilfe eines 3D Laser Scanning Vibrometers *Polytec PSV-400* wurde eine experimentelle Modalanalyse bei niedrigen Anregungskräften (50 mN) durchgeführt. Die Dabei ermittelten Eigenfrequenzen und Dämpfungen sind in Tabelle 9.1 enthalten und zeigen, dass alle Moden im tiefen Frequenzbereich wegen der geringen Anzahl an Verbindungsstellen sowie des niedrigen Schwingungsniveaus schwach gedämpft sind. Globale

Schwingungseigenformen unterhalb von 100 Hz besitzen im Vergleich zu Schwingungen der Spiegelhalter eine um den Faktor 2 bis 10 geringere Dämpfung. Die Ursache wird in der geringeren Anzahl an belasteten Verbindungsstellen zwischen den Bauteilen gesehen. Die berechneten Eigenfrequenzen passen mit einer maximalen Abweichung von 6 % bereits ohne Modellanpassung sehr gut zum Experiment.

Tabelle 9.1.: Eigenfrequenzen und Dämpfungen des opto-mechanischen Aufbaus.
(Optisch relevante Moden sind grau hinterlegt)

Mode	Form	Eigenfrequenz (Hz)			Modale Dämpfung (%)	MAC
		Exp.	Sim.	Diff. (%)		
1	Biegung Bipod	28,4	27,6	-2,8	0,10	0,94
2	Biegung OB	36,3	37,6	3,6	0,04	0,94
3	Torsion OB	45,4	48,2	6,2	0,05	0,96
4	Biegung OB	51,9	52,2	0,6	0,05	0,88
5	Biegung Bipod	60,1	59,9	-0,4	0,05	0,89
6	Biegung Bipod	66,6	67,3	1,1	0,08	0,90
7	Biegung Halter	87,8	85,1	-3,1	0,45	0,97
8	Biegung Halter	104,1	103,5	-0,6	0,09	0,92

Die für die optische Performanz relevanten Moden sind in Abbildung 9.4 dargestellt, wobei außer Mode 7 Verformungen der optischen Bank sind.

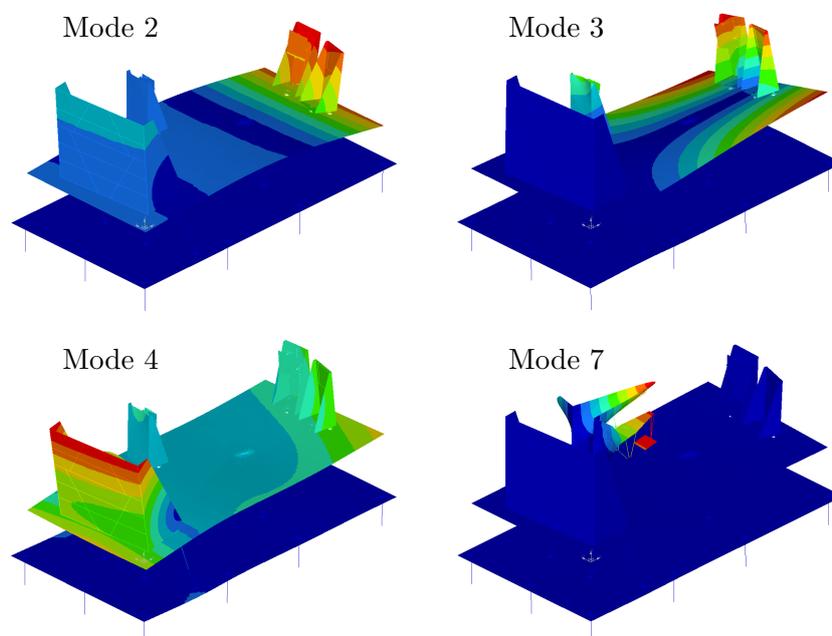


Abbildung 9.4.: Optisch relevante Moden des Testaufbaus unterhalb von 100 Hz .

Erweiterung des Simulationsmodells um einen Inertialaktor

Ein Inertialaktor vom Typ *CSA SA-1* steht sowohl für die Anregung als auch zur Dämpfung der Struktur zur Verfügung. Das grundlegende Aktorverhalten wurde bereits in Abschnitt 3.3.2 für Strom- und Spannungssteuerung vorgestellt. Durch die Positionierung des Aktors auf der optischen Bank (siehe Abbildung 9.2) kommt es wegen der Fußpunktverschiebung $[\phi]^T \vec{P}_a$ zur modalen Kopplung von Aktor- und Struktureigenformen. Das in *MATLAB* um den Tilger erweiterte Simulationsmodell ist schematisch in Abbildung 9.5 dargestellt. Da zur mathematischen Beschreibung von Tilgermasse m_T und -strom

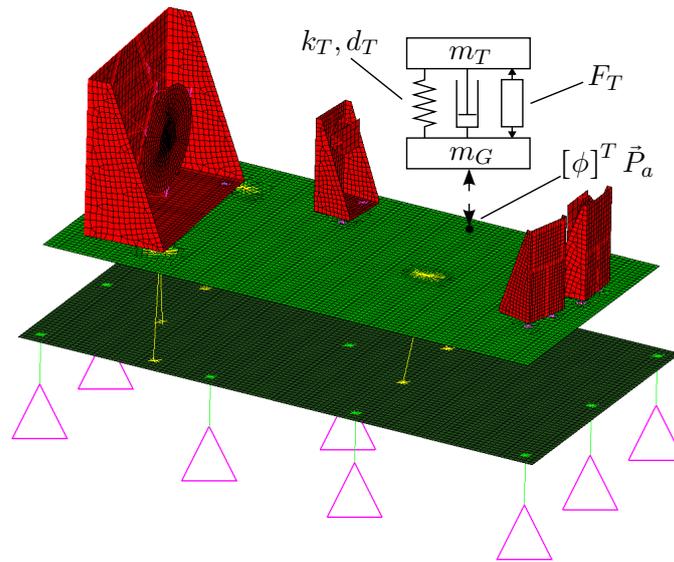


Abbildung 9.5.: Modell des optischen Testaufbaus mit aktivem Tilger

i_T zusätzliche Bewegungsdifferentialgleichungen in das Modell mit eingehen (siehe Gleichungen 3.23 und 3.24), liegt nach der Modifikation ein Zustandsraummodell mit drei zusätzlichen Bewegungskoodinaten vor. Die Herleitung für das vollständig gekoppelte elektro-mechanische Modell ist im Anhang A.6 aufgezeigt. Durch die zusätzliche Tilgermasse werden die Eigenfrequenzen etwa um $-0,5 \text{ Hz}$ verschoben.

Verifikation des Simulationsmodells

Für eine quasi kollokierte Aktor-/Sensoranordnung wurden im Versuch mit dem Aktor sinusförmige Anregungskräfte zwischen 20 Hz und 200 Hz auf die Struktur aufgebracht, wobei der Aktor im Spannungsmodus betrieben wurde. Ein Vergleich zwischen simuliertem und gemessenem Übertragungsfunktionen ist im Bodediagramm in Abbildung 9.6 für zwei verschiedene Kraftamplituden $F_a = 50 \text{ mN}$ und $F_a = 500 \text{ mN}$ dargestellt. Daraus ist zu erkennen, dass das Simulationsmodell den gemessenen Verlauf der Funktionen sehr gut nachbildet. Durch Verschiebung der Eigenfrequenzen im Modell auf die gemessenen Werte wird das Übertragungsverhalten nahezu identisch zum Experiment abgebildet.

Da nur das Signal-zu-Rausch Verhältnis beider Messungen unterschiedlich ist, kann das Strukturverhalten als linear betrachtet werden.

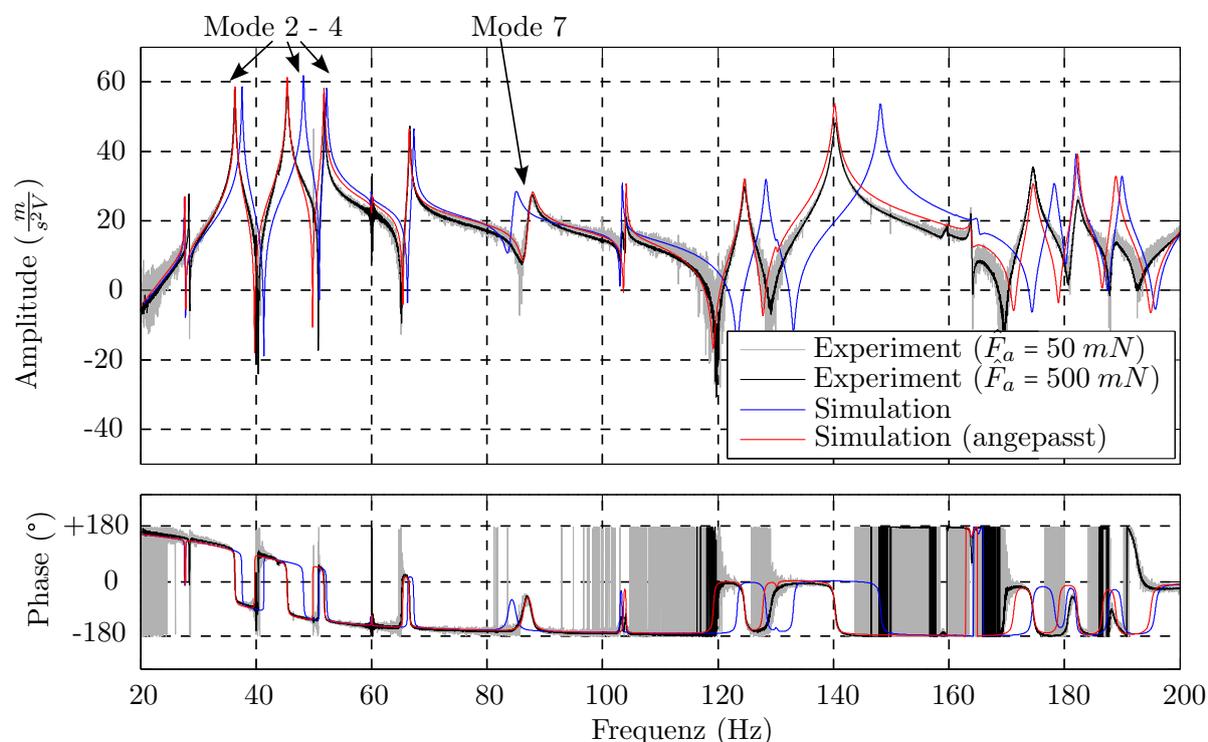


Abbildung 9.6.: Bodediagramm des optisch-mechanischen Testaufbaus aus Experiment und Simulation. Durch Anpassung der Eigenfrequenzen im Simulationsmodell wird die Korrelation zum Experiment deutlich erhöht.

9.2. Zusätzliche Dämpfungsmaßnahmen

9.2.1. Aktoranordnung

Die Identifikation einer geeigneten Aktorposition zur Steuerung der optisch relevanten Moden erfolgt mit Hilfe des Performance-Index (Abschnitt 6.2). Dabei sind ausschließlich Positionen auf der optischen Bank zulässig um die optischen Elemente (Spiegel und Spiegelhalter) nicht durch zusätzliche Lasten (Gravitations- bzw. Startlasten) zu beeinflussen. In Abbildung 9.7 ist der Performance-Index für die ausgewählten Moden über der Fläche der optischen Bank aufgetragen [139]. Eine Platzierung des Aktors in den Ecken der optischen Bank ist wegen der Biege- und Torsionseigenformen generell gut

geeignet um diese Moden zu steuern. Die Steuerbarkeit der Mode 7 ist wegen der geringen Verformung der optischen Bank um den Faktor $5 \dots 6 \times 10^3$ kleiner und an einer der Ecken der optischen Bank möglich (bei $x = 1,0 \text{ m}$ und $y = 0,0 \text{ m}$). In diesem Bereich wird der Aktor mit ausreichend Abstand von 50 mm zu den Plattenkanten platziert.

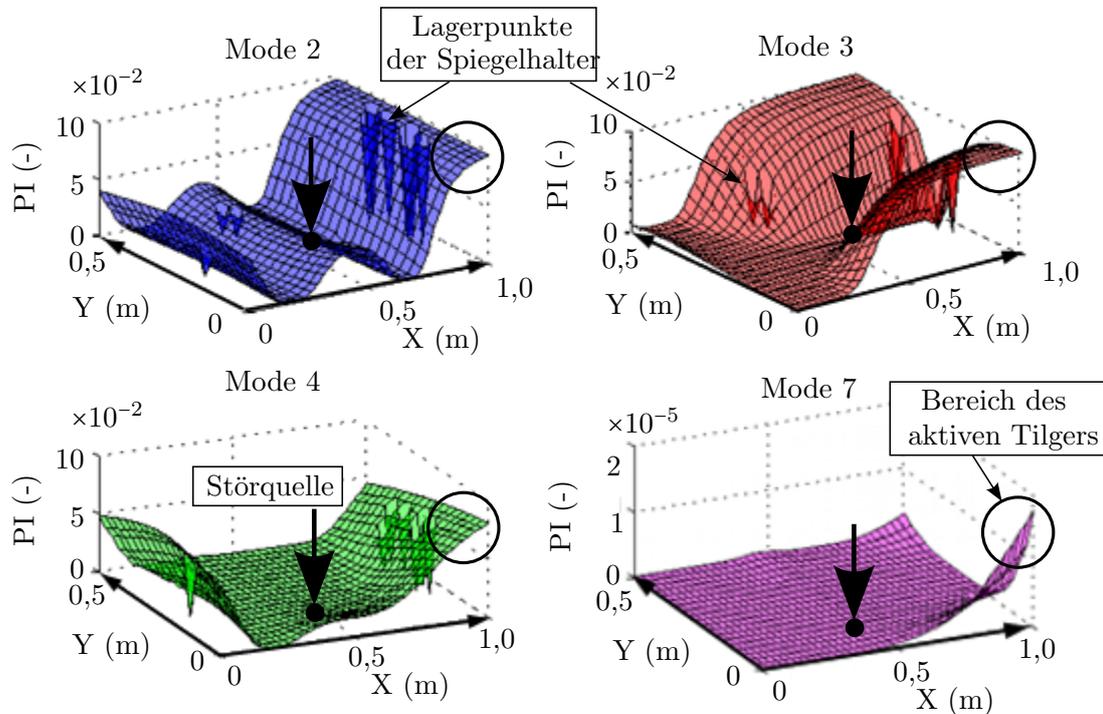


Abbildung 9.7.: Performance-Index zur Steuerung der optisch relevanten Moden [139].
Der Aktor wird im markierten Bereich (*Kreis*) platziert um alle Moden gut zu steuern.

Die Position der Störquelle befindet sich in der Mitte auf der Längsachse der optischen Bank zwischen den großen und kleinen Spiegelhaltern. An dieser Stelle ist eine Steuerung der relevanten Moden möglich, zudem ist wegen dem Abstand zu den Spiegelhaltern ein ausreichend großer Bauraum zur Verfügung um realistische Störquellen anzubringen.

9.2.2. Passive Tilgung

Für den Test der passiven Tilgung wird der Inertialaktor ohne externe Ansteuerung eingesetzt. Neben dem Tilgungseffekt durch das Masse-Feder-Dämpfer System entsteht eine zusätzliche Dämpfung durch die elektro-mechanische Kopplung im Aktor. Je nach Beschaltung der Spule kann wegen der induzierten Spannung ein Strom fließen und damit Schwingungsenergie abgebaut werden. An dieser Stelle wird mit Kurzschließen der Spule

ein Stromfluss ermöglicht. Die Reduktion der Resonanzamplituden ist in Abbildung 9.8 sichtbar.

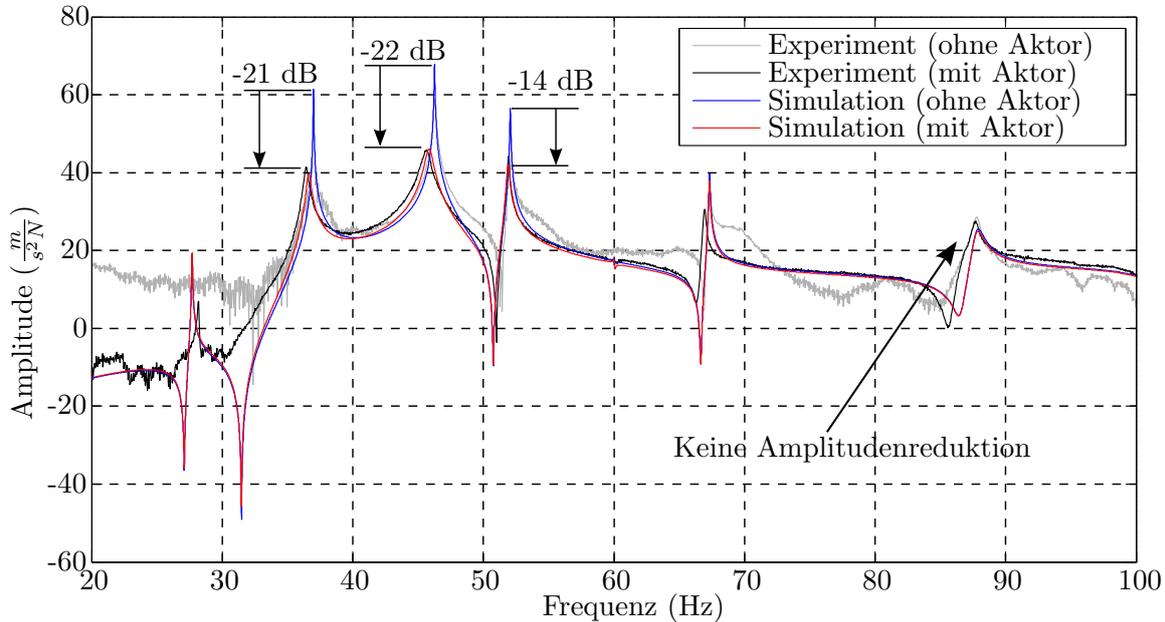


Abbildung 9.8.: Amplitudenreduktion des optischen Instrumentes durch passive Tilgung. Im Simulationsmodell wird die dadurch eingebrachte Dämpfung sehr gut nachgebildet.

