

Identifikation des dynamischen Verhaltens schiffbaulicher Strukturen

Dissertation

zur

Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik

der Universität Rostock

vorgelegt von:

Dipl.-Ing. Sven-Erik Rosenow, geb. am 04. März 1967 in Stendal
aus Kessin

Rostock, den 25. Juli 2007

urn:nbn:de:gbv:28-diss2008-0006-5

Gutachter 1: Prof. Dr.-Ing. habil. Günther Schlottmann
Universität Rostock
Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik
Lehrstuhl für Technische Mechanik / Maschinendynamik

Gutachter 2: Prof. Dr.-Ing. habil. Manfred Zehn
Technische Universität Berlin
Institut für Mechanik
FG Strukturmechanik und Strukturberechnung

Gutachter 3: Dr. sc. techn. Holger Thorbeck
Neptun Stahlkonstruktions GmbH
Rostock

Tag der Verteidigung: 10. März 2008

Vorwort

Die hier vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit am Lehrstuhl für Technische Mechanik / Maschinendynamik der Universität Rostock.

Grundlage für die Durchführung dieser Arbeit bildeten die Projekte „Dynamisches Verhalten von Flächentragwerken in Schiffsaufbauten“ (12472 BR) sowie „Komforterhöhung durch verbesserte Vorhersagen von lokalen und globalen Schwingungen in Schiffsaufbauten“ (03SX214), die in den Jahren 2000 bis 2007 in Zusammenarbeit mit der Schiffbauindustrie durchgeführt und durch die AiF und das BMBF gefördert wurden.

Für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit gilt mein besonderer Dank Herrn Professor Dr.-Ing. habil. G. Schlottmann.

Bei allen Kollegen, die an der erfolgreichen Bewältigung der umfangreichen experimentellen Untersuchungen im Rahmen dieser Projekte beteiligt waren, möchte ich mich an dieser Stelle ebenfalls bedanken.

Abschließend danke ich der Aker MTW Werft Wismar, der Volkswerft Stralsund sowie der Flensburger Schiffbau Gesellschaft für die Bereitstellung geeigneter Untersuchungsobjekte.

*No one believes experimental data
except the man who takes it,
but everyone believes the result of a theoretical analysis
except the man who makes it*

aus: O. H. Solumsmoen, „*Ship Vibration, Experience from Service Measurements*“, DNV 1977 (Verfasser unbekannt)

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	VIII
Tabellenverzeichnis.....	XII
Formelzeichen und Abkürzungen	XIV
1. Einleitung	1
2. Dynamisches Verhalten schiffbaulicher Strukturen	3
2.1 Beschreibung des Schwingungsverhaltens	3
2.2 Vorhersage des Schwingungsverhaltens	4
2.2.1 Globale Schiffsstrukturen.....	4
2.2.1.1 Rechnerische Ermittlung des Eigenschwingungsverhaltens	4
2.2.1.2 Rechnerische Ermittlung erzwungener Schwingungen	5
2.2.2 Lokale Schiffsstrukturen	7
2.3 Dämpfungsverhalten schiffbaulicher Strukturen	7
2.4 Experimentelle Untersuchungen zum Dämpfungsverhalten schiffbaulicher Strukturen in der Fachliteratur	8
2.4.1 Angewandte Verfahren zur Dämpfungsidentifikation.....	9
2.4.2 Identifizierte Dämpfungsparameter.....	10
2.4.2.1 Globale Schiffsschwingungen	10
2.4.2.2 Lokale Schiffsschwingungen	16
2.4.2.3 Zusammenfassung zur Dämpfungsidentifikation.....	17
3. Zielstellung, Objekte und Vorgehensweise	19
3.1 Globale Schiffsstrukturen.....	19
3.1.1 Zielstellung der Untersuchung	19
3.1.2 Objekte der Untersuchung	20
3.1.3 Vorgehensweise	21
3.2 Lokale Schiffsstrukturen	23
3.2.1 Zielstellung der Untersuchung	23
3.2.2 Objekte der Untersuchung	23
3.2.3 Vorgehensweise	27
4. Mathematische Modellierung mechanischer Systeme	28
4.1 Dynamische Grundgleichungen.....	28
4.1.1 Das gedämpfte System.....	28
4.1.2 Das ungedämpfte System	28
4.2 Die modale Entkopplung der Systemgleichungen	30
4.2.1 Die modale Entkopplung des proportional gedämpften Systems	30