Durch den Tilger wird die Dämpfung der fokussierten Moden nahe der Tilgereigenfrequenz um den Faktor 3 bis 16 erhöht (Tabelle 9.2). Für Mode 7 kann praktisch keine höhere Dämpfung festgestellt werden. Die durch das Modell berechneten Dämpfungen mit passiver Tilgung entsprechen unterhalb und weit oberhalb der Tilgereigenfrequenz den gemessenen Werten aus dem Versuch.

Tabelle 9.2.: Passive Tilgung des optisch-mechanischen Aufbaus durch den *CSA SA-1* Aktor. In den beiden letzten Spalten ist die Änderung der Tilgerperformanz bei Verschiebung der Tilgereigenfrequenz zu erkennen.

Mode	Ohne Tilger Exp.	Mit Tilger				
		CSA Spec.			$\Omega_T = \omega_2$	$\Omega_T = \omega_3$
		Exp.	Sim.	Diff. (%)	Sim.	Sim.
2	0,04	0,45	0,45	0,0	0,67	0,22
3	0,05	0,80	0,63	-21,3	0,68	0,42
4	0,05	0,16	0,22	37,5	0,22	0,19
7	0,45	0,46	0,46	0,0	0,46	0,46

Für Mode 3 wird die Dämpfung unterbestimmt (-21%) und Mode 4 überbestimmt ($+38\%$). Dies deutet auf einen Unterschied in der elektromechanischen Kopplung im Bereich der Eigenfrequenz hin. Trotz dieser Differenzen zwischen Modell und Experiment passen wegen der teils geringen absoluten Dämpfungswerte die Ergebnisse der passiven Tilgung gut überein, was ebenfalls anhand der Übertragungsfunktion eines ausgewählten Aktor-/Sensorpaares in Abbildung 9.8 sichtbar ist. Wegen der geringen passiven Dämpfung der Struktur ist bereits mit modalen Dämpfungen $\zeta < 1\%$ eine Amplitudenreduktion von bis zu 22 dB vorhanden.

Die Tilgereigenfrequenz liegt mit $f_T = 39,6\text{ Hz}$ genau zwischen der Eigenfrequenz von Mode 2 ($36,3\text{ Hz}$) und Mode 3 ($45,4\text{ Hz}$). Der Tilger ist somit nicht optimal auf eine der Moden abgestimmt und liefert nicht die bestmögliche Amplitudenreduktion bei passiver Tilgung. Im Modell wurde deshalb zur Abschätzung des Dämpfungsverlustes die Tilgermasse so angepasst, dass die Tilgereigenfrequenz jeweils auf Mode 2 oder Mode 3 eingestellt ist. Wie in Tabelle 9.2 anhand der letzten beiden Spalten zu erkennen ist, steigt dabei die Dämpfung bei Reduktion der Tilgereigenfrequenz um bis zu 49% an (Mode 2). Im Umgekehrten Fall, der Anpassung auf Mode 3, fällt die zusätzliche Dämpfung für die beiden niederen Moden wegen der zu geringen Tilgermasse stark ab.

9.2.3. Aktive Schwingungsdämpfung durch AF Regelung

Zur aktiven Schwingungsdämpfung der optisch relevanten Moden wird eine multimodale *AF* Regelung verwendet, bei der jede Reglerschleife um zwei zusätzliche Filter zur

- Kompensation des Phasenganges des Aktors (Abschnitt 7.1.3),
- Vergrößerung des Roll-Offs oberhalb der geregelten Eigenfrequenzen (Abschnitt 7.1.2),

erweitert ist. Wegen der hohen modalen Verschiebung der optischen Bank (Mode 2 bis 4) und des Spiegelhalters bei Mode 7 werden zwei verschiedene Sensoren für die Beschleunigungsmessung eingesetzt. Ein Sensor befindet sich nahe des Aktors in kollokierter Anordnung, während zur Messung der Beschleunigung am Spiegel ein weiterer Sensor an der Spiegelrückwand angebracht ist. Die Störkraft wird durch einen *PCB* Impulshammer mit weicher Spitze an der Störstelle eingebracht.

Phasenkompensation der Aktoreigendynamik

Anhand von Abbildung 9.9 kann die Wirkungsweise des Kompensationsfilters deutlich gemacht werden. Bei aktiver Dämpfung der Mode 3 (45 Hz) wird die Mode 2 ohne das Filter destabilisiert, wodurch die Resonanzamplitude bei 36 Hz mit $+6,5\text{ dB}$ um die Hälfte ansteigt.

Nach der Kompensation des Phasenganges des Aktors ist die Phasenlage der Aktorkraft unterhalb der Mode 3 nun gedreht, so dass eine geringfügig dämpfende Kraft an der

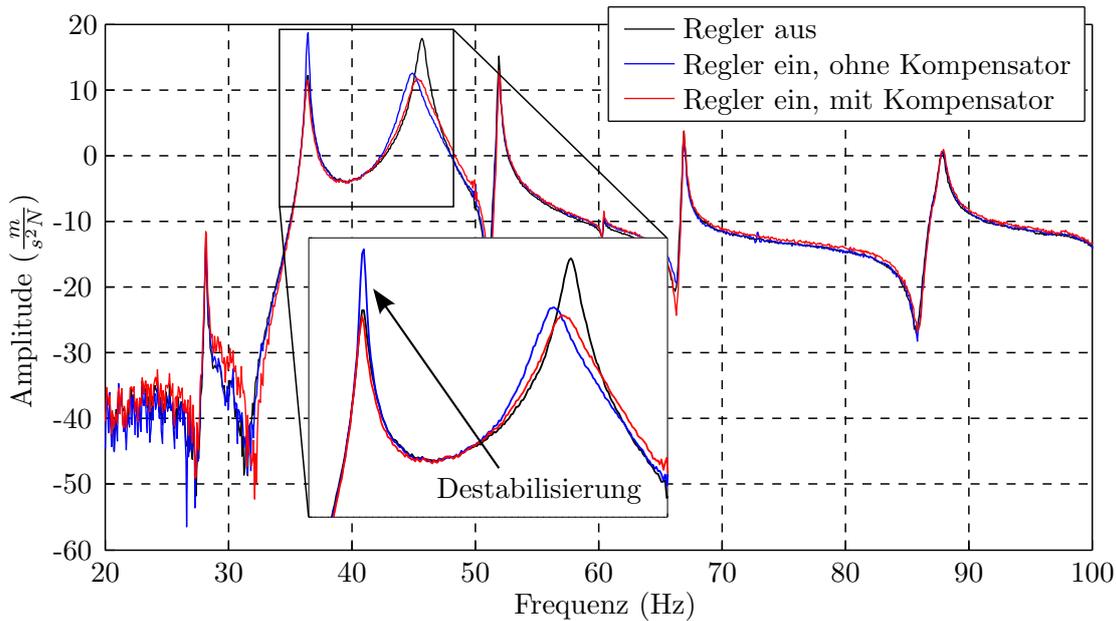


Abbildung 9.9.: Wirkung des Kompensationsfilters der Tilgerdynamik im Amplitudengang

Eigenfrequenz der Mode 2 in die Struktur eingebracht wird. Die Regelung der Mode 3 kann deshalb in diesem Fall nahezu unabhängig von der Kopplung zur Mode 2 ausgelegt werden. Die Phasenkompensation wird deshalb auch bei den folgenden Reglern eingesetzt.

Aktive Dämpfung optisch relevanter Moden

Die Dämpfung der optisch relevanten Moden erfolgt durch drei Regelschleifen, welche auf die Mode 2, 3 und 7 ausgelegt wurden. Mode 4 erfährt durch die Nähe zu Mode 2 und 3 eine zusätzliche Dämpfung, weshalb hierbei auf eine weitere Regelschleife verzichtet wurde. Die gesamten Reglerparameter sind in Tabelle 9.3 dargestellt und werden in der Simulation und im Experiment verwendet.

Tabelle 9.3.: Reglereinstellungen zur Dämpfung ausgewählter optischer Moden

Mode i	Sensor	AF Filter			Roll-Off Filter	
		Ω_i (Hz)	ζ_i (%)	h_i (-)	Ω_r (Hz)	ζ_r (%)
2	OB	36,3	7,0	-2970	118,4	0,5
3	OB	46,5	7,0	-1318	118,4	0,5
7	Spiegel	87,5	4,0	-157	112,0	0,7

Ebenfalls in der Tabelle enthalten sind die Einstellwerte des Roll-Off Filters für die Re-

gelschleifen, welches sich für jede Aktor/Sensor Kombination aufgrund der unterschiedlichen Lage der Antiresonanzen unterscheiden. Die genaue Pollage richtet sich nach der Lage der Nullstelle sowie des Frequenzabstandes zur nächst höheren Mode.

Stellgrößenaufwand

Mit sequentieller Einstellung der Regler in aufsteigender Modenreihenfolge ergeben sich mit den zuvor vorgestellten Reglerparametern die *WOK*'s aus Abbildung 9.10. Für jeden eingestellten Regler ist der notwendige Stellgrößenaufwand der *WOK* überlagert, wobei für die Amplitudenlevel $1, 3, \dots, 9 \frac{V}{N}$ jeweils Grenzen eingetragen sind. Zur Übersichtlichkeit wurden nur *WOK*'s der unmittelbar zuvor oder aktuell eingestellten Regler in der komplexen Ebene dargestellt.

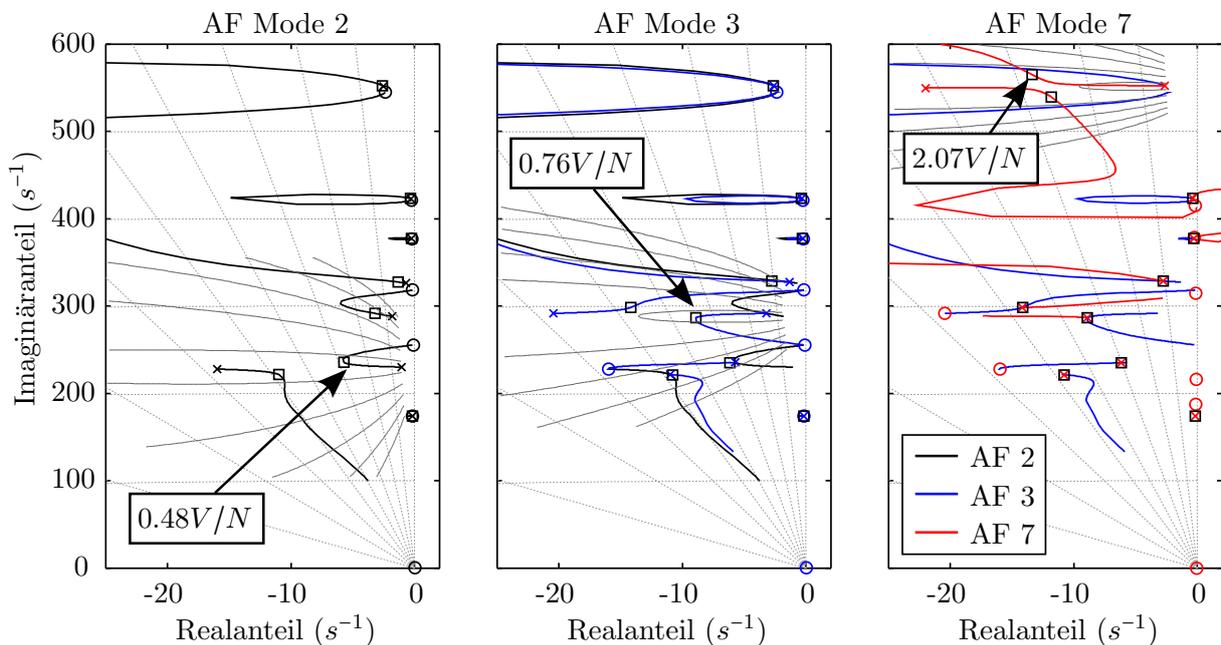


Abbildung 9.10.: Stellgrößenaufwand für die aktive Dämpfung des optischen Instrumentes mit Amplitudenlevel von $1, 3, \dots, 9 \frac{V}{N}$. Für jede *WOK* ist die zuvor eingestellte *WOK* ebenfalls eingetragen.

Aus allen Diagrammen ist ersichtlich, dass mit maximal $2,07 \frac{V}{N}$ eine geringe Stellkraft vom Regler zur Dämpfung der Moden angefordert wird. Wegen der besseren Steuerbarkeit der niederen Moden ist die erforderliche Stellamplitude um etwa 60 % geringer. Bei typischen Erregerkraftamplituden im mN Bereich von Mikroschwingungen wird der zulässige Spulenstrom gemäß Aktorspezifikation (Anhang A.7) nicht überschritten. Der Aktor ist somit uneingeschränkt nutzbar.

Reglerperformanz

Für alle Regler wird jedoch oberhalb von 100 Hz ein Abfall der Stellkräfte durch die Roll-

Off Filtering verursacht. Diese Wirkung ist in der Simulation als auch im Experiment identisch und in den Abbildungen 9.11 und 9.12 oberhalb von 150 Hz sichtbar.

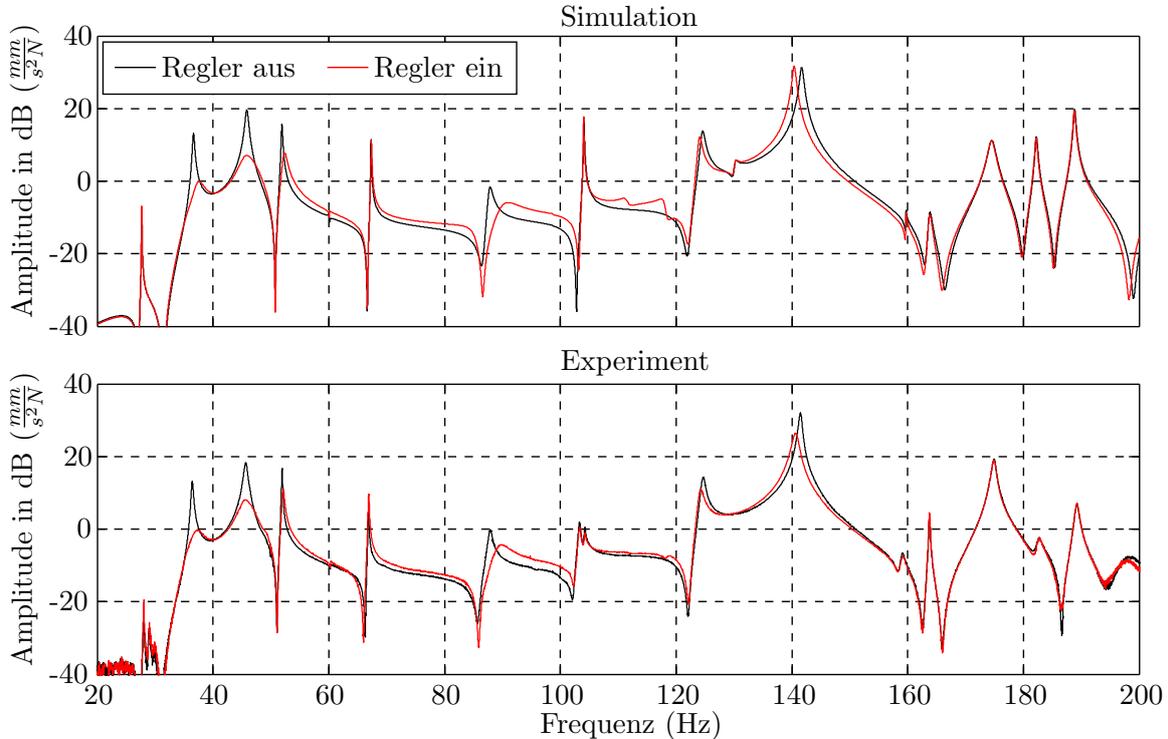


Abbildung 9.11.: Amplitudengang des optischen Aufbaus bei Dämpfung der optisch relevanten Moden (kollozierter Sensor).

Anhand der Amplitudengänge ist weiterhin zu erkennen, dass durch das aktive System eine signifikante Reduktion der Resonanzamplitude für die ausgewählten Moden erreicht werden kann. Für die durch eine Regelschleife gedämpften Moden werden Dämpfungen zwischen 1,9 % (Mode 7) und 3,0 % (Mode 2) erreicht. Im Vergleich zur passiven Struktur entspricht dies einem Dämpfungszuwachs von +8 dB... +15 dB bei passiver Tilgung bzw. +10 dB...+38 dB ohne weitere Tilgung. Wegen der fehlenden Reglerschleife zur Dämpfung von Mode 4 fällt der Dämpfungszuwachs hierfür mit +4 dB im Experiment relativ gering aus. Der Grund hierfür wird in der geringeren Kopplung der Moden sowie des reduzierten Einflusses der Reglerschleife für Mode 3 gesehen (siehe Tabelle 9.4).

Trotz dieser Unterschiede zwischen Simulation und Experiment passen die berechneten und gemessenen Amplitudengänge (Abbildung 9.11 und 9.12) zwischen Störkraft und Beschleunigungssensoren sehr gut überein. Die Dämpfungsperformanz kann deshalb selbst bei Platzierung weiterer Reglerschleifen und Filter sehr präzise aus dem Modell ermittelt werden.

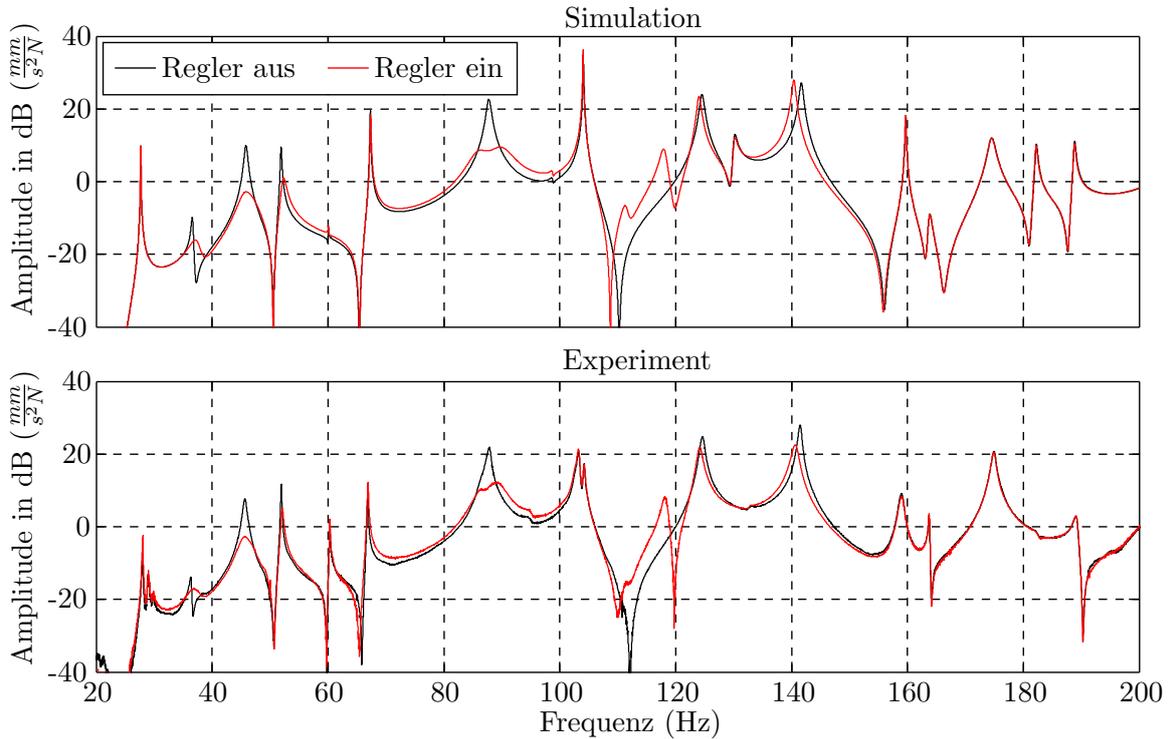


Abbildung 9.12.: Amplitudengang des optischen Aufbaus bei Dämpfung der optisch relevanten Moden (Sensor am Spiegel).

Tabelle 9.4.: Im Versuch ermittelte Eigenfrequenzen und modale Dämpfungen des optischen Testaufbaus bei aktiver Tilgung.

Mode	Freq. (Hz)	Dämpfungen in % (Exp.)			Inkrement (dB)		Simulation (%)	
		ζ_0	ζ_T	ζ_a	$\frac{\zeta_a - \zeta_T}{\zeta_T}$	$\frac{\zeta_a - \zeta_0}{\zeta_0}$	ζ_a	$\zeta_{a,sim} - \zeta_{a,exp}$
2	36,3	0,04	0,45	3,03	15,1	37,5	2,62	-0,41
3	45,4	0,05	0,80	2,82	7,96	34,8	3,11	0,29
4	51,9	0,05	0,16	0,41	4,08	17,1	0,84	0,43
7	87,8	0,45	0,46	1,93	10,1	10,4	2,19	0,26

Optische Performanz des Instrumentes

Da der Testaufbau neben den Sensoren zur Messung mechanischer Größen weiterhin mit einer optischen Quelle und mehreren optischen Sensoren ausgestattet ist, kann die Wirkung der Dämpfung direkt am Detektor sichtbar gemacht werden.

Beispielhaft sind in der oberen Hälfte von Abbildung 9.13 die Abklingkurven eines *PSD* Sensorsignals nach impulsförmiger Anregung der Struktur mit und ohne aktiver Schwingungsdämpfung dargestellt. Durch die Regelung klingt die Amplitude der gemessenen

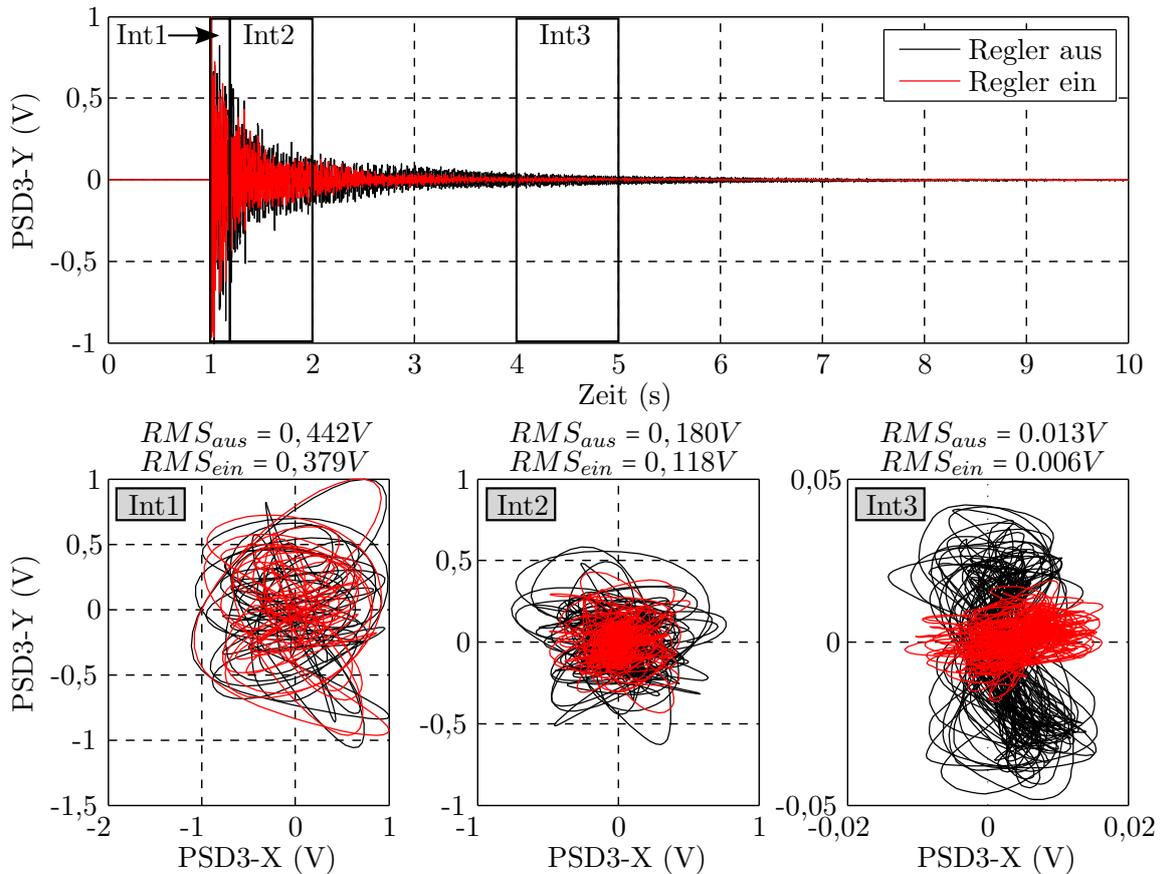


Abbildung 9.13.: Einfluss der zusätzlichen Dämpfung auf die Line-of-Sight Messung. Das schnellere Abklingen durch Dämpfung von 4 Moden ist sowohl im Zeitverlauf als auch im Jitter am Detektor für verschiedene Zeitintervalle (Int) zu erkennen.

Schwingungen schneller ab. Sie befindet sich in X-Richtung nach 1,44 s anstatt 1,73 s (-17 %) bzw. in Y-Richtung nach 1,55 s anstatt 2,51 s (-38 %) unterhalb von 5 % des Ausgangswertes.

Das schnellere Abklingverhalten ist auch im Jitter über die drei in Abbildung 9.13 eingezeichneten Zeitintervalle sichtbar. Während zu Beginn der Störkraft keine Amplitudenreduktion sichtbar ist, wird die Fläche des Sensorfleckes mit zunehmender Messdauer durch die aktive Schwingungsdämpfung reduziert.

Performanz bei realistischen Störkräften

Zuvor wurde die aktive Dämpfung des optischen Instrumentes bei Impulsanregung aufgezeigt, was ähnliche Kräfte wie Schocklasten an der Struktur bewirkt. Bei Raumfahrtanwendungen werden durch Kühlaggregate und Drallräder (Reaction Wheels, *RW*) weitere typische Störkräfte erzeugt, die nachfolgend wegen der schwierigen Realisierbarkeit im

Versuchsaufbau nur im Simulationsmodell auf die Struktur aufgebracht werden. Dabei kommen die in Tabelle 9.5 spezifizierten Kraftsignale zum Einsatz, von denen jeweils das Amplitudenspektrum in Abbildung 9.14 dargestellt ist. Jede Anregung erfolgt im Zeitbereich für eine Zeit vom $t = 0 \dots 30$ s bei einer Abtastrate von $f_s = 5$ kHz. Es ist gut zu erkennen, dass beide Störkräfte besonders durch sinusförmige Signalanteile dominiert werden. Hierdurch kann die Wirksamkeit der modalen Regelung reduziert werden, weil Strukturschwingungen neben den geregelten Frequenzen auftreten.

Tabelle 9.5.: Spezifikation der realistischen Störkräfte für optische Instrumente

Anregung	Parameter	Beschreibung
Kühlaggregat	Frequenzen Amplituden (N)	Grundfrequenz (44 Hz) und 5 Harmonische 2,0 / 0,10 / 0,15 / 0,20 / 0,20 / 0,20
Drallrad	<i>Sinusanteil:</i>	
	Frequenzen (Hz)	65,5 / 176 / 180 / 237
	Amplituden (N)	0,33 / 3,10 / 2,64 / 2,93
	<i>Rauschanteil:</i>	
Frequenzen	Weißes Rauschen, bandbegrenzt zwischen 20 und 330 Hz (2. Ordnung)	
Amplituden (N)	2 N (Standardabweichung)	

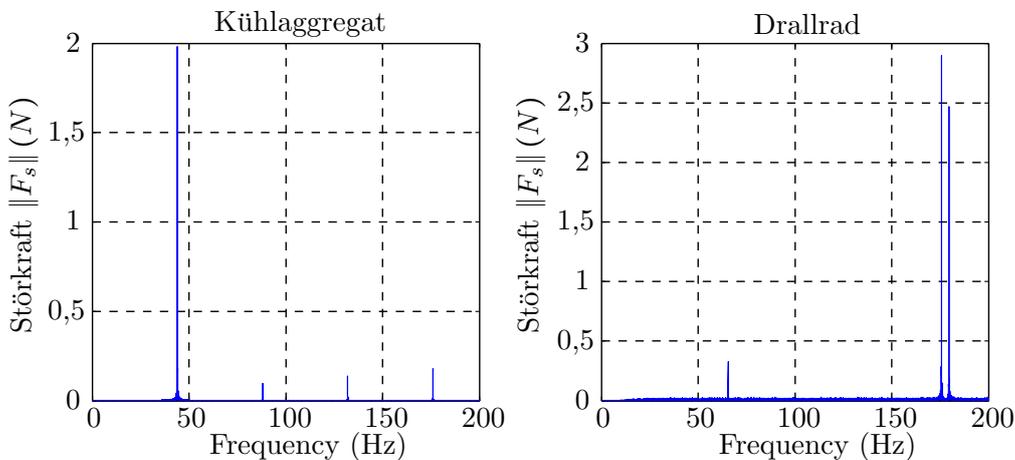


Abbildung 9.14.: Anregungsspektren eines Kühlaggregates und eines Drallrades.

Die Ergebnisse der AF geregelten Strukturantwort sind in Abbildung 9.15 als Leistungsdichtespektren dargestellt. Bei Anregung durch das Kühlaggregat kann an der optischen Bank nur eine geringe Amplitudenreduktion festgestellt werden. Aufgrund der Nähe von Mode 7 (87,8 Hz) zur 1. Harmonischen Anregungsfrequenz ist vor allem am Spiegelhalter eine deutliche Schwingungsreduktion zu erkennen. Andere Moden werden nicht zum Schwingen angeregt, weshalb die Regelung keine weitere Amplitudenreduktion bewirkt.

Den sinusförmigen Schwingungen ist durch Anregung mit dem Drallrad ein Grundrauschen überlagert. Da nun alle Moden zum Schwingen angeregt werden, kann die Funktion des Regler aus dem Leistungsdichtespektrum entnommen werden (vgl. mit Abbildung 9.11 und Abbildung 9.12).

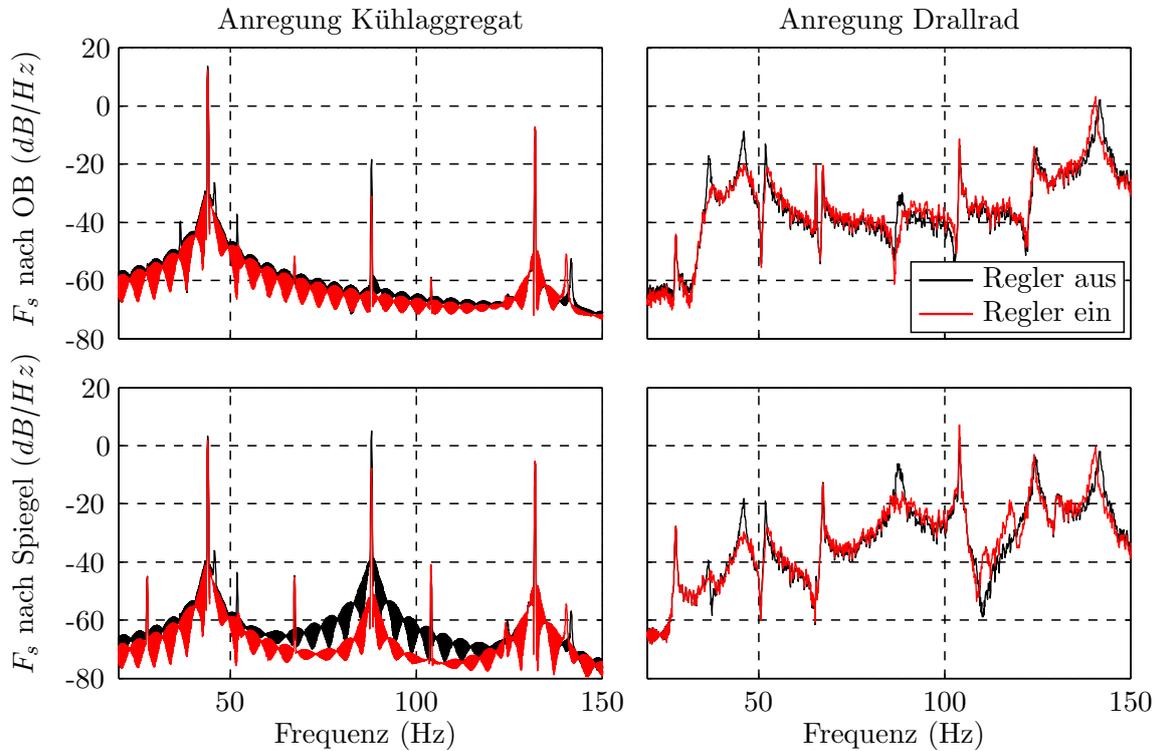


Abbildung 9.15.: Spektrale Leistungsdichte der Antwortfunktionen am optischen Instrument bei realistischen Anregungskräften F_s

Neben den Spektren stellt bei kontinuierlichen Anregungssignalen das quadratische Mittel der Sensorsignale eine weitere Vergleichsgröße der Amplitudenreduktion dar. In Tabelle 9.6 sind diese Werte für die aus den Simulationen entnommenen Sensorsignalen eingetragen. Daran ist das gleiche Regelverhalten wie schon aus den Leistungsdichte-

Tabelle 9.6.: Gemittelte Beschleunigungen am optischen Instrument bei realistischen Störkräften.