4.2.2	Die modale Entkopplung des allgemein gedämpften Systems im Zustandsraum	31
4.3	Beschreibung der Dämpfung	32
4.3.1	Modelle der Dämpfung	32
4.3.1.1	Viskose Dämpfung	33
4.3.1.2	Strukturelle Dämpfung	33
4.3.1.3	Vergleich von viskoser und struktureller Dämpfung	34
4.3.2	Verteilung der Dämpfung	34
4.3.2.1	Proportionale Dämpfungsverteilung	34
4.3.2.2	Nicht-proportionale Dämpfungsverteilung	36
4.3.2.3	Vergleich proportionaler und nicht-proportionaler Dämpfungsverteilung	38
4.4	Das Übertragungsverhalten mechanischer Systeme	45
4.4.1	Das Übertragungsverhalten im Frequenzbereich für determinierte Eingangsgrößen	46
4.4.1.1	Das Übertragungsverhalten des ungedämpften Systems	47
4.4.1.2	Das Übertragungsverhalten des allgemein gedämpften Systems	47
4.4.1.3	Das Übertragungsverhalten des proportional gedämpften Systems	48
4.4.2	Das Übertragungsverhalten im Frequenzbereich für stochastische Eingangsgrößen	49
4.4.2.1	Kennfunktionen stochastischer Signale	49
4.4.2.2	Übertragungsverhalten im Frequenzbereich	50
5.	Ermittlung des dynamischen Verhaltens mechanischer Systeme	51
5.1	Experimentelle Modalanalyse	53
5.1.1	Klassische Modalanalyse	53
5.1.1.1	Experimentelle Ermittlung der Frequenzgangmatrix	53
5.1.1.2	Parameteridentifikation	55
5.1.2	Operative Modalanalyse	58
5.1.2.1	Experimentelle Ermittlung von Strukturantworten	58
5.1.2.2	Parameteridentifikation	60
5.2	Rechnerische Modalanalyse	64
5.3	Vergleich rechnerischer und experimenteller Modalanalyse	65
5.4	Berechnung erzwungener Schwingungen	68
5.5	Zusätzliche Möglichkeiten des Modellvergleiches	68
6.	Untersuchungen globaler Schiffsstrukturen	69
6.1	Rechnerische Ermittlung des Eigenschwingungsverhaltens	69

6.1.1	Containerschiff Typ CV2500	69
6.1.2	RoRo-Schiff FSG**0	71
6.1.3	RoRo-Schiff FSG**1	73
6.2	Anwendbarkeit von experimentellen Identifikationsverfahren in Abhängigkeit von Untersuchungsbedingungen	74
6.3	Anwendung der klassischen Modalanalyse unter Werftbedingungen	75
6.3.1	Durchführung der experimentellen Untersuchungen	75
6.3.2	Ergebnisse der klassischen Modalanalyse	77
6.3.2.1	Containerschiffe Typ CV2500	77
6.3.2.2	RoRo-Schiff FSG**0	81
6.4	Anwendung der operativen Modalanalyse unter Werftbedingungen	84
6.4.1	Durchführung der experimentellen Untersuchungen	84
6.4.2	Ergebnisse der operativen Modalanalyse unter Werftbedingungen	85
6.4.2.1	Containerschiffe Typ CV2500	85
6.4.2.2	RoRo-Schiff FSG**0	89
6.5	Anwendung der operativen Modalanalyse bei Probefahrt	90
6.5.1	Durchführung der experimentellen Untersuchungen	90
6.5.2	Ergebnisse der operativen Modalanalyse unter Probefahrtbedingungen	92
6.5.2.1	Containerschiffe Typ CV2500	93
6.5.2.2	RoRo-Schiff FSG**0	95
6.5.2.3	RoRo-Schiff FSG**1	97
6.6	Auswertung von Hochfahrvorgängen, Containerschiffe Typ CV2500	99
6.7	Zusammenfassung und Bewertung schiffsspezifischer Ergebnisse	100
6.7.1	Dämpfung	100
6.7.2	Eigenfrequenzen	103
6.8	Bewertung der Umgebungsbedingungen	106
6.9	Bewertung der verwendeten Verfahren der Modalanalyse	107
6.10	Rechnerische Vorhersage des Zwangsschwingungsverhaltens	108
7.	Untersuchung lokaler Schiffsstrukturen	110
7.1	Experimentelle Dämpfungsidentifikation an realen Decksstrukturen eines Kreuzfahrtschiffes	110
7.1.1	Durchführung der experimentellen Untersuchungen	110
7.1.2	Ergebnisse der Werftuntersuchungen	111
7.2	Experimentelle Dämpfungsidentifikation an einer Decksstruktur im Originalmaßstab unter Laborbedingungen	115
7.2.1	Durchführung der experimentellen Untersuchungen	116

7.2.2	Ergebnisse der Laboruntersuchungen.....	116
7.3.	Bewertung und Vergleich der ermittelten Ergebnisse.....	118
8.	Zusammenfassung.....	120
9.	Literaturverzeichnis	122
A	Anhang	126
	Tabellen- und Abbildungsverzeichnis zum Anhang	126
A4	Anhang zum Kapitel 4.....	130
A6	Anhang zum Kapitel 6.....	130
A7	Anhang zum Kapitel 7.....	168

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Schiffbauliche Strukturelemente und deren charakteristische Eigenfrequenzen.....	4
Abbildung 2.2: Vorgehensweise zur Berechnung erzwungener Schwingungen	6
Abbildung 2.3: Dämpfungsgrade globaler Schiffskörperschwingungen von Schwingungs- messungen an unterschiedlichen Frachtschiffen, aus [33]	10
Abbildung 2.4: Dämpfungsgrade globaler Schiffskörperschwingungen aus Schwingungs- messungen an einem LoRo-Schiff, aus [35]	12
Abbildung 2.5: Dämpfungsgrade globaler Schiffskörperschwingungen aus Schwingungs- messungen an einem Containerschiff, aus [35]	12
Abbildung 2.6: Dämpfungsgrade vertikaler Schiffskörperschwingungen von Binnenfracht- schiffen, aus [14]	13
Abbildung 2.7: Zusammenstellung von identifizierten Eigenfrequenzen und modalen Dämp- fungsgraden (Mittelwerte ausgeprägter Resonanzen) eines Containerschiffes, aus [20]	14
Abbildung 2.8: Annahmen zum frequenzabhängigen modalen Dämpfungsgrad für die Be- rechnung erzwungener globaler Schiffschwingungen, verwendet von den Klassifikationsge- sellschaften Germanischer Lloyd (GL) und Lloyd's Register (LR)	15
Abbildung 2.9: Mittelwerte modaler Dämpfungsgrade von zwei Aufbautendecks in ver- schiedenen Fertigungszuständen, aus [20]	17
Abbildung 3.1: Schiff 1: Containerschiff CV2500, Aker MTW Wismar und Volkswerft Stral- sund*	20
Abbildung 3.2: Schiff 2: RoRo-Schiff FSG**0, Flensburger Schiffbaugesellschaft (FSG)	20
Abbildung 3.3: Schiff 3: RoRo-Schiff FSG**1, Flensburger Schiffbaugesellschaft (FSG)	21
Abbildung 3.4: Durchgeführte experimentelle und rechnerische Untersuchungen sowie Möglichkeiten des Vergleichs der ermittelten Ergebnisse	22
Abbildung 3.5: Kreuzfahrtschiff „AIDAvita“ sowie ein typischer Ausschnitt einer Decksstruk- tur an Bord des Schiffes	24
Abbildung 3.6: Beispiele von Decksbelägen der Grundvarianten „Standard“ (a), „schwin- gungsdämpfend“ (b und c) und „schwimmend“ (d) sowie als Kombination (e).....	25
Abbildung 3.7: Charakteristischer Ausschnitt einer realen Decksstruktur im Zustand „Stahl“ im Labor, Abmessungen: 3.0 m×3.5 m×0.4 m	27
Abbildung 4.1: Modell eines diskreten Fünf-Massen-Systems	38
Abbildung 4.2: Komplexe Eigenvektoren eins und drei des diskreten Fünf-Massen-Systems und Bewertung der Komplexität nach Gleichung (4.38)	40
Abbildung 4.3: Ermittelte RAYLEIGH-Parameter, daraus prognostizierte Dämpfungen als Funktion der Frequenz unter Verwendung von Mode eins und fünf (Variante 1) und Mode eins und drei (Variante 2) nach (4.33) sowie tatsächlich geforderte modale Dämpfung	42
Abbildung 4.4: Übertragungsfunktionen des nicht-proportional gedämpften Fünf-Massen- Systems bei Erregung am Freiheitsgrad drei.....	43
Abbildung 4.5: Übertragungsfunktionen am Freiheitsgrad 3 bei Anwendung unterschiedli- cher Dämpfungsannahmen	43
Abbildung 4.6: Relativer Amplitudenfehler bei fehlerbehafteter Annahme des Dämpfungs- grades	44
Abbildung 4.7: Systemeingangs- / Systemausgangsbeziehung.....	46