Anregung	Optische Bank $\frac{m}{s^2}(rms)$		Spiegelhalter $\frac{m}{s^2}(rms)$	
	Regler aus	Regler ein	Regler aus	Regler ein
Kühlaggreat	2,27	1,94	1,13	0,69
Drallrad	8,27	6,92	4,73	4,64

spektren zu erkennen. Bei Störungen durch das Kühlaggreat kann demnach die gemittelte Amplitude am Spiegelhalter um 39 % gesenkt werden. Wegen den dominanten

sinusförmigen Störkräften des Drallrades führt die Regelung hierbei nur zu einer Amplitudenreduktion von 16 % an der optischen Bank. Für eine weitere Reduktion müssen die Reglerparameter angepasst werden.

9.3. Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde die aktive Schwingungsdämpfung eines optischen Instrumentes als Anwendungsbeispiel vorgestellt. Dabei wurden mit Hilfe einer AF Regelung nur wenige optisch relevante Moden zusätzlich gedämpft. Die bereits ohne Regelung durch passive Tilgung erzeugte Dämpfung kann damit nochmals gesteigert werden. Der aktive Tilger kann trotz seiner geringen Baugröße und der Kopplung seiner Eigendynamik mit der Struktur ohne Einschränkungen im gesamten niederen Frequenzbereich zur Dämpfung eingesetzt werden. Hierzu wurde die Phasenkompensation und die Vergrößerung des Roll-Offs durch zusätzliche Filterung erfolgreich umgesetzt. Ebenfalls wurde gezeigt, dass bei der Einstellung der Reglerparameter mit Hilfe der Wurzelortskurve keine besondere Berücksichtigung der Aktorstellgrößen notwendig ist.

Durch die integrierte Modellierung aller Komponenten kann das Dämpfungsverhalten bei passiver und aktiver Tilgung sehr gut durch das Modell vorhergesagt werden. Somit lässt sich das aktive System zuverlässig bei der Entwicklung eines optischen Instrumentes berücksichtigen und kann im Falle besonderer operationeller Bedingungen zusätzliche Dämpfungen in die Struktur einbringen.

10. Zusammenfassung und Ausblick

Im Zuge der Entwicklung zukünftiger Satellitenbauteile werden hohe funktionale und operationelle Anforderungen gestellt um die Leistungsfähigkeit der Komponenten zu verbessern. Gleichzeitig sind Neuentwicklungen einem hohen Kostendruck sowohl in der Entstehungsphase als auch im Betrieb ausgesetzt. Mit Hilfe klassischer konstruktiver Maßnahmen, wie beispielsweise der Anpassung der Steifigkeiten oder der zusätzlichen passiven Tilgung, konnten die Anforderungen unter hohem Aufwand erfüllt werden. Weil zunehmend strukturdynamische Probleme aufgrund von äußeren Anregungskräfte auftreten, stellt die Vergrößerung der Strukturdämpfung einen alternativen Ansatz zur Lösung des Entwicklungsdruckes dar.

In dieser Arbeit wird speziell die aktive Schwingungsdämpfung von Satellitenbauteilen untersucht. Im Vergleich zu passiven Dämpfungsmaßnahmen besitzt sie das Potential zur Massenreduktion als auch zur funktionalen Erweiterung der Satellitensysteme. Weil hierfür aktive Systeme an ihre Leistungsgrenzen geführt werden müssen, sind besonders die Verifikation der Simulationsmodelle als auch die generelle Funktionsweise der aktiven Maßnahmen für typische Leichtbaukonstruktionen Aspekte dieser Dissertation. Unter Berücksichtigung verschiedener Belastungen werden anhand zweier ausgewählter Beispielanwendungen einfache Regler- und Aktorkonzepte geprüft und die Wirksamkeit der aktiven Dämpfung aufgezeigt.

Die Piezokeramik stellt einen klassischen Funktionswerkstoff für aktive Strukturen dar und wird auch in dieser Arbeit eingesetzt, weil sie durch ihre hohen Aktorkräfte trotz ihrer geringer Dehnungen kompatibel zur Leichtbaustruktur ist. Basierend auf einer Versuchsreihe thermisch zyklierter und unzyklierter Aktoren werden anwendungsbezogene Modelle für Flächenaktoren aufgestellt und im weiteren Verlauf der Arbeit zur Modellverifikation genutzt. Während die Aktuationsdehnung oberhalb der Raumtemperatur durch eine hohe elektrische Feldstärke deutlich angehoben werden kann, fällt die Dehnung bei Tieftemperatur um mehr als die Hälfte ab. Auch bei hohen elektrischen Feldern kann kein erhöhter Aktuatoreffekt beobachtet werden.

Zur Verifikation der Aktoreigenschaften werden Aktoren auf einem Kragbalken und einer Sandwichplatte appliziert. Über die Messung des Verschiebungsfeldes wird nachgewiesen, dass die Aktuationsdehnung aus den Aktormodellen auch in der strukturgekoppelten Anwendung verlässliche Werte darstellt. Weil neben den Aktuatoreigenschaften der Piezokeramik die Klebstoffschicht entscheidend für die Verifikation der Modelle ist, wird

ebenfalls auf wichtige Eigenschaften der Klebeverbindung zwischen Aktor und Struktur eingegangen. Das klassische Bernoulli-Euler Modell wird auf die Sandwichstruktur übertragen und es wird gezeigt, dass die Schubdehnungsverluste in der Klebstoffschicht für typische Sandwichkonstruktionen vernachlässigbar sind. Die spezielle Rovingkonstruktion der Deckschichten leichter Satelliten Solarpaneele bedingt Stufungen in der Klebstoffschicht, welche sich ebenfalls nicht auf die Übertragung der Aktorkräfte auswirken. Insgesamt sind die Parameter der Klebeverbindung unkritisch für die Entwicklung aktiver Leichtbaustrukturen mit Piezoflächenaktoren.

Für die Entwicklung der Reglermodelle stellt die Modellgenerierung der aktiven Struktur eine wichtige Grundlage dar. In dieser Arbeit werden die ausgewählten Strukturen durchgehend mit Hilfe gängiger FE Programme erstellt. Durch eine am Lehrstuhl für Leichtbau entwickelte und im Rahmen dieser Arbeit erweiterten Toolbox können aus den Ergebnissen der finite Element Berechnungen dynamische Simulationsmodelle in MATLAB aufgestellt werden. Aus Sicht der Regelung ist die Kopplung der Aktormodelle entscheidend. Mit analytischen, semi-analytischen und vollständig modalen Methoden werden verschiedene Verfahren für diesen Schritt vorgestellt. Letzterer basiert auf mechanisch-elektrisch gemischten Eigenformen der aktiven Struktur, weshalb im Simulationsmodell ohne weitere Maßnahmen der vollständige Aktuatoreffekt enthalten ist. Sind Aktor- und Störgrößen im Simulationsmodell vollständig enthalten, kann bei Variation der Aktorposition anhand der Eigenvektoren eine Aktorplatzierung unter Berücksichtigung zulässiger Aktoransteuergrößen erfolgen.

Da bereits zahlreiche Regelungen zur Realisierung der aktiven Schwingungsdämpfung in der Literatur beschrieben und umgesetzt sind, liegt der Fokus dieser Arbeit auf der anwendungsbezogenen Realisierung einfacher Reglerkonzepte. Wegen der leichten Implementierung wird hierfür hauptsächlich die Acceleration Feedback Regelung eingesetzt. Durch gezielte Phasenkorrektur in der Regelschleife kann der Einfluss der Aktordynamik als auch der dynamischen Vergrößerung der Beschleunigungsmessung reduziert werden. Trotz zusätzlicher Ableitungen hat sich der Einsatz von weiteren Nullstellen zur Kompensation besonders positiv bewährt. Weiterhin kann durch Vergrößerung der Reglerparameter ein robustes Dämpfungsverhalten der aktiven Struktur eingestellt werden. Durch einen der Reglerparametrierung vorgelagerten Analyseschritt können die zur Polverschiebung notwendigen normierten Stellkräfte der Aktorik bestimmt werden. Sie werden zur Reglereinstellung der Wurzelortskurve überlagert und ermöglichen eine Festlegung der Reglerverstärkung mit Berücksichtigung von Stellgrößenbegrenzungen. Klassische Vorgehensweisen bedienen sich hierbei oft einer iterativen Anpassung und ermöglichen keinen genaueren Einblick in die Wechselwirkung zwischen Struktur- und Aktordynamik.

An zwei ausgewählten Beispielen werden die Entwicklungsschritte angewendet um die Leistungsfähigkeit der aktiven Schwingungsdämpfung von Satellitenbauteilen zu testen.

In der ersten Anwendung werden große Solarpaneele durch oberflächenapplizierte Piezoaktoren zusätzlich gedämpft, um Beanspruchungen während der Startphase zu reduzieren. Mit Hilfe eines repräsentativen Labordemonstrators wird die gute Wirksamkeit der aktiven Maßnahmen im Vergleich zu rein passiven Methoden (Partikeldämpfer, Widerstandsbeschaltung) aufgezeigt. Die gleiche Vorgehensweise wird anschließend an einem großen Engineering Paneel umgesetzt und unter Qualifikationslasten im Modal- und Akustiktest überprüft. Durch die extremen akustischen Belastungen sowie der sehr flexiblen Struktur ist die Wirksamkeit der Dämpfung hierbei gering. Im Gegensatz dazu werden in einer zweiten Anwendungen zusätzliche Dämpfungsmaßnahmen an einem optischen Instrument untersucht, wobei kleinste Störkräfte Mikroschwingungen verursachen. Es wird gezeigt, dass mit einem leichten Inertialaktor die aktive Tilgung durch gezielte Phasenkorrektur realisiert werden kann und gute Dämpfungsergebnisse erzielt. Der Vorteil dieser Lösung ist, dass neben der aktiven Dämpfung der passive elektromechanische Tilgungseffekt als Rückfallebene bei Ausfall des aktiven Systems genutzt werden kann. Zudem eröffnet das Ein- und Ausschalten der aktiven Tilgung weitere Möglichkeiten der operationellen Nutzung eines solchen Systems.

Durch die durchgängige Modellverifikation innerhalb der Arbeit wird gezeigt, dass basierend auf den guten Aktormodellen sowie der vollständig geschlossenen Strukturmodellierung eine hohe Modellgüte der passiven und aktiven Struktur erreicht werden kann. Während für geringe Störkräfte die aktive Dämpfung sehr gut genutzt werden kann, ist weiterhin Forschungsarbeit notwendig um für hochbeanspruchte Bauteile eine adequate zusätzliche Dämpfung durch aktorische Eingriffe zu erreichen. Hierfür sind verschiedene technologische Weiterentwicklungen notwendig.

Mit zunehmender Flexibilität großer Leichtbaustrukturen ist eine verteilte Aktorik notwendig um die Schwingungsenergie der Gesamtstruktur zu reduzieren. Die aktuellen Piezoaktoren sind hierfür trotz einer hohen Energiedichte zu schwer.

Weiterhin spielt bei verteilten Aktoren die Sekundärmasse eine wichtige Rolle, zu der vor allem elektronische Leistungsverstärker und Verkabelungen beitragen. Durch die elektrische Schirmung ist hier ein Mindestmaß an Masse notwendig, damit die Satellitenbauteile gegenüber Störungen geschützt sind. Dennoch liegt in der Reduktion der Sekundärmasse ein großes Potential, um die Akzeptanz der aktive Dämpfungstechnologie zu vergrößern.

Bei Störungen im aktiven Dämpfungssystem wird zumeist die Dämpfungsperformanz reduziert oder fällt vollständig aus. Wenn durch ein aktives System Gesamtmasse eingespart werden könnte, müsste im Falle einer Störung eine Rückfallebene mit einer ausreichend hohen Dämpfung zur Verfügung stehen (z.B. passive Tilgung). In Kombination mit klassischen Funktionswerkstoffen sind zwar passive und semi-aktive Maßnahmen untersucht, aber deren Einsatz als Rückfallebene für aktive Systeme kaum betrachtet worden.

A. Anhang

A.1. Aktormodell für den Sandwichbalken

Eine Möglichkeit der Berechnung der induzierten Krümmung für Sandwichbauteile bietet die Klassische Laminattheorie, bei der Dehnungen $\vec{\varepsilon}$ und Krümmungen $\vec{\kappa}$ über die ABD -Matrix in Relation zu Normalkräften \vec{N} und Momenten \vec{M} an der Struktur gesetzt werden. Sie kann allgemein als

$$\begin{Bmatrix} \vec{N} \\ \vec{M} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [A] & [B] \\ [B] & [D] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{\varepsilon} \\ \vec{\kappa} \end{Bmatrix}, \quad (\text{A.1})$$

geschrieben werden. Die Blockmatrizen $[A]$, $[B]$ und $[D]$ enthalten entsprechend die Scheiben-, Koppel- und Plattensteifigkeitsmatrix der Struktur und können schichtweise für den Laminataufbau berechnet werden.

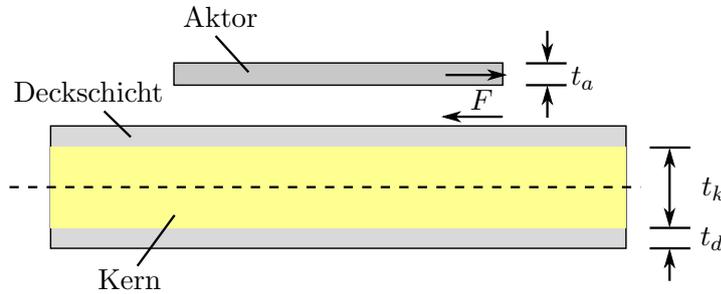


Abbildung A.1.: Pin-Force Modell für die einseitige Applikation auf einem Sandwichbalken (t_a = Aktordicke, t_k = Kernhöhe, t_d = Dicke der Deckschicht)

Für die bezogene Darstellung der induzierten Krümmung analog zum isotropen Balken wird nur die Plattensteifigkeitsmatrix $[D]$ benötigt. Wegen dem einfachen Balkenmodell reduziert sich die Matrix auf einen skalaren Term für die Biegesteifigkeit. Sie kann durch

$$D = \sum_{n=1}^N \hat{Q}_n t_n \left(\frac{t_n^2}{12} + \left(z_n - \frac{t_n}{2} \right)^2 \right), \quad (\text{A.2})$$

berechnet werden, mit der Scheibensteifigkeit \hat{Q}_k , der Dicke t_k und dem Abstand z_k der k -ten Scheibe zur Bezugsebene. Für den Sandwichbalken aus Abbildung A.1 erhält man

nach Einsetzen der Schichtdicken und -steifigkeiten

$$D = E_d \left[\frac{2}{3} t_d^3 + t_d^2 t_k + \frac{t_k^2 t_d}{2} \right] + E_k \frac{t_k^3}{12}, \quad (\text{A.3})$$

mit dem E-Modul E_d der Deckschichten und E_k des Kerns. Die Kernsteifigkeit wird an dieser Stelle wegen ihrem signifikanten Einfluss auf die induzierte Krümmung nicht vernachlässigt.

Wird in die Modelle nach Gleichung 3.12 bzw. Gleichung 3.14 die Biegesteifigkeit durch Gleichung A.3 ersetzt, erhält man nach Umstellung die induzierte Krümmung für den Sandwichbalken nach dem einfachen Pin-Force Modell durch

$$\kappa = \frac{6\Lambda T \left(T + 2\frac{T}{T_d} \right)}{t_k \left(3T^2 + \Psi_k T^2 + 12\frac{T^2}{T_d^2} + 8\Psi_d \frac{T^2}{T_d^2} + 12\frac{T^2}{T_d} + 18\Psi_d \frac{T^2}{T_d} \right)}, \quad (\text{A.4})$$

bzw. dem erweiterten Pin-Force Modell mit

$$\kappa = \frac{6\Lambda T \left(T + 2\frac{T}{T_d} \right)}{t_k \left(1 + 3T^2 + \Psi_k T^2 + 12\frac{T^2}{T_d^2} + 8\Psi_d \frac{T^2}{T_d^2} + 12\frac{T^2}{T_d} + 18\Psi_d \frac{T^2}{T_d} \right)}. \quad (\text{A.5})$$

Wegen der gestiegenen Anzahl an Designparametern stehen nun die folgenden Vergleichsgrößen zur Verfügung:

$T = \frac{t_s}{t_a}$	Verhältnis zwischen Sandwichkern- und Aktordicke. Für dicke Kerne entspricht diese Größe der isotropen Modellierung.
$T_d = \frac{t_s}{t_d}$	Dickenverhältnis zwischen Sandwichkern und -deckschicht und damit eine Größe zur Charakterisierung der Struktursteifigkeit.
$\Psi_d = \frac{E_{11} t_d}{E_a t_a}$	Steifigkeitsverhältnis von Deckschicht und Aktor.
$\frac{T}{T_d} = \frac{t_d}{t_a}$	Verhältnis von Deckschicht- zu Aktordicke.
$\Psi_s = \frac{E_s t_s}{E_a t_a}$	Verhältnis von Kern- zu Aktorsteifigkeit.
$K_\Psi = 1 + \frac{E_s t_s}{E_{11} 2t_d}$	Relative Versteifung der Struktur aufgrund der Kernsteifigkeit.