Abbildung 5.1: Vorgehensweisen bei der Ermittlung des dynamischen Systemverhaltens	51
Abbildung 5.2: Prinzip der Durchführung der experimentellen Modalanalyse	55
Abbildung 5.3: Zusammensetzung der aufgezeichneten Strukturantworten	59
Abbildung 5.4: Identifikationsverfahren der operativen Modalanalyse aus [26].....	60
Abbildung 5.5: Verlauf der Singulärwerte am Beispiel eines diskreten Schwingungssystems (rechnerische Simulation).....	62
Abbildung 5.6: Ausgewählter Verlauf der Singulärwerte zur Transformation in den Zeitbe- reich bei gekoppelten Moden (Berücksichtigung der ersten und zweiten Singulärwerte)	62
Abbildung 5.7: Ermittelte Autokorrelationsfunktion und daraus resultierende Bestimmung der Dämpfung über das logarithmische Dekrement sowie der Eigenfrequenz über die Perio- dendauer	62
Abbildung 5.8: Stabilitätsdiagramm für ein diskretes Schwingungssystem (Abbildung 4.1).....	63
Abbildung 5.9: Synthetisiertes Autoleistungsdichtespektrum am Freiheitsgrad 1	64
Abbildung 5.10: Vergleich berechneter Eigenschwingungsvektoren und experimentell ermit- elter Betriebsschwingungsvektoren auf Grundlage des MAC-Wertes	67
Abbildung 6.1: Rechnerisch ermittelte Eigenschwingformen des Containerschiffes Typ CV2500, Darstellung in den Freiheitsgraden des Messmodells bei klassischer Modalanalyse	70
Abbildung 6.2: Rechnerisch ermittelte Eigenschwingformen des Containerschiffes Typ CV2500 im höheren Frequenzbereich mit elastischer Verformung des Deckshauses.....	70
Abbildung 6.3: Berechnete Eigenschwingformen des RoRo-Schiffes FSG**0, Darstellung in den Freiheitsgraden des im Rahmen der Werftmessung verwendeten Messmodells.....	72
Abbildung 6.4: Finite-Element-Modell und berechnete Eigenschwingformen des RoRo- Schiffes FSG**1, Darstellung in den Freiheitsgraden des bei Probefahrt verwendete des Messmodells	73
Abbildung 6.5: Messmodell mit Anregungspunkten des Containerschiffes Aker**9 (Typ CV2500)	75
Abbildung 6.6: Messmodell mit Anregungspunkten des RoRo-Schiffes FSG 730	75
Abbildung 6.7: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang am Containerschiff VWS**8.....	78
Abbildung 6.8: Experimentell ermittelte Drivingpoint-Frequenzgänge am Containerschiff Aker**9 bei Anregung am Deckshaus in einem Frequenzbereich bis 6 Hz	79
Abbildung 6.9: Auswahl an experimentell identifizierten Eigenschwingformen (klassische MA) des Containerschiffes Aker**9 in einem Frequenzbereich bis ca. 3 Hz	79
Abbildung 6.10: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (klassische MA) des Con- tainerschiffes Aker**9 mit hauptsächlicher Beteiligung des Deckshauses in einem Frequenz- bereich bei ca. 12 Hz.....	80
Abbildung 6.11: Experimentell ermittelte Drivingpoint-Frequenzgänge am Containerschiff Aker**9 bei Anregung am Deckshaus in einem Frequenzbereich bis 16 Hz	80
Abbildung 6.12: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (klassische MA) der Hauptmaschine des Containerschiffes Aker**9	81
Abbildung 6.13: Experimentell ermittelte Frequenzgänge an der Hauptmaschine des Con- tainerschiff Aker**9.....	81
Abbildung 6.14: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang am RoRo-Schiff FSG**0 bei Anregung am Deckshaus in einem Frequenzbereich bis 10 Hz	82

Abbildung 6.15: Auswahl an experimentell identifizierten Eigenschwingformen (klassische MA) des RoRo-Schiffes FSG**0 in einem Frequenzbereich bis ca. 6 Hz.....	83
Abbildung 6.16: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang am RoRo-Schiff FSG**0 bei Anregung am Deckshaus in einem Frequenzbereich bis 20 Hz.....	83
Abbildung 6.17: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (klassische MA) des Ro-Ro-Schiffes FSG**0 mit hauptsächlicher Beteiligung des Deckshauses und einer Rampenbe- randung	84
Abbildung 6.18: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (operative MA, Werft) des Containerschiffes Aker**9 in einem Frequenzbereich bis ca. 3 Hz.....	86
Abbildung 6.19: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte- Matrizen aller am Schiff Aker**9 aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden	87
Abbildung 6.20: Spektrale Autoleistungsdichte, ermittelt am Deckshaus Schiff Aker**9 (steuerbord, Schiffslängsrichtung) mit markierten Deckshausmoden.....	87
Abbildung 6.21: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (operative MA) des Con- tainerschiffes Aker**9 mit hauptsächlicher Beteiligung des Deckshauses	87
Abbildung 6.22: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte- Matrizen aller am Schiff Aker**6 aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden	88
Abbildung 6.23: Experimentell identifizierten Eigenschwingformen (operative MA, Werft) des RoRo-Schiffes FSG**0 in einem Frequenzbereich bis ca. 6 Hz	89
Abbildung 6.24: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte- Matrizen aller am Schiff FSG**0 aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden	90
Abbildung 6.25: Verlauf der Singulärwerte der Strukturantworten bei stochastischer und harmonischer Anregung der Schiffstruktur im Betrieb (FSG**0).....	91
Abbildung 6.26: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (operative MA, Probefahrt) des Containerschiffes Aker**9 in einem Frequenzbereich bis ca. 3 Hz.....	93
Abbildung 6.27: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte- Matrizen aller am Schiff Aker**9 aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden	94
Abbildung 6.28: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte- Matrizen aller am Schiff VWS**8 aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden.....	94
Abbildung 6.29: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte- Matrizen aller am RoRo-Schiff FSG**0 während der Probefahrt aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden	95
Abbildung 6.30: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (operative MA, Probefahrt) des RoRo-Schiffes FSG**0 in einem Frequenzbereich bis ca. 6 Hz	96
Abbildung 6.31: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte- Matrizen aller am RoRo-Schiff FSG**1 während der Probefahrt aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden (siehe Tabelle 6.13) bei abgeschalteter Antriebsanlage (Leistung 0 %).....	97
Abbildung 6.32: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (operative MA, Probefahrt) des RoRo-Schiffes FSG**1 in einem Frequenzbereich bis ca. 3 Hz	98
Abbildung 6.33: Überlagerte Darstellung von Ordnungsfunktion (7. Ordnung Hauptmaschi- ne, Hochfahrvorgang $65 - 113 \text{ min}^{-1}$) und Frequenzgang (klassische MA, Werft) vom Decks- haus des Schiffes Aker**9 (steuerbord, Schiffslängsrichtung).....	99
Abbildung 6.34: Überlagerte Darstellung von Ordnungsfunktion (8. Ordnung Hauptmaschi- ne, Hochfahrvorgang $50 - 108 \text{ min}^{-1}$) und Frequenzgang (klassische MA, Werft) vom Decks- haus des Schiffes VWS**8 (steuerbord, Schiffslängsrichtung).....	100