Das Bernoulli-Euler Modell kann analog umgeschrieben werden, indem wie zuvor nun in Gleichung 3.19 die Biegesteifigkeit für den Sandwichaufbau eingeführt wird. Es ergibt sich

$$\kappa = \frac{12\Lambda T \left(1 + T + 2\frac{T}{T_d} \right)}{t_k \left(8 + \frac{1}{\Psi_d} + 12T + \left(6 + \frac{6}{K_\Psi} + 12\Psi_d + 2\Psi_k \right) T^2 + 24\frac{T}{T_d} + \left(24 + \frac{20}{K_\Psi} + 16\Psi_d \right) \frac{T^2}{T_d^2} + (6\Psi_d + 24) \frac{T^2}{T_d} \right)}, \quad (\text{A.6})$$

Die induzierte Krümmung ist wesentlich vom Steifigkeitsverhältnis Ψ_d abhängig, was jedoch unabhängig von der Kernhöhe t_s ist. Ein Vergleich der drei verschiedenen Modelle aus Gleichung A.4 bis A.6 ist für die bezogene Darstellung der induzierten Krümmung in Abbildung A.2 enthalten. Daran ist zu erkennen, dass nur durch das erweiterte Bernoulli-Euler Modell die Krümmung der Sandwichstruktur richtig berechnet werden kann.

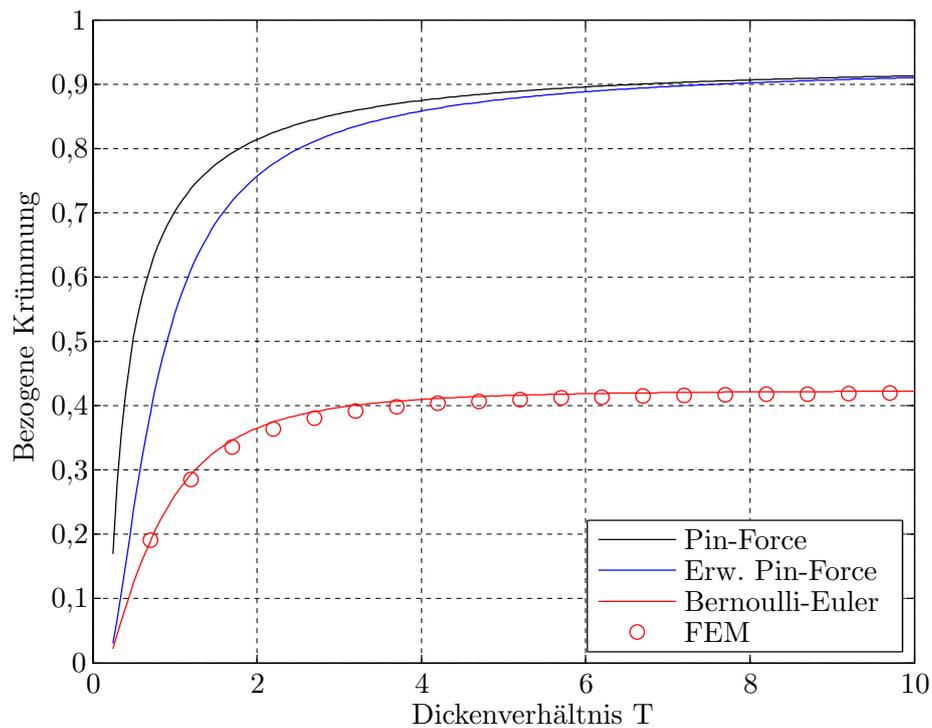


Abbildung A.2.: Induzierte Krümmung in Abhängigkeit des Dickenverhältnisses zwischen Struktur und Aktor am Sandwichbauteil

A.2. Kragbalken für Reglerbeispiele

Der Kragbalken aus Abbildung A.3 wird vorwiegend als Beispiel für die Reglerparametrierung eingesetzt. Für die aktive Dämpfung ist er mit einem piezoelektrischen Flächenaktor vom Typ PIC151 sowie drei Beschleunigungssensoren $S1$ bis $S3$ entlang der Balkenachse ausgestattet. Die niederen Eigenformen und -frequenzen sind in Abbildung A.4 dargestellt.

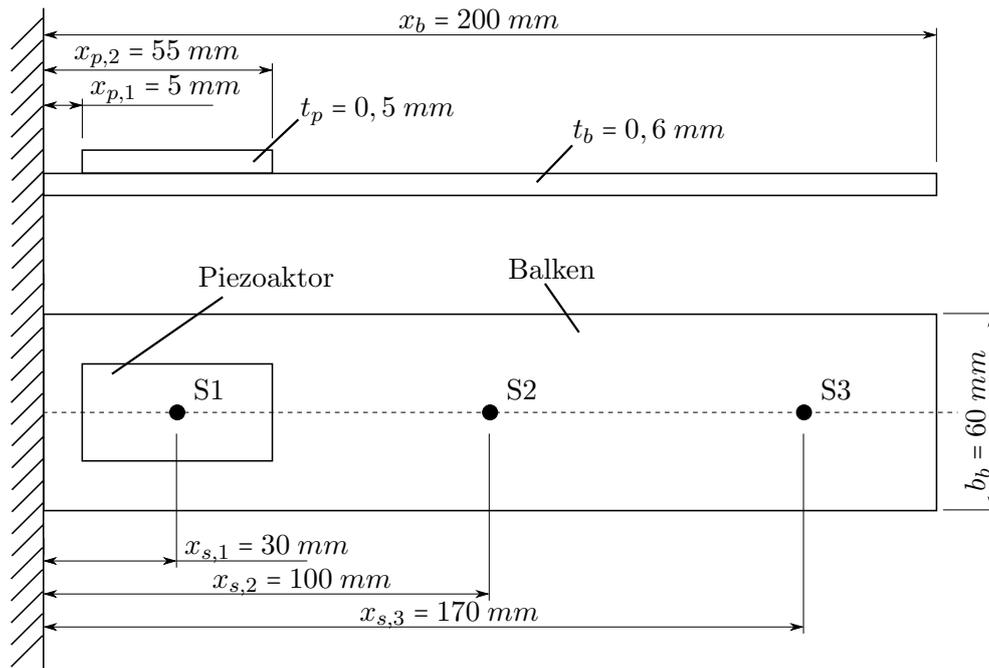


Abbildung A.3.: Kragbalken mit Piezoflächenaktor und verschiedenen Messpunkten.

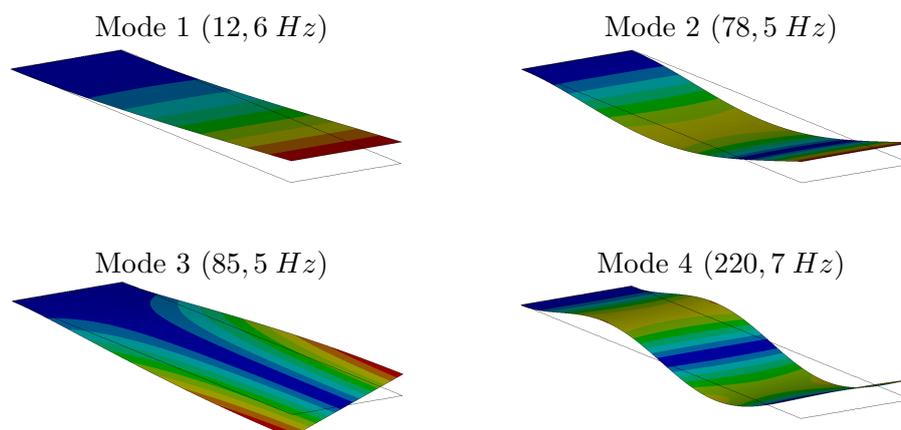


Abbildung A.4.: Eigenformen und -frequenzen des Kragbalkens

A.3. N4SID Algorithmus

Am besten kann die Funktionsweise der Unterraumverfahren im zeitdiskreten Bereich beschrieben werden, welche die Bestimmung der Matrizen

$$\vec{x}_{k+1} = [A] \vec{x}_k + [B] \vec{u}_k, \quad (\text{A.7})$$

$$\vec{y}_k = [C] \vec{x}_k + [D] \vec{u}_k, \quad (\text{A.8})$$

des zeitdiskreten Zustandsraummodells beinhalten. Dieser Abschnitt folgt dabei den Schritten nach [93], weil diese in kurzer Form die grundlegenden Prinzipien der Unterraumverfahren enthalten. Die Vorgehensweise für Daten im Frequenzbereich ist dabei analog. Als Ausgangspunkt der Identifikation stehen vorerst nur die Messdaten zum Zeitpunkt k der Aktorkräfte \vec{u}_k und Sensorgrößen \vec{y}_k aus dem Versuch zur Verfügung. Sie werden zur Umformung der Zustandsraumgleichung in Blockhankelmatrizen gemäß

$$[U]_{0|2i-1} = \begin{bmatrix} \vec{u}_0 & \vec{u}_1 & \vec{u}_1 \dots & \vec{u}_{j-1} \\ \vec{u}_1 & \vec{u}_2 & \vec{u}_3 \dots & \vec{u}_j \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \vec{u}_{i-1} & \vec{u}_i & \vec{u}_{i+1} \dots & \vec{u}_{i+j-2} \\ \hline \vec{u}_i & \vec{u}_{i+1} & \vec{u}_{i+2} \dots & \vec{u}_{i+j-1} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \vec{u}_{2i-1} & \vec{u}_{2i} & \vec{u}_{2i+1} \dots & \vec{u}_{2i+j-2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [U]_{0|i-1} \\ [U]_{i|2i-1} \end{bmatrix}, \quad (\text{A.9})$$

angeordnet (hier für Eingangsgrößen). Der Index i gibt dabei die Ordnung der zur Identifikation verwendeten Messdaten an und sollte größer als das Quadrat der zu identifizierenden Systemordnung gewählt werden. Die Anzahl der Spalten ist durch die Anzahl der Samples bestimmt. Zum Zeitpunkt $k = i$ stellen alle Blockreihen der oberen Teilmatrix $[U]_{0|i-1} = [U]_p$ Messdaten der Vergangenheit dar. Die untere Teilmatrix $[U]_{i|2i-1} = [U]_f$ repräsentiert hingegen die zukünftigen Messwerte. In gleicher Weise können die Ausgangsdaten $\frac{[Y]_p}{[Y]_f}$ sowie formell die noch unbekanntenen Zustandsgrößen $\frac{[X]_p}{[X]_f}$ notiert werden. Mit der auf die Blockform erweiterten Beobachtbarkeitsmatrix $[\Gamma]_i$, Steuerbarkeitsmatrix $[\Delta]_i$ und Toeplitzmatrix $[H]_i$ kann das Zustandsraummodell

$$[Y]_f = [\Gamma]_i [X]_f + [H]_i [U]_f, \quad (\text{A.10})$$

$$[X]_f = [A]^i [X]_p + [\Delta]_i [U]_p, \quad (\text{A.11})$$

mit Hilfe der Blockgrößen geschrieben werden. Durch geometrische Projektion lassen sich nun die Zustandsgrößen $[X]_f$ und die Beobachtbarkeitsmatrix $[\Gamma]_i$ aus den Messdaten gewinnen, ohne weitere Kenntnis der Zustandsraummatrizen. Dazu werden mit der schrägen Projektion die zukünftigen Ausgangsgrößen $[Y]_f$ parallel zum Unterraum der Eingangsgrößen auf die Zustände projiziert. Weil jedoch die Zustandsgrößen aus

den zurückliegenden Ein- und Ausgangsgrößen berechnet werden können, lässt sich die Projektion allein aus den Messwerten gemäß

$$[O]_i = [\Gamma]_i [X]_f = [Y]_f / U_f \begin{bmatrix} [U]_p \\ [Y]_p \end{bmatrix}, \quad (\text{A.12})$$

durchführen. Nach Singulärwertzerlegung der Projektionsmatrix $[O]_i$ kann die erweiterte Beobachtbarkeitsmatrix

$$[\Gamma]_i = [W]_1^{-1} [U]_1 [S]_1^{0.5}, \quad (\text{A.13})$$

bestimmt und mit ihrer Pseudoinversen die zukünftigen Zustände

$$[X]_f = [\Gamma]_i^+ [O]_i, \quad (\text{A.14})$$

berechnet werden. In gleicher Weise ergeben sich die Zustände des nächsten Zeitschritthorizontes $[X]_{i+1}$. Damit sind die zeitabhängigen Größen der Zustandsraumdarstellung A.7 und A.8 bekannt, so dass aus dem linearen Gleichungssystem

$$\begin{bmatrix} [X]_{i+1} \\ [Y]_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [A] & [B] \\ [C] & [D] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [X]_i \\ [U]_i \end{bmatrix}, \quad (\text{A.15})$$

die noch unbekannt Systemmatrizen in nur einem Berechnungsschritt ermittelt werden können. Hierfür kommt in der Regel die Methode der kleinsten Fehlerquadrate zum Einsatz, weil das Gleichungssystem für realistische Messsignale aufgrund von Rauschen nicht konsistent ist.

A.4. Realisierung der Zustandsrückführung

Identifikation des Beobachtermodells

In dieser Arbeit werden zur Identifikation des Beobachters die Methoden der N_4SID Algorithmen [93] eingesetzt (Anhang A.3). Dabei ist besonders die Kenntnis der modalen Zustandskoordinaten entscheidend für die Reglerperformanz. Die Grafik A.5 gibt einen Überblick über die verschiedenen Arbeitsschritte bei der Realisierung.

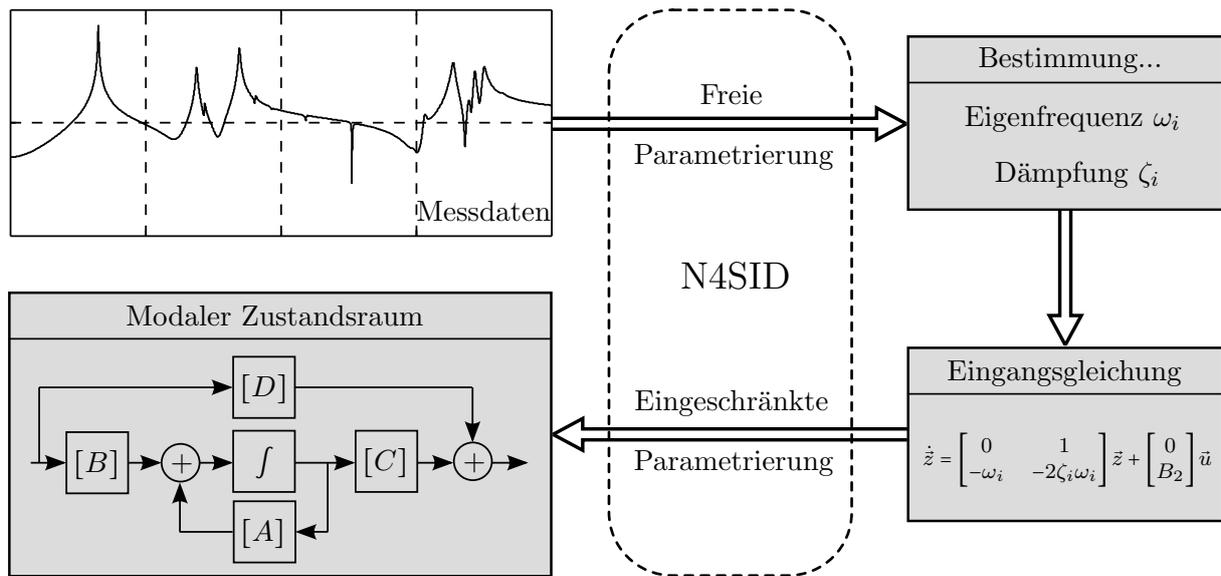


Abbildung A.5.: Schrittweise Identifikation und Realisierung modaler Beobachtermodelle

Im ersten Schritt werden aus p Schwingungsversuchen (mit p als Anzahl der Aktoren) alle Messdaten der m Sensoren in einer Matrix von Übertragungsfunktionen mit der Dimension $m \times p$ zusammengeführt. Sie wird in einer Black-Box Identifikation mit Hilfe der N_4SID Algorithmen genutzt um Modelle unterschiedlicher Ordnung

$$n_i = n_{i,min}, n_{i,min} + 2 \dots n_{i,max},$$

zu berechnen. Das Ergebnis jeder Identifikation ist ein Zustandsraummodell der Form

$$\begin{Bmatrix} \dot{\tilde{z}}_1 \\ \dot{\tilde{z}}_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [A_{11}] & [A_{12}] \\ [A_{21}] & [A_{22}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \tilde{z}_1 \\ \tilde{z}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [B_1] \\ [B_2] \end{bmatrix} \tilde{u}, \quad (\text{A.16})$$

$$\tilde{y} = \begin{bmatrix} [C_1] & [C_2] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \tilde{z}_1 \\ \tilde{z}_2 \end{Bmatrix} + [D] \tilde{u}, \quad (\text{A.17})$$

bei dem die Zustandskoordinaten wegen der beliebigen Besetzung aller Teilmatrizen nicht bekannt sind. Jedoch lassen sich die Pole der Systemmatrix berechnen und in einem Stabilisierungsdiagramm darstellen, wie beispielhaft in Abbildung A.6 dargestellt. Die Auswahl einer Modellordnung für den nächsten Schritt erfolgt so, dass für alle fo-

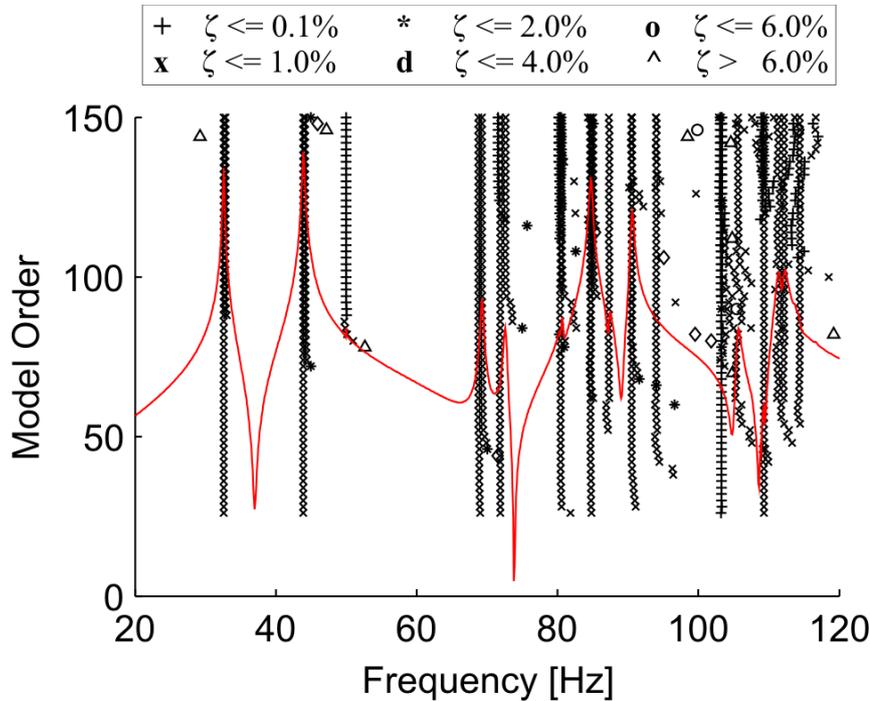


Abbildung A.6.: Typisches Stabilisierungsdiagramm einer schwach gedämpften Struktur

kussierten Frequenzen eine stabile Pollage (vertikale Linien) vorhanden ist und keine doppelten Pole im betrachteten Frequenzbereich auftreten.