Abbildung 6.35: Dämpfungsparemeter, ermittelt an verschiedenen Schiffen vom Typ CV2500 ...	101
Abbildung 6.36: Dämpfungsparemeter, ermittelt am Containerschiff Aker**9 (Typ CV2500).....	101
Abbildung 6.37: Dämpfungsparemeter, ermittelt am Containerschiff VWS**8 (Typ CV2500).....	102
Abbildung 6.38: Dämpfungsparemeter, ermittelt am RoRo-Schiff FSG**0.....	102
Abbildung 6.39: Eigenfrequenzen der ersten acht Schwingformen des Containerschiffs Typ CV2500 in Abhängigkeit von Ballastzustand und Messumgebung (Flach- oder Tiefwasser)	103
Abbildung 6.40: Experimentell ermittelte Eigenfrequenzen der ersten acht Schwingformen der Containerschiffe Aker**9 und VWS**8 bei Probefahrt sowie Ergebnisse der Vorhersage	104
Abbildung 6.41: Experimentell unter Werft- und Probefahrtbedingungen ermittelte sowie berechnete Eigenfrequenzen der ersten 10 Schwingformen des RoRo-Schiffes FSG**0	105
Abbildung 6.42: Experimentell bei verschiedenen Schiffsgeschwindigkeiten während der Probefahrt ermittelte sowie berechnete Eigenfrequenzen des RoRo-Schiffes FSG**1.....	105
Abbildung 6.43: Experimentell und rechnerisch mit verschiedenen Dämpfungsannahmen ermittelte Frequenzgänge am Containerschiff Aker**9 (Anregung Hauptmaschine, Antwort Deckshaus).....	108
Abbildung 6.44: Experimentell und rechnerisch bei Anwendung der GL-Dämpfung ermittelte Antwort der Deckshausstruktur (steuerbord, Schiffslängsrichtung) auf die 7. Erregerordnung der Hauptmaschinen während eines Hochfahrvorganges des Containerschiffes Aker**9	109
Abbildung 7.1: Untersuchte Strukturausschnitte des Kreuzfahrtschiffes: a) Messort 1, versteifte Plattenfelder, b) Messort 6, Rahmenstruktur mit Kennzeichnung der Messpositionen.....	110
Abbildung 7.2: Eigenfrequenzen charakteristischer Eigenschwingformen am Messort 1 in Abhängigkeit vom Ausrüstungszustand	112
Abbildung 7.3: Charakteristische Eigenschwingformen im Bereich zweier Plattenfelder am Messort 1 (siehe auch Abbildung 7.1).....	112
Abbildung 7.4: Ermittelte Dämpfungsparemeter aller Messorte im Zustand Stahl (a), im Zustand Stahlstruktur mit Belag und Installation (b) sowie im vollständig ausgerüstetem Zustand (c)	113
Abbildung 7.5: Eigenfrequenzen charakteristischer Eigenschwingformen der Rahmenstruktur am Messort 6 in Abhängigkeit vom Ausrüstungszustand	114
Abbildung 7.6: Charakteristische Eigenschwingformen der Rahmenstruktur am Messort 6.....	114
Abbildung 7.7: Ermittelte Dämpfungsparemeter am Messort 6 im Zustand Stahl, Stahlstruktur mit Belag und Installation sowie im vollständig ausgerüstetem Zustand.....	115
Abbildung 7.8: Eigenfrequenzen der ersten Eigenschwingungen der Laborstruktur in Abhängigkeit von den verwendeten Decksbelägen.....	117
Abbildung 7.9: Charakteristische Eigenschwingformen der Laborstruktur	117
Abbildung 7.10: Identifizierte Dämpfungsparemeter der Laborstruktur in Abhängigkeit von Frequenz und verwendeten Decksbelägen.....	118