Realisierung modaler Zustandskoordinaten

Aus dem ersten Schritt sind durch Auswahl der Modellordnung die Eigenfrequenzen $\tilde{\omega}_i$, Dämpfungen $\tilde{\zeta}_i$ und die Größe der Zustandsraummatrizen bekannt. Damit kann die Systemmatrix $[A]$ des modalen Zustandsraummodells nach Gleichung 3.51 vollständig aufgestellt werden. Sie bestimmt zugleich die Form der zugehörigen Matrizen $[B]$, $[C]$ und $[D]$, welche in einem weiteren Identifikationsschritt bestimmt werden. Zur Realisierung der modalen Zustandskoordinaten wird hierbei die Eingangsmatrix

$$[B] = \begin{bmatrix} [0] \\ [B_2] \end{bmatrix}, \quad (\text{A.18})$$

nur im unteren Teil parametrisiert. Dieses Vorgehensweise hat sich als ausreichend schnell erwiesen und bietet aufgrund der zwei Schritte verschiedene Möglichkeiten auf die modale Realisierung der Matrizen Einfluss zu nehmen.

Bestimmung der Reglermatrix

Durch die Festlegung der Einträge in der Reglermatrix werden die geregelten Struktureigenschaften definiert. Die üblichen Methoden, wie beispielsweise der linear quadratische Ansatz (LQ), berücksichtigen dabei nicht explizit die Stellgrößenbegrenzung der Aktoren. Deshalb wird in dieser Arbeit die Einstellung der Verstärkungsfaktoren durch einen Optimierer durchgeführt, bei dem die Stellgrößenbegrenzungen als Randbedingung eingeführt werden. Als Löser wird der *MATLAB fmincon* Algorithmus verwendet.

Die allgemeine Optimierungsaufgabe kann in der Form

$$\text{minimiere} \quad f(q_1, q_2, \dots, q_n), \quad i = 1, \dots, n; q_i \in \uparrow Q \downarrow \quad (\text{A.19})$$

$$\text{so dass} \quad g_j(q_1, q_2, \dots, q_n), \quad j = 1, \dots, p \quad (\text{A.20})$$

angegeben werden. Die Minimierungsfunktion f wird aus dem modalen Dämpfungsincrement $\Delta\zeta_i$ für Mode i der geregelten Struktur nach der Gleichung

$$f(q_{ii}) = \sum_{i=1}^n w_i \Delta\zeta_i(q_{ii}) = \sum_{i=1}^n w_i (\zeta_{i,s} - \zeta_{i,r}(q_{ii})), \quad (\text{A.21})$$

berechnet, wobei die Indizes s für den Sollwert und r für den tatsächlichen Dämpfungswert der geregelten Struktur stehen. Die Dämpfung der Struktur kann hierbei durch die Designvariablen q_{ii} angepasst werden, weil diese zur Berechnung einer Reglermatrix im linear quadratischen Problem

$$\min J = \int_{t=0}^{\infty} (\tilde{z}^T [Q] \tilde{z} + \tilde{u}^T [I] \tilde{u}) dt, \quad (\text{A.22})$$

zur Wichtung der Zustandskoordinaten \tilde{z} des Strukturmodells eingesetzt werden (siehe Abschnitt 3.5.2). Hierbei wird keine weitere Wichtung der Stellgrößen vorgenommen. Der zusätzliche Wichtungsfaktor w_i des Dämpfungsincrementes in Gleichung A.21 ist notwendig um die unterschiedliche Steuerbarkeit der geregelten Moden auszugleichen. Durch die Vorgabe eines Sollwertes $\zeta_{i,s}$ der modalen Dämpfung wird verhindert, dass einer der Moden unnötig viel zusätzliche Dämpfung über das aktive System zugeführt wird. Eine weitere Begrenzung des Optimierungsraums wird durch die Stellgrößenbegrenzung in der Restriktion g_j mit eingeführt, worin jedem der p Aktoren eine maximal zulässige elektrische Aktorspannung zugewiesen wird.

A.5. Beobachter für das Solarpaneel

Wegen den beobachteten Unterschieden im Übertragungsverhalten von Simulation und Experiment (Abschnitt 8.3.1) wird für die LQG Regelung ein modales Modell aus Versuchsdaten gewonnen. Hierzu wird eine Übertragungsfunktionsmatrix mit folgenden Eingängen und Ausgängen aus dem Versuch ermittelt

Eingänge: Shaker $S1$ und $S2$, Piezoaktoren $A1$ bis $A3$,

Ausgänge: Sensoren $S1$ bis $S5$,

und für die Identifikation von Streckenmodellen unterschiedlicher Ordnung verwendet. Mit Hilfe des Stabilisierungsdiagramms aus Abbildung A.7 wird die Ordnung des zu realisierenden Systems auf 34 festgelegt.

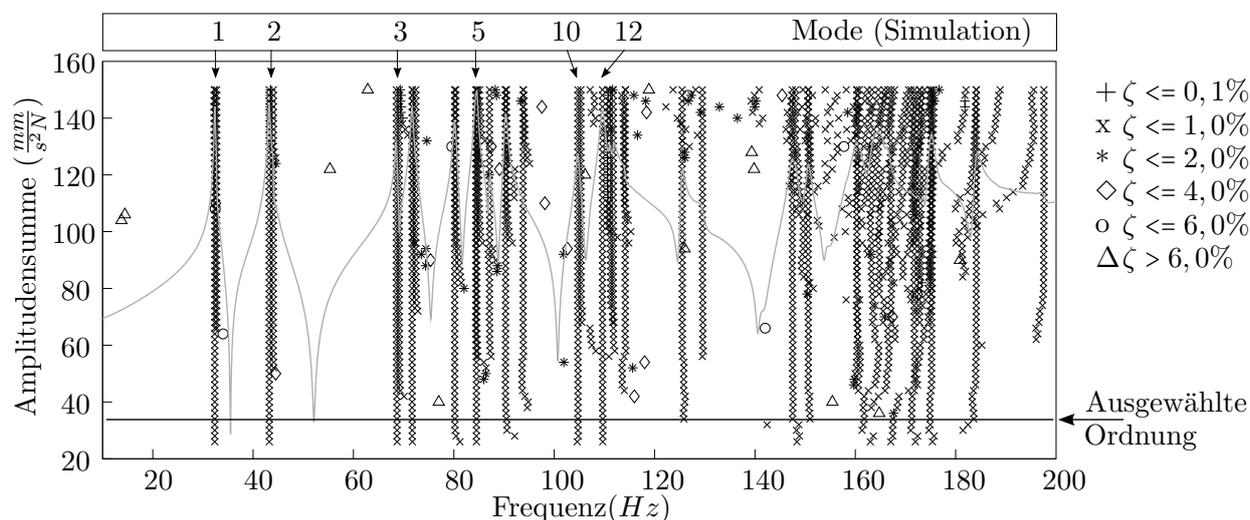


Abbildung A.7.: Stabilisierungsdiagramm für die Bestimmung einer Modellordnung am Solarpaneel.

Ebenfalls aus Vorversuchen wurde die Kovarianz

$$\sigma_s = 0.1 \frac{m^2}{s^4},$$

der Beschleunigungssignale bestimmt, welche zur Berechnung der statischen Kalman Matrix $[K]_k$ des Beobachters genutzt wird (Gleichung 3.71). Die Funktionsweise des modalen Beobachters kann den Amplitudengängen in Abbildung A.8 entnommen werden, wobei das Übertragungsverhalten von den Shakerkräften zu den beobachteten modalen Geschwindigkeiten ausgewählter Moden dargestellt ist. Durch die gute Nachbildung

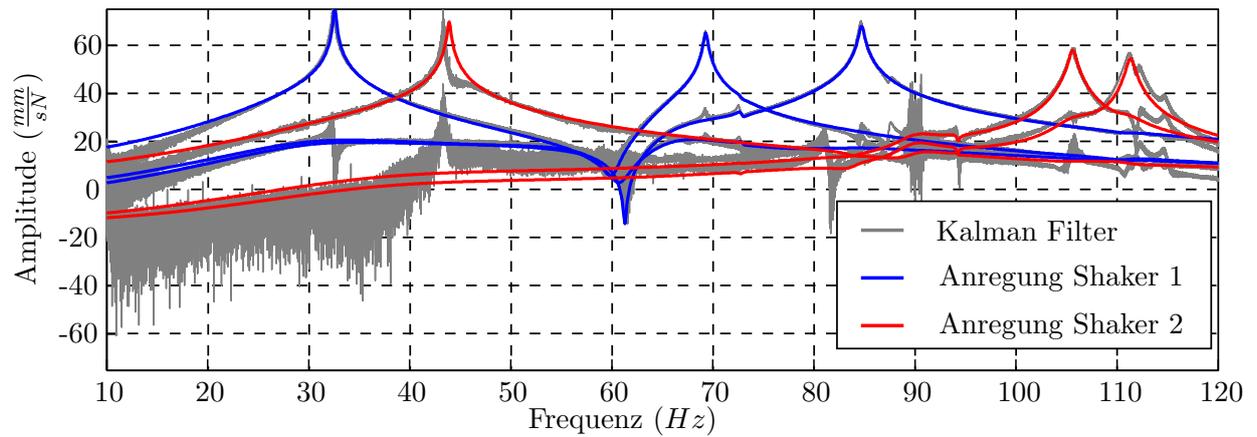


Abbildung A.8.: Modale Geschwindigkeiten des Solarpaneels aus Simulation und Messung (*Anregung Shaker 1 / Shaker 2 aus Simulation entnommen*).

der modalen Amplituden in den Resonanzen ist mit geringen Kopplungen zwischen den Moden beim Einsatz des Beobachters zur aktiven Dämpfung zu rechnen.

A.6. Gekoppeltes Modell des aktiven Tilgers

Mechanisches Ersatzmodell

Der hier betrachtete aktive Tilger besteht aus Feder, Dämpfer, Masse und zusätzlicher Aktorkraft. Die Gesamtmasse des Tilgers teilt sich auf Gehäuse und die eigentlich zur Aktuation genutzte bewegliche Masse auf. Das Ersatzmodell mit gekoppelter elastischer Struktur ist in Abbildung A.6 dargestellt.

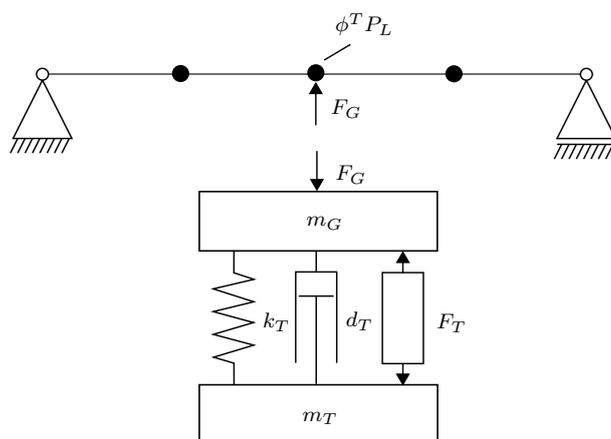


Abbildung A.9.: Aktiver Tilger mit Kopplung zu einer elastischen Struktur

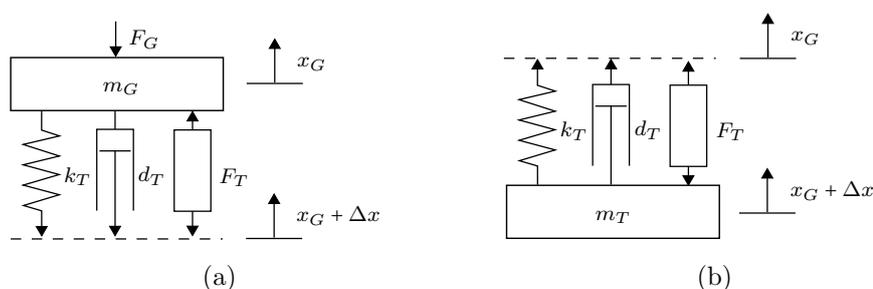


Abbildung A.10.: Freigeschnittene Teilsysteme des aktiven Tilgers

Durch Freischneiden entstehen die beiden Teilsysteme aus Abbildung A.10(a) und Abbildung A.10(b). Daraus werden die Bewegungsdifferentialgleichungen

$$m_G \ddot{x}_G - d_T \dot{\Delta x} - k_T \Delta x + F_T + F_G = 0, \quad (\text{A.23})$$

$$m_T (\ddot{x}_G + \ddot{\Delta x}) + d_T \dot{\Delta x} + k_T \Delta x - F_T = 0, \quad (\text{A.24})$$

für die Gehäuseverschiebung x_G und Tilgerauslenkung Δx entwickelt. Die Fußpunktverschiebung x_G des Tilgergehäuses wird wegen der starren Kopplung zur Struktur durch deren Verschiebung am Koppelpunkt ersetzt. Es gilt

$$x_G = P_L^T \phi q = \Psi_L^T q. \quad (\text{A.25})$$

Durch Umstellen der Gleichung A.23 nach der Schnittstellenkraft F_G am Koppelpunkt und Einsetzen in die allgemeine modale Bewegungsdifferentialgleichung 3.32 der Struktur, wobei gilt $F = F_G$, erhält man

$$(I + \Psi_L m_G \Psi_L^T) \ddot{q} = -\omega^2 q - 2\zeta \omega \dot{q} + \Psi_L k_T \Delta x + \Psi_L d_T \dot{\Delta x} - \Psi_L F_T. \quad (\text{A.26})$$

Der linke Term stellt die durch die Zusatzmasse des Tilgergehäuses modifizierte modale Massenmatrix

$$M_m = I + \Psi_L m_G \Psi_L^T, \quad (\text{A.27})$$

dar und wird durch linksseitige Multiplikation mit der Inversion für die Entwicklung der Zustandsraumdarstellung auf die rechte Seite der Gleichung gebracht

$$\ddot{q} = -M_m^{-1} \omega^2 q - M_m^{-1} 2\zeta \omega \dot{q} + M_m^{-1} \Psi_L k_T \Delta x + M_m^{-1} \Psi_L d_T \dot{\Delta x} - M_m^{-1} \Psi_L F_T. \quad (\text{A.28})$$

Nach Einordnen der Tilgerkoordinaten im Zustandsvektor der modalen Zustandsraumdarstellung aus Gleichung 3.51 gemäß

$$z = \{q, \Delta x, \dot{q}, \dot{\Delta x}\}^T, \quad (\text{A.29})$$

entsteht mit Gleichung A.24 und Gleichung A.28 die gekoppelte Eingangsgleichung für das Struktur-Aktor-System

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} \dot{q} \\ \dot{\Delta x} \\ \ddot{q} \\ \ddot{\Delta x} \end{pmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I \\ -M_m^{-1} \omega^2 & M_m^{-1} \Psi_L k_T & -M_m^{-1} 2\zeta \omega & M_m^{-1} \Psi_L d_T \\ \Psi_L^T M_m^{-1} \omega^2 & -\frac{k_T}{m_T} - \Psi_L^T M_m^{-1} \Psi_L k_T & \Psi_L^T M_m^{-1} 2\zeta \omega & -\frac{d_T}{m_T} - \Psi_L^T M_m^{-1} \Psi_L d_T \end{bmatrix} \begin{pmatrix} q \\ \Delta x \\ \dot{q} \\ \dot{\Delta x} \end{pmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -M_m^{-1} \Psi_L \\ \frac{1}{m_T} + \Psi_L^T M_m^{-1} \Psi_L \end{bmatrix} F_T. \end{aligned} \quad (\text{A.30})$$