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Übersicht der durchgeführten experimentellen und rechnerischen Untersuchungen zu globalen Schiffsschwingungen an verschiedenen Schiffen	23
Tabelle 3.2: Realisierung der einzelnen Untersuchungen an Bord der „AIDAvita“	26
Tabelle 4.1: Physikalische Parameter des diskreten Fünf-Massen-Systems	38
Tabelle 4.2: Komplexe Eigenwerte des diskreten Fünf-Massen-Systems	39
Tabelle 4.3: Komplexe Eigenvektoren des diskreten Fünf-Massen-Systems	39
Tabelle 4.4: Komplexität der Eigenvektoren nach Gleichung (4.38), MCF2	39
Tabelle 4.5: Bewertung der modalen Kopplung des Systems nach Gleichung (4.37)	40
Tabelle 6.1: Rechnerisch ermittelte Eigenfrequenzen für das Containerschiff Typ CV2500 bei unterschiedlicher Berücksichtigung der hydrodynamischen Massen	69
Tabelle 6.2: Rechnerisch ermittelte Eigenfrequenzen für das RoRo-Schiff FSG**0	71
Tabelle 6.3: Rechnerisch ermittelte Eigenfrequenzen für das RoRo-Schiff FSG**1	73
Tabelle 6.4: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (klassische MA) zu den berechneten Eigenschwingungen am Containerschiff VWS**8	78
Tabelle 6.5: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (klassische MA) zu den berechneten Eigenschwingungen am Containerschiff Aker**9	78
Tabelle 6.6: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (klassische MA) zu den berechneten Eigenschwingungen am RoRo-Schiff FSG**0	82
Tabelle 6.7: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (operative MA, Werft) zu den berechneten Eigenschwingungen am Containerschiff Aker**9	86
Tabelle 6.8: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (operative MA, Werft) zu den berechneten Eigenschwingungen am Containerschiff Aker**6	88
Tabelle 6.9: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (operative MA, Werft) zu den berechneten Eigenschwingungen am RoRo-Schiff FSG**0	90
Tabelle 6.10: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (operative MA, Probefahrt) zu den berechneten Eigenschwingungen am Containerschiff Aker**9	94
Tabelle 6.11: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (operative MA, Probefahrt) zu den berechneten Eigenschwingungen am Containerschiff VWS**8	95
Tabelle 6.12: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (operative MA, Probefahrt) zu den berechneten Eigenschwingungen am RoRo-Schiff FSG**0	95
Tabelle 6.13: Experimentell identifizierte Eigenfrequenzen des RoRo-Schiffes FSG**1 (operative MA, Probefahrt) in Bezug auf die berechneten Eigenschwingungen (siehe auch Abbildung 6.4) in Abhängigkeit von der Leistung der Antriebsanlage	98

Tabelle 6.14: Experimentell identifizierte Dämpfungsparameter am RoRo-Schiff FSG**1 aus den Datensätzen bei 100 % und 0 % Antriebsleistung	98
Tabelle 6.15: Zusammenstellung von Tiefgängen, Verdrängung, Schiff, Messumgebung und experimentellem Verfahren bei verschiedenen Untersuchungen am Containerschiff vom Typ CV2500.....	103
Tabelle 6.16: Eigenfrequenzen und zugeordnete Eigenschwingformen (siehe Abbildung 6.1) in Abhängigkeit von den umgebenden Wasserbedingungen ermittelt am Containerschiff VWS**8.....	104

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Buchstaben

a_k	komplexe modale Konstante der k -ten Eigenschwingung
A_k	komplexe Konstante der k -ten Eigenschwingung
$A_{\text{konvHülle}}$	Flächeninhalt der konvexen Hülle eines Eigenvektors in der komplexen Ebene
\mathbf{A}	Systemmatrix des Zustandsraumes
\mathbf{A}_D	Systemmatrix des Zustandsraumes, zeitdiskretes System
\mathbf{B}	Systemmatrix des Zustandsraumes
\mathbf{C}	Beobachtungsmatrix
d	Dämpfungskonstante
\tilde{d}_{kl}	Element der modal transformierten Dämpfungsmatrix
$\det(\dots)$	Determinante von (\dots)
\mathbf{D}	Dämpfungsmatrix (viskose)
\mathbf{D}_R	Dämpfungsmatrix (viskose), generiert durch Ansatz nach RAYLEIGH
\mathbf{D}_s	strukturelle Dämpfungsmatrix
$\tilde{\mathbf{D}}$	modal transformierte Dämpfungsmatrix
$\text{diag}[\tilde{\mathbf{D}}]$	Matrix der Diagonalelemente der modal transformierten Dämpfungsmatrix
\mathbf{D}^*	Matrix der Außerdiagonalelemente der modal transformierten Dämpfungsmatrix
e	EULER'sche Zahl
E_d	dissipierte Energie
f	Frequenz
\hat{f}	Erregerkraftamplitude
$\mathbf{f}(t)$	Erregerkraftvektor
$\mathbf{f}(j\Omega)$	Fouriertransformierte von $\mathbf{f}(t)$
$\mathbf{f}_D(t)$	Dämpfungskraftvektor
$\hat{\mathbf{f}}_D$	Vektor der Dämpfungskraftamplituden
$\mathbf{g}(t)$	Zustandsvektor in modalen Koordinaten
g_{ij}	Impulsantwort-Funktion
$G_{xx}(\Omega)$	einseitiges Autoleistungsdichtespektrum
$G_{xy}(\Omega)$	einseitiges Kreuzleistungsdichtespektrum
$h_{ij}(j\Omega)$	Element der Frequenzgangmatrix des allgemein gedämpften Systems
$\tilde{h}_{ij}(j\Omega, T)$	Schätzung von $h_{ij}(j\Omega)$ in Bezug auf die Messdauer T
$\tilde{h}_{ij}(\Omega)$	Element der Frequenzgangmatrix des ungedämpften Systems
$\tilde{h}_{ij}(j\Omega)$	Element der Frequenzgangmatrix des proportional gedämpften Systems
$\mathbf{H}(s)$	Übertragungsmatrix
$\mathbf{H}(j\Omega)$	Frequenzgangmatrix des allgemein gedämpften Systems
$\tilde{\mathbf{H}}(\Omega)$	Frequenzgangmatrix des ungedämpften Systems
$\tilde{\mathbf{H}}(j\Omega)$	Frequenzgangmatrix des proportional gedämpften Systems
i	Index
\mathbf{I}	Einheitsmatrix

j	imaginäre Einheit $\sqrt{-1}$
	Index
k	Index
k_k	modale Steifigkeit der k -ten Eigenschwingung
\mathbf{K}	Steifigkeitsmatrix
l	Index
m_k	modale Masse der k -ten Eigenschwingung
\mathbf{M}	Massenmatrix
$q(t)$	Verschiebung in physikalischen Koordinaten
\hat{q}	Verschiebungsamplitude in physikalischen Koordinaten
$\mathbf{q}(t)$	Verschiebungsvektor in physikalischen Koordinaten
$\dot{\mathbf{q}}(t)$	zeitliche Ableitung von $\mathbf{q}(t)$
$\ddot{\mathbf{q}}(t)$	zeitliche Ableitung von $\dot{\mathbf{q}}(t)$
$\mathbf{q}(j\Omega)$	Fouriertransformierte von $\mathbf{q}(t)$
$\hat{\mathbf{q}}$	Vektor der Verschiebungsamplituden in physikalischen Koordinaten
r_{ijk}	Element der komplexen Residuumsmatrix
$R_{xx}(\tau)$	Autokorrelationsfunktion
$R_{xy}(\tau)$	Kreuzkorrelationsfunktion
\mathbf{R}_k	komplexe Residuumsmatrix der k -ten Eigenschwingung
$S_{xx}(\Omega)$	Autoleistungsdichtespektrum
$S_{xy}(j\Omega)$	Kreuzleistungsdichtespektrum
$\mathbf{S}_{qq}(\Omega)$	spektrale Autoleistungsdichtematrix der Systemantworten
$\mathbf{S}_{ff}(\Omega)$	spektrale Autoleistungsdichtematrix der Systemeingänge
$\mathbf{S}_{fq}(j\Omega)$	spektrale Kreuzleistungsdichtematrix von Systemeingängen und Systemantworten
t	Zeit
T	Signaldauer
$\mathbf{u}(t)$	Erregervektor des Zustandsraumes
\mathbf{v}_t	Vektor Messrauschen, zeitdiskretes System
$\mathbf{w}(t)$	Zustandsvektor
\mathbf{w}_t	Vektor Prozessrauschen, zeitdiskretes System
$x(t)$	allgemeines Zeitsignal
$x(j\Omega)$	Fouriertransformierte von $x(t)$
$x_k(t)$	Verschiebungskomponente der k -ten Eigenschwingung in modalen Koordinaten
$\mathbf{x}(t)$	Verschiebungsvektor in modalen Koordinaten
\mathbf{x}_t	Zustandsvektor des zeitdiskreten Systems zum Zeitpunkt t
\mathbf{x}_{t+1}	Zustandsvektor des zeitdiskreten Systems zum Zeitpunkt $t+1$
$y(t)$	allgemeines Zeitsignal
z_i	CAUGHEY-Koeffizienten

Griechische Buchstaben

α	RAYLEIGH- Koeffizient
α_k	komplexe Konstante
β	RAYLEIGH- Koeffizient
β_k	komplexe Konstante
γ_{xy}^2	Kohärenzfunktion
δ_k	Abklingkonstante der k -ten Eigenschwingung
δ_{ij}	KRONECKER-Symbol
Δ	Differenz
ε	relativer Amplitudenfehler skalare Größe
\mathcal{G}	Dämpfungsgrad
\mathcal{G}_k	Dämpfungsgrad der k -ten Eigenschwingung
λ	Eigenwert
λ_k	Eigenwert der k -ten Eigenschwingung
$\bar{\lambda}_k$	konjugiert komplexer Wert von λ_k
Λ	Diagonalmatrix der Eigenwerte
ρ	freier Vektor
τ	fester Zeitwert
φ_k	Phasenwinkel der k -ten Eigenschwingung
Φ_k	Eigenvektor des Zustandsraumes
Φ	Modalmatrix des Zustandsraumes
$\tilde{\psi}_{ik}$	Komponente des Eigenvektors der k -ten Eigenschwingung des ungedämpften oder proportional gedämpften Systems
Ψ_k	Eigenvektor der k -ten Eigenschwingung des allgemein gedämpften Systems
Ψ_k^{re}	Realteil von Ψ_k
Ψ_k^{im}	Imaginärteil von Ψ_k
$\tilde{\Psi}_k$	Eigenvektor der k -ten Eigenschwingung des ungedämpften oder proportional gedämpften Systems
$\tilde{\Psi}_{k0}$	Ausgangsschätzung für den äquivalenten reellen Vektor $\tilde{\Psi}_k$
Ψ_{al}	analytisch ermittelter Eigenvektor der l -ten Eigenschwingung
Ψ_{ek}	experimentell ermittelter Eigenvektor der k -ten Eigenschwingung
Ψ	Modalmatrix des allgemein gedämpften Systems
Ψ^T	transponierte Matrix Ψ
$\tilde{\Psi}$	Modalmatrix des ungedämpften oder proportional gedämpften Systems
$\hat{\Psi}$	Modalmatrix des Zustandsraumes, Darstellung in Form der Modalmatrix des allgemein gedämpften Systems
ω_k	Eigenkreisfrequenz der k -ten Eigenschwingung des gedämpften Systems
ω_{0k}	Eigenkreisfrequenz der k -ten Eigenschwingung des ungedämpften Systems
Ω	Kreisfrequenz der harmonischen Erregung

Abkürzungen

BEM	Boundary-Element-Methode
COMAC	Coordinate Modal Assurance Criterion
FDD	Frequency Domain Decomposition
FEM	Finite-Elemente-Methode
EFDD	Enhanced Frequency Domain Decomposition
FFT	Fast FOURIER Transformation
MA	Modalanalyse
MAC	Modal Assurance Criterion
MCF	Modal Complexity Factor
MDOF	Multi Degree of Freedom
NCO	Normalised Cross Orthogonality
ODS	Operating Deflection Shape
OMA	Operative Modalanalyse
SDOF	Single Degree of Freedom
SSI	Stochastic Subspace Identification

1. Einleitung

Schwingungen schiffbaulicher Konstruktionen sind die natürliche Folge aus dem Zusammenwirken von elastischem System und der vorwiegenden Erregung durch den Schiffsantrieb. Die Regelung von Schwingungsaspekten bei Schiffsneubauten als Vertragsbestandteil ist in den zurückliegenden Jahren weitestgehend zum Standard geworden. Grundlage bilden hierbei in der Regel nationale und internationale Normen, die Grenzwerte bezüglich der Auswirkungen von Schwingungen auf den Menschen, auf strukturelle Komponenten sowie auf Maschinen und Anlagen festlegen. Darum muss von der Werft sichergestellt werden, dass die während des Schiffsbetriebes auftretenden Schwingungspegel diese festgelegten Grenzwerte nicht überschreiten. Die dynamischen Eigenschaften der Schiffsstruktur werden dabei hauptsächlich in der frühen Projektierungsphase festgelegt, was eine treffsichere rechnerische Vorhersage des Schwingungsverhaltens notwendig macht.

Die hier vorgestellte Arbeit zur Identifikation des dynamischen Verhaltens schiffbaulicher Strukturen soll einen Beitrag zur Verbesserung dieser Vorhersagegenauigkeit liefern. Die Bewertung sowie Verbesserung von Vorhersageergebnissen basiert in der Regel auf experimentellen Untersuchungen an der realen Struktur. So bilden experimentelle Untersuchungen zum dynamischen Verhalten lokaler und globaler Schiffsstrukturen den Schwerpunkt dieser Arbeit.

Neben der allgemeinen experimentellen Ermittlung von dynamischen Parametern globaler und lokaler Schiffsstrukturen an ausgewählten Beispielschiffen stehen die Bewertung der Anwendbarkeit unterschiedlicher experimenteller Identifikationsverfahren, die Erweiterung der Datenbasis für experimentell ermittelte Dämpfungsparameter sowie Aspekte zu Modellierung der Dämpfung im Vordergrund. Der experimentelle Teil der Arbeit umfasst Untersuchungen von globalen Schiffsstrukturen unter Werft- und Probefahrtsbedingungen an insgesamt 9 Schiffen sowie Untersuchungen von lokalen Decksstrukturen eines Kreuzfahrtschiffes unter Werft- und Laborbedingungen einschließlich des Einflusses von Decksbelägen und Ausrüstungsgegenständen.

Ergänzt werden die experimentellen Untersuchungen der Strukturen durch numerische Analysen zum Eigen- und Zwangsschwingungsverhalten auf Grundlage bereitgestellter Finite-Element-Modelle der Schiffsstruktur. Basierend auf den Ergebnissen einer Eigenschwingungsrechnung ist ein Vergleich von experimentell ermittelten und berechneten Eigenschwingungsgrößen (Eigenfrequenzen und dazugehörigen Eigenschwingformen) möglich. Die Ergebnisse von Zwangsschwingungsrechnungen unter Einbeziehung experimentell ermittelter Dämpfungsparameter können mit entsprechenden experimentell ermittelten Frequenzgangfunktionen verglichen werden. Ein derartiger Vergleich ermöglicht sowohl eine Bewertung der Modellierung von Masse und Steifigkeit