Die Schnittstellenkraft F_G entsteht als Reaktionskraft aus Tilger- und Strukturbewegung. Sie kann durch Gleichung A.23 berechnet und als zusätzliche Ausgangsgröße in den Zustandsraum eingeführt werden. Dazu wird die modale Beschleunigung \ddot{q} durch

die dritte Zeile der Eingangsgleichung A.30 ersetzt und man erhält

$$\begin{aligned}
 F_G = & \left[m_G \Psi_L^T M_m^{-1} \omega^2 \quad k_T (1 - m_G \Psi_L^T M_m^{-1} \Psi_L) \quad m_G \Psi_L^T M_m^{-1} 2\zeta \omega \quad d_T (1 - m_G \Psi_L^T M_m^{-1} \Psi_L) \right] \begin{Bmatrix} q \\ \Delta x \\ \dot{q} \\ \dot{\Delta x} \end{Bmatrix} \\
 & + [m_G \Psi_L^T M_m^{-1} \Psi_L - 1] F_T.
 \end{aligned} \tag{A.31}$$

Elektro-Mechanisches Modell

Das gekoppelte elektro-mechanische Modell des aktiven Tilgers kann unter Verwendung der elektrischen Gleichungen aus Abschnitt 3.3.2 aufgestellt werden. Durch Erweiterung des Zustandsvektors um den Spulenstrom i_T können die Zustandsraumgleichungen A.30 und A.31 des elektro-mechanischen Modells vollständig aufgeschrieben werden. Der Systemeingang ist nun die Tilgerspannung und die Tilgerkraft entsteht innerhalb der Systemmatrix durch Multiplikation mit dem Spulenstrom. Mit $\Psi_L^T M_m^{-1} \Psi_L = \frac{1}{m_m}$ erhält man

$$\begin{aligned}
 \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ \Delta x \\ \ddot{q} \\ \dot{\Delta x} \\ \dot{i}_T \end{Bmatrix} = & \begin{bmatrix} 0 & 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I & 0 \\ -M_m^{-1} \omega^2 & M_m^{-1} \Psi_L k_T & -M_m^{-1} 2\zeta \omega & M_m^{-1} \Psi_L d_T & -M_m^{-1} \Psi_L \\ \Psi_L^T M_m^{-1} \omega^2 & -\frac{k_T}{m_T} - \frac{k_T}{m_m} & \Psi_L^T M_m^{-1} 2\zeta \omega & -\frac{d_T}{m_T} - \frac{d_T}{m_m} & \frac{1}{m_T} + \frac{1}{m_m} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{c_T}{L} & -\frac{R}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ \Delta x \\ \dot{q} \\ \dot{\Delta x} \\ i_T \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{L} \end{bmatrix} u_T,
 \end{aligned} \tag{A.32}$$

$$F_G = \left[m_G \Psi_L^T M_m^{-1} \omega^2 \quad k_T \left(1 - \frac{m_G}{m_m}\right) \quad m_G \Psi_L^T M_m^{-1} 2\zeta \omega \quad d_T \left(1 - \frac{m_G}{m_m}\right) \quad \left(\frac{m_G}{m_m} - 1\right) c_T \right] \begin{Bmatrix} q \\ \Delta x \\ \dot{q} \\ \dot{\Delta x} \\ i_T \end{Bmatrix}. \tag{A.33}$$

A.7. Spezifikation des SA-1 Tilgers

Tabelle A.1.: Spezifikation des CSA SA-1 Tilgers nach [89]

Kennwert	Einheit	Spezifikation CSA
Widerstand	Ω	4,0
Induktivität	mH	0,53
Spulenstrom	I_{rms}	1,0
Masse - bewegt	g	34
Masse - gesamt	g	100
Resonanzfrequenz	Hz	40
Gütefaktor	-	4

B. Literaturverzeichnis

- [1] A. HAĆ ; L. LIU: Sensor And Actuator Location In Motion Control Of Flexible Structures. In: *Journal of Sound and Vibration* 167 (1993), Nr. 2, S. 239–261. – URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X83713337>. – ISSN 0022-460X
- [2] AGRAWAL, B.: Jitter control for imaging spacecraft. In: *Recent Advances in Space Technologies, 2009. RAST '09. 4th International Conference on*, 2009, S. 615–620
- [3] ALLEN J BRONOWICKI ; NANDU S ABHYANKAR ; STEVEN F GRIFFIN: Active vibration control of large optical space structures. In: *Smart Materials and Structures* 8 (1999), Nr. 6, S. 740. – URL <http://stacks.iop.org/0964-1726/8/i=6/a=304>
- [4] ALLIK, Henno ; HUGHES, THOMAS J. R.: Finite element method for piezoelectric vibration. In: *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 2 (1970), Nr. 2, S. 151–157. – URL <http://dx.doi.org/10.1002/nme.1620020202>. – ISSN 1097-0207
- [5] ANDERSON, E.H ; HOW, J.P: Active vibration isolation using adaptive feedforward control. In: *American Control Conference, 1997. Proceedings of the 1997* Bd. 3, 1997, S. 1783 –1788 vol.3
- [6] ANNARELLA, Cyril: *Spacecraft Structures*. (1991)
- [7] ANSYS, Inc.: *ANSYS (R) Academic Research, Release 15.0, Help System: Element Reference*
- [8] ARIANESPACE ; ARIANESPACE (Hrsg.): *Ariane 5 User's Manual*. July, 2011. – URL http://www.arianespace.com/launch-services-ariane5/Ariane5_users_manual_Issue5_July2011.pdf
- [9] ARNOLD, W.F., III ; LAUB, A. J.: Generalized eigenproblem algorithms and software for algebraic Riccati equations. In: *Proceedings of the IEEE* 72 (1984), Nr. 12, S. 1746–1754. – ISSN 0018-9219
- [10] B. GOVIN ; B. CLAUDINON ; P. DE LARMINAT: Adaptive control of flexible space structures. In: *Guidance and Control Conference*. American Institute

- of Aeronautics and Astronautics, 1981 (Guidance, Navigation, and Control and Co-located Conferences). – URL <http://dx.doi.org/10.2514/6.1981-1787>
- [11] BAIER, H. ; MÜLLER, M.: *SMI - a structural dynamics toolbox for integrated modeling*. 2002. – URL ;
- [12] BAIER, H. ; MÜLLER, M.: Adaptive structures and mechatronic components for vibration and shape control of satellite precision payloads. In: *Proceedings of the 54th International Astronautical Congress, Bremen, Germany* Bd. 79, 2003
- [13] BALAS, Gary J.: *Robust control of flexible structures: Theory and experiments*, California Institute of Technology, Dissertation, 1990
- [14] BALAS, M.: Trends in large space structure control theory: Fondest hopes, wildest dreams. In: *Automatic Control, IEEE Transactions on* 27 (1982), Nr. 3, S. 522–535. – ISSN 0018-9286
- [15] BALAS, M. J.: Active control of flexible systems. In: *Journal of Optimization Theory and Applications* 25 (1978), Nr. 3, S. 415–436. – URL <http://dx.doi.org/10.1007/BF00932903>. – ISSN 0022-3239
- [16] BALAS, Mark J.: Direct Velocity Feedback Control of Large Space Structures. In: *Journal of Guidance, Control, and Dynamics* 2 (1979), Nr. 3, S. 252–253. – URL <http://dx.doi.org/10.2514/3.55869>
- [17] BAR-KANA, I. ; KAUFMAN, H.: Simple adaptive control of large flexible space structures. In: *Aerospace and Electronic Systems, IEEE Transactions on* 29 (1993), Nr. 4, S. 1137–1149. – ISSN 0018-9251
- [18] BEI KIMCO MAGNETICS ; BEI KIMCO MAGNETICS (Hrsg.): *Voice Coil Actuators: Applications & Product Selection Guide*. 2014. – URL www.beikimco.com
- [19] BELVIN, WKEITH ; ELLIOTT, KENNYB ; HORTA, LUCASG ; BAILEY, JIMP ; BRUNER, ANNEM ; SULLA, JEFFREYL ; WON, John ; UGOLETTI, ROBERTOM: Langley’s CSI evolutionary model: Phase O. (1991)
- [20] BENT, Aaron A. ; HAGOOD, Nesbitt W.: Piezoelectric Fiber Composites with Interdigitated Electrodes. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 8 (1997), Nr. 11, S. 903–919
- [21] BLOCH, F. ; LHERMET, Nicolas ; MENEROUD, P. ; CLAEYSSSEN, F.: Space Compliant Moving Coil Actuator. In: *International Conference on New Actuators* Bd. 9, S. 661–664

-
- [22] BOUSQUET, P. W. ; GUAY, P. ; MERCIER, F.: CASTOR Active Damping Experiment, Preliminary Flight Results. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 8 (1997), Nr. 9, S. 792–800
- [23] BROWN, Robert G. ; HWANG, PATRICK Y. C: *Introduction to random signals and applied Kalman filtering: With MATLAB exercises and solutions*. 3rd ed. New York : Wiley, 1997. – ISBN 9780471128397
- [24] CEDRAT TECHNOLOGIES: *Magnetostrictive Actuators*. 2014. – URL <http://www.cedrat-technologies.com/>
- [25] CHAUDHRY, Z. ; ROGERS, C.A: The Pin-Force Model Revisited. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 5 (1994), Nr. 3, S. 347–354
- [26] CHEE, Clinton Y. K. ; TONG, Liyong ; STEVEN, Grant P.: A Review on the Modeling of Piezoelectric Sensors and Actuators Incorporated in Intelligent Structures. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 9 (1998), Nr. 1, S. 3–19
- [27] CHOPRA, Inderjit: Review of State of Art of Smart Structures and Integrated Systems: AIAA Journal. In: *AIAA Journal* 40 (2002), Nr. 11, S. 2145–2187
- [28] CLAEYSSSEN, F. ; LHERMET, N.: Actuators based on giant magnetostrictive materials. In: *International Conference on New Actautors* Bd. 2002, S. 148–153
- [29] CLAEYSSSEN, F. ; LHERMET, N. ; MAILLARD, T.: *MAGNETOSTRICTIVE ACTUATORS COMPARED TO PIEZOELECTRIC ACTUATORS*. 2002
- [30] CLARK, Arthur E.: High Power Rare Earth Magnetostrictive Materials. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 4 (1993), Nr. 1, S. 70–75
- [31] CONDE REIS, A. ; LOIX, N. ; DETTMANN, J. ; BRAZZALE, P.: CFIE: In-Orbit Active Damping Experiment Using Strain Actuators. In: KALDEICH-SCHUERMAN, B. (Hrsg.): *Spacecraft Guidance, Navigation and Control Systems* Bd. 381, 1997, S. 645
- [32] CRAWLEY, Edward F. ; ANDERSON, Eric H.: Detailed Models of Piezoceramic Actuation of Beams. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 1 (1990), Nr. 1, S. 4–25
- [33] CRAWLEY, E.F ; LUIS, J. d.: Use of piezoelectric actuators as elements of intelligent structures. In: *AIAA Journal* 25 (1987), Nr. 10, S. 1373–1385
- [34] DE NOYER, MAXIME P. BAYON ; HANAGUD, Sathya V.: Single Actuator and Multi-Mode Acceleration Feedback Control. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 9 (1998), Nr. 7, S. 522–533

- [35] DEFENDINI, A. ; VAILLON, L. ; TROUVE, F. ; ROUZE, Th ; SANCTORUM, B. ; GRISERI, G. ; SPANOUDAKIS, P. ; ALBERTI, M. v.: Technology predevelopment for active control of vibration and very high accuracy pointing systems. In: *Spacecraft Guidance, Navigation and Control Systems* Bd. 425, 2000, S. 385
- [36] DENOYER, K. K. ; ERWIN, R. S. ; NINNEMAN, R. R.: Advanced Smart Structures Flight Experiments for Precision Spacecraft. In: *Acta Astronautica* 47 (2000), S. 389–397
- [37] DOSCH, J.J ; LEO, D.J ; INMAN, D.J: Comparison of vibration control schemes for a smart antenna. In: *Decision and Control, 1992., Proceedings of the 31st IEEE Conference on*, 1992, S. 1815 –1820 vol.2
- [38] ECSS SECRETARIAT ; ESA REQUIREMENTS AND STANDARDS DIVISION (Hrsg.): *ECSS-E-HB-32-20A: Structural materials handbook - Part 2: Desing calculation methods and general design aspects*. 2013
- [39] ECSS SECRETARIAT ; ESA REQUIREMENTS AND STANDARDS DIVISION (Hrsg.): *ECSS-E-HB-32-26A: Spacecraft mechanical loads analysis handbook*. 2013
- [40] ELLIOTT, S. J. ; STOTHERS, I. ; NELSON, P.A: A multiple error LMS algorithm and its application to the active control of sound and vibration. In: *Acoustics, Speech and Signal Processing, IEEE Transactions on* 35 (1987), Nr. 10, S. 1423–1434. – ISSN 0096-3518
- [41] ELSPASS, Wilfried ; FLEMMING, Manfred: *Aktive Funktionsbauweisen: Eine Einführung in die Strukttronik*. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 1998
- [42] ERWIN, R. S. ; QASSIM, Ken: The ACTEX-I Guest Investigator Program: Lessons Learned and Future Opportunities. In: *Proceedings, AIAA GN&C Conference*, 1999
- [43] ESA-ESTEC: *Structural materials handbook: Thermal and environmental integrity, manufacturing aspects, in-orbit and health monitoring, soft materials, hybrid materials and nanotechnoligies*. 2011
- [44] ETREMA PRODUCTS INC.: *Actuator Line Specifications: Data Sheet*. 2014. – URL www.etrema.com
- [45] ETREMA PRODUCTS INC.: *Terfenol-D: Data Sheet*. 2014. – URL www.etrema.com
- [46] FANSON, J. L. ; BLACKWOOD, G. H. ; CHU, C. C.: Active member control of precision structures. In: *SDM Conference, AIAA paper*, 1989, S. 89–1329

-
- [47] FANSON, JAMES ; BLACKWOOD, GARY ; CHU, CHENG: Experimental evaluation of active-member control of precision structures. In: *NASA, Langley Research Center, NASA/DOD Controls-Structures Interaction Technology 1989 p 387-410 (SEE N 90-21062 14-18)* (1989)
- [48] FANSON, J.L: *An Experimental Investigation of Vibration Suppression in Large Space Structures Using Positive Position Feedback*, California Institute of Technology, Dissertation, 1987
- [49] FORMICA, N.C ; CREMA, L.B ; GALEAZZI, C. ; MORGANTI, F.: Vibration control of satellite panels by means of piezoelectric elements. In: *Transactions on the Built Environment* 19 (1996)
- [50] FRANK DÖNGI ; ULRICH JOHANN ; LASZLO SZERDAHELYI: Active structural subsystem of the OISI interferometry testbed. In: *Smart Materials and Structures* 8 (1999), Nr. 6, S. 709. – URL <http://stacks.iop.org/0964-1726/8/i=6/a=301>
- [51] GAUDENZI, P.: *Design criteria and procedures of space structures*. 2005
- [52] GAWRONSKI, Wodek: Dynamics and control of structures: A modal approach. (1998)
- [53] GEEPLUS EUROPE LTD: *Voice coil motors*. 2014. – URL www.geeplus.biz
- [54] GENG, Z. J. ; HAYNES, L. S.: Six degree-of-freedom active vibration control using the Stewart platforms. In: *Control Systems Technology, IEEE Transactions on* 2 (1994), Nr. 1, S. 45–53. – ISSN 1063-6536
- [55] GEYER, F. ; CASWELL, D. ; SIGNORINI, C.: Powering the Future. In: *ESA Bulletin* (2007), Nr. 131, S. 46–49
- [56] GOH, C. J. ; CAUGHEY, T. K.: On the stability problem caused by finite actuator dynamics in the collocated control of large space structures. In: *International Journal of Control* 41 (1985), Nr. 3, S. 787–802
- [57] GOH, Chuen J.: *Analysis and control of quasi distributed parameter systems*, California Institute of Technology, Dissertation, 1983
- [58] GOM MBH: *Aramis User Manual: v 6.1*. 2009
- [59] GRILLENBECK, A. ; ABOU-EL-ELA, A. ; WAGNER, M.: Artificial Damping For Spacecraft Structures Based On LQG Controller And Kalman Observer. In: *56 th International Astronautical Congress*, 2005
- [60] HABENICHT, Gerd: *Kleben*. Bd. 4. Springer, 1986

- [61] HAERTLING, Gene H.: Ferroelectric Ceramics: History and Technology. In: *Journal of the American Ceramic Society* 82 (1999), Nr. 4, S. 797–818. – URL <http://dx.doi.org/10.1111/j.1151-2916.1999.tb01840.x>. – ISSN 1551-2916
- [62] HALL, D. A.: Review Nonlinearity in piezoelectric ceramics. In: *Journal of Materials Science* 36 (2001), Nr. 19, S. 4575–4601. – URL <http://dx.doi.org/10.1023/A%3A1017959111402>. – ISSN 0022-2461
- [63] HOOKER, M.W: *Properties of PZT-Based Piezoelectric Ceramic Between -150 and 250°C*. 1998
- [64] HUBER, J. E. ; FLECK, N. A. ; ASHBY, M. F.: The selection of mechanical actuators based on performance indices. In: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 453 (1997), Nr. 1965, S. 2185–2205
- [65] J PRITCHARD ; C R BOWEN ; F LOWRIE: Multilayer actuators: Review. In: *British Ceramic Transactions* 100 (2001), Nr. 6, S. 265–273. – URL <http://opus.bath.ac.uk/2811/>
- [66] JIANG, Jian-Ping ; LI, Dong-Xu: Robust H_∞ vibration control for smart solar array structure. In: *Journal of Vibration and Control* 17 (2011), Nr. 4, S. 505–515
- [67] JONES, B. ; CHEN LIANG: Magnetostriction: revealing the unknown. In: *Aerospace and Electronic Systems Magazine, IEEE* 11 (1996), Nr. 3, S. 3–6. – ISSN 0885-8985
- [68] JORDAN, T. ; OUNAIES, Z. ; TRIPP, Virginia J. ; TCHENG, P.: Electrical Properties and Power Considerations of a Piezoelectric Actuator. (2000)
- [69] JUANG, Jer-Nan ; PHAN, Minh: Robust controller designs for second-order dynamic systems-A virtual passive approach. In: *Journal of Guidance, Control, and Dynamics* 15 (1992), Nr. 5, S. 1192–1198
- [70] KALMAN, R. E.: A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems. In: *Transactions of the ASME – Journal of Basic Engineering* (1960), Nr. 82 (Series D), S. 35–45. – URL <http://www.cs.unc.edu/welch/kalman/media/pdf/Kalman1960.pdf>
- [71] KAUTSKY, J. ; NICHOLS, N. K. ; DOOREN, P. van: Robust pole assignment in linear state feedback. In: *International Journal of Control* 41 (1985), Nr. 5, S. 1129–1155
- [72] KIENHOLZ, David A. ; PENDLETON, Scott C. ; RICHARDS, Jr. Kenneth E. ; MORGENTHALER, Daniel R.: Demonstration of solar array vibration suppression. (1994), S. 59–72

-
- [73] KIM, S.J ; JONES, J.D: Optimal design of piezoactuators for active noise and vibration control. In: *AIAA Journal* 29 (1991), Nr. 12, S. 2047–2053
- [74] KWAKERNAAK, Huibert ; SIVAN, Raphael: *Linear optimal control systems*. Bd. 1. Wiley-interscience New York, 1972
- [75] LAUB, A. J.: A Schur method for solving algebraic Riccati equations. In: *Automatic Control, IEEE Transactions on* 24 (1979), Nr. 6, S. 913–921. – ISSN 0018-9286
- [76] LAY, Andreas: *Bericht aus dem Institut / Institut für Statik und Dynamik der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen, Universität Stuttgart*. Bd. 33: *Einfluss elektronischer Komponenten bei lokalen Regelungsverfahren zur aktiven Schwingungsdämpfung adaptiver Strukturen*. Stuttgart : Inst. für Statik und Dynamik der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen, 2000. – ISBN 9783930683413
- [77] LINDNER, Douglas K. ; ZVONAR, Gregory A. ; BOROJEVIC, Dusan: Performance and control of proof-mass actuators accounting for stroke saturation. In: *Journal of Guidance, Control, and Dynamics* 17 (1994), Nr. 5, S. 1103–1108. – URL <http://dx.doi.org/10.2514/3.21316>
- [78] LUNZE, Jan: *Springer-Lehrbuch*. Bd. 2: *Mehrgrößensysteme, digitale Regelung: Mit 53 Beispielen, 91 Übungsaufgaben sowie einer Einführung in das Programmiersystem MATLAB*. 4., neu bearb. Aufl. Berlin [u.a.] : Springer, 2006. – ISBN 9783540323358
- [79] MANNING, R.A ; CASTEEL, S.C: On-Orbit Performance of the Advanced Controls Technology Experiment. In: *Proceedings of the American Control Conference*, 1997, S. 3990–3994
- [80] MARTIN, Donald H. ; ANDERSON, Paul R. ; BARTAMIAN, Lucy: *Communication Satellites (5th Edition)*
- [81] MEIROVITCH, L. ; BARUH, H. ; OZ, Hs: A comparison of control techniques for large flexible systems. In: *Journal of Guidance, Control, and Dynamics* 6 (1983), Nr. 4, S. 302–310
- [82] MEIROVITCH, L. ; VANLANDINGHAM, H. F. ; OEZ, H.: Control of spinning flexible spacecraft by modal synthesis. (1976)
- [83] MEIROVITCH, Leonard: *Dynamics and control of structures*. John Wiley & Sons, 1990
- [84] MIURA, Koryo: Adaptive Structures Research at ISAS, 1984-1990. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 3 (1992), Nr. 1, S. 54–74

- [85] MOETAKEF, Mohammad A. ; LAWRENCE, Kent L. ; JOSHI, Shiv P. ; SHIAKOLAS, Panayiotis S.: Closed-form expressions for higher order electroelastic tetrahedral elements. In: *AIAA Journal* 33 (1995), Nr. 1, S. 136–142. – URL <http://dx.doi.org/10.2514/3.12343>
- [86] MOFFETT, Mark B. ; CLARK, Arthur E. ; WUN-FOGLE, Marilyn ; LINBERG, Jan ; TETER, Joseph P. ; MCLAUGHLIN, Elizabeth A.: Characterization of Terfenol-D for magnetostrictive transducers. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 89 (1991), Nr. 3, S. 1448–1455. – URL <http://scitation.aip.org/content/asa/journal/jasa/89/3/10.1121/1.400678>
- [87] MOOG CSA ENGINEERING: *SA Actuators*. 2014. – URL www.csaengineering.com
- [88] MOOG CSA ENGINEERING: *Tuned Mass Dampers*. 2014. – URL www.csaengineering.com
- [89] MOOG CSA ENGINEERING, INC.: *SA1 inertial Actuator: Specifications*
- [90] MOTICONT: *Linear DC Motors with Internal Bearing*. 2014. – URL www.moticont.com
- [91] NEWNHAM, Robert E.: Molecular Mechanism in Smart Materials. In: *Conference Proceedings of the Adaptronic Congress* (1997)
- [92] OMICIUOLO, Manolo ; LANG, Andreas ; WISMER, Stefan ; BARTH, Stephan ; SZEKELY, Gerhard: MICRO-VIBRATION PERFORMANCE PREDICTION OF SEPTA24 USING SMESIM. In: *European Space Mechanisms & Tribology Symposium* Bd. 15
- [93] OVERSCHEE, Peter van ; MOOR, BART L. R. DE: *Subspace identification for linear systems: Theory, implementation, applications*. Boston : Kluwer Academic Publishers, 1996. – ISBN 9780792397175
- [94] PARK, S.-E. ; SHROUT, Thomas R.: Relaxor based ferroelectric single crystals for electro-mechanical actuators. In: *Material Research Innovations* 1 (1997), Nr. 1, S. 20–25. – URL <http://dx.doi.org/10.1007/s100190050014>. – ISSN 1432-8917
- [95] PBA SYSTEMS PTE LTD: *CVC Series Voice Coil Motor*. 2014. – URL www.pbasystems.com.sg
- [96] PHYSIK INSTRUMENTE (PI) GMBH & CO. KG: *DuraAct Power Patch Transducer: High efficiency and robust*. 2013

-
- [97] PHYSIK INSTRUMENTE (PI) GMBH & CO. KG: *Werkstoffdaten: Spezifische Parameter der Standardmaterialien*. 2014. – URL www.pic ceramic.com
- [98] PONS, Jos L.: *Emerging Actuator Technologies: A Micromechatronic Approach*. 1. John Wiley & Sons, 2005
- [99] PREUMONT, A. ; DUFOUR, J.P ; MALEKIAN, C.: Active Damping by Local Force Feedback with Piezoelectric Actuators. In: *Journal of Guidance, Control, and Dynamics* 15 (1992), Nr. 2, S. 390–395
- [100] PREUMONT, André: *Solid mechanics and its applications*. Bd. 96: *Vibration control of active structures: an introduction*. 2. ed. Dordrecht [u.a.] : Kluwer Academic, 2002. – ISBN 1-4020-0496-6
- [101] PREUMONT, André ; ACHKIRE, Younes: Active damping of structures with guy cables. In: *Journal of Guidance, Control, and Dynamics* 20 (1997), Nr. 2, S. 320–326
- [102] PREUMONT, André ; BOSSENS, Frédéric: Active Tendon Control of Vibration of Truss Structures: Theory and Experiments. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 11 (2000), Nr. 2, S. 91–99
- [103] RAPP, Helmut: Faserverbundwerkstoffe und Piezokeramiken - eine Materialkombination mit Zukunft. In: *DGLR-Symposium "Faserverbundwerkstoffe und -bauweisen in der Luft- und Raumfahrt"* (1996)
- [104] REAVES, M.C ; HORTA, L.G: *Piezoelectric Actuator Modeling Using MSC/NASTRAN and MATLAB*. 2003
- [127] REINICKE, Gunar ; BAIER, Horst ; SCHARFELD, Frank ; HUNGER, Joseph ; ABOU-EL-ELA, A. ; LÖHBERG, Andreas: Active Vibration Damping of Solar Arrays. In: *Proceedings of 12th European Conference on Spacecraft Structures, Materials & Environmental Testing* (2012)
- [106] SIM, EUNSUP ; LEE, SUNG W.: Active vibration control of flexible structures with acceleration feedback. In: *Journal of Guidance, Control, and Dynamics* 16 (1993), Nr. 2, S. 413–415. – URL <http://dx.doi.org/10.2514/3.21025>
- [107] SIROHI, Jayant ; CHOPRA, Inderjit: Fundamental Behavior of Piezoceramic Sheet Actuators. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 11 (2000), Nr. 1, S. 47–61
- [108] SMITH, R.S ; CHENG-CHIH CHU ; FANSON, J.L: The design of H_∞ controllers for an experimental non-collocated flexible structure problem. In: *Control Systems Technology, IEEE Transactions on* 2 (1994), Nr. 2, S. 101–109. – ISSN 1063-6536

- [109] SOMMERFELDT, Scott D. ; TICHY, Jiri: Adaptive control of a two-stage vibration isolation mount. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 88 (1990), Nr. 2, S. 938–944. – URL <http://scitation.aip.org/content/asa/journal/jasa/88/2/10.1121/1.400342>
- [110] SOWMIANARAYANAN, S. ; PRADEEP, S.: Vibration Suppression of a Spacecraft Solar Array Using On-Off Thrusters. In: *AIAA Journal* (1999), S. 3097–3106
- [111] SPARKS, DEANW: A survey of experiments and experimental facilities for active control of flexible structures. In: *NASA/DOD Controls-Structures Interaction Technology 1989 p 285-315(SEE N 90-21062 14-18)* (1989)
- [112] STORIELLI, S.: European Space Agency activities on spacecraft control structure interaction. (1990)
- [113] STUDENNY, J. ; BELANGER, P.R ; DANESHMEND, L.K: A digital implementation of the acceleration feedback control law on a PUMA 560 manipulator. In: *Decision and Control, 1991., Proceedings of the 30th IEEE Conference on*, 1991, S. 2639–2648 vol.3
- [114] THE INSTITUTE OF ELECTRICAL AND ELECTRONICS ENGINEERS, INC: *IEEE Standard on Piezoelectricity*. 1987
- [115] WACKER, T. ; WEIMER, L. ; ECKERT, K.: GOCE platform micro-vibration verification by test and analysis. In: *Spacecraft Structures, Materials and Mechanical Testing 2005* Bd. 581, 2005
- [116] WADA, Ben K.: Summary of precision actuators for space application. (1993)
- [117] WAITES, Henry B. ; SHARKEY, John P.: Controls, Astrophysics, and Structures Experiment in Space (CASES). (1989)
- [118] WANG, Bor-Tsuen ; ROGERS, Craig A.: Laminate Plate Theory for Spatially Distributed Induced Strain Actuators. In: *Journal of Composite Materials* 25 (1991), Nr. 4, S. 433–452
- [119] WELCH, Greg ; BISHOP, Gary: *An Introduction to the Kalman Filter*. July 24, 2006
- [120] WIDROW, Bernard: Adaptive filters. In: *Aspects of network and system theory* (1971), S. 563–587
- [121] YIN, Zhi-Wen ; LUO, Hao-Su ; WANG, Ping-Chu ; XU, Gui-Sheng: Growth, characterization and properties of relaxor ferroelectric PMN-PT single crystals. In: *Ferroelectrics* 229 (1999), Nr. 1, S. 207–216. – URL <http://dx.doi.org/10.1080/00150199908224341>

-
- [122] ZUPAN, Marc ; ASHBY, Mike F. ; FLECK, Norman A.: Actuator classification and selection—the development of a database. In: *Advanced engineering materials* 4 (2002), Nr. 12, S. 933–940
- [123] ZUZANA LAŠOVÁ ; ROBERT ZEMČÍK: Comparison of Finite Element Models for Piezoelectric Materials. In: *Procedia Engineering* 48 (2012), Nr. 0, S. 375–380. – URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705812045912>. – ISSN 1877-7058

Eigene themenbezogene Publikationen

- [124] RAPP, Stephan ; KUISL, Alexander ; ZAUNER, Christoph ; REINICKE, Gunar ; BAIER, Horst: Experimental Verification of a Micro-Vibration Analysis Software for Pointing Error Prediction of Space Optical Instruments. In: *Proceedings of 13th European Conference on Spacecraft Structures, Materials & Environmental Testing* (2014)
- [125] REINICKE, Gunar ; BAIER, Horst: Active Vibration Control of Large Satellite Solar Array Panels with Regional Mode Shapes. In: *Conference Proceedings of the 14th Adaptronic Congress* (2011)
- [126] REINICKE, Gunar ; BAIER, Horst: An alternative method to evaluate the effect of piezoelectric patch actuators bonded to flexible structures. In: *Proceedings of the 22nd International Conference on Adaptive Structures and Technologies* (2011)
- [127] REINICKE, Gunar ; BAIER, Horst ; SCHARFELD, Frank ; HUNGER, Joseph ; ABOU-EL-ELA, A. ; LÖHBERG, Andreas: Active Vibration Damping of Solar Arrays. In: *Proceedings of 12th European Conference on Spacecraft Structures, Materials & Environmental Testing* (2012)
- [128] REINICKE, Gunar ; YOO, Eunjung ; BAIER, Horst: Active Vibration Damping of large Satellite Solar Array Panels. In: *Proceedings of the 21st International Conference on Adaptive Structures and Technologies* (2010)

Studienarbeiten

- [129] ALBRECHT, Sonja: *Untersuchung des Temperaturverhaltens von Piezoaktoren*, Technische Universität München, Semesterarbeit, 2012
- [130] BRANDSTETTER, Daniel: *Simulation der Vorspannung von Flächenaktoren*, Technische Universität München, Semesterarbeit, 2013

- [131] BUCHMANN, Christopher: *Einfluss von Nichtlinearitäten auf die Optimalregelung bei der Aktiven Schwingungsdämpfung*, Technische Universität München, Semesterarbeit, 2011
- [132] DÖPPNER, Enrico: *Kopplung von Patchaktoren an Sandwichstrukturen mit dünn besetzten Deckschichten*, Technische Universität München, Semesterarbeit, 2010
- [133] DÖPPNER, Enrico: *Untersuchung des Einflusses von Flächenaktoren auf Strukturen durch messwertgestützte Simulationsmodelle*, Technische Universität München, Diplomarbeit, 2011
- [134] GARIBAY BARBA, Guillermo González de: *Characterization of the noise levels of the microvibration test structure*, Technische Universität München, Bachelorarbeit, 2014
- [135] LORTHIOIS, Felix: *Kalman Filtering for Active Vibration Control of a Solar Array Panel*, Technische Universität München, Masterarbeit, 2012
- [136] MARQUART, Michael: *Optimierung der Aktorpositionierung an Solarpaneelen*, Technische Universität München, Semesterarbeit, 2011
- [137] MÄRZ, Daniel: *Numerische und Experimentelle Untersuchung zur Aktiven Schwingungsdämpfung eines Solarpaneeldemonstrators unter Verwendung von High-Authority-Regler*, Technische Universität München, Semesterarbeit, 2011
- [138] PUSCH, Manuel: *Reduktion von Spillover in der aktiven Schwingungsdämpfung*, Technische Universität München, Semesterarbeit, 2012
- [139] REIMER, Paula: *Aktive Dämpfung von Mikroschwingungen eines optomechanischen Aufbaus*, Technische Universität München, Diplomarbeit, 2013
- [140] SPIESS, Christian: *Robuste Regelung eines aktiv gedämpften Solarpanels*, Technische Universität München, Semesterarbeit, 2011
- [141] TESCHEMACHER, Ulrich S.: *Adaptive Filterung für die aktive Schwingungsdämpfung eines Solarpanels*, Technische Universität München, Diplomarbeit, 2012
- [142] TRIKUTAM, Krishna T.: *Active Damping of Large Solar Arrays of Satellites*, Technische Universität München, Masterarbeit, 2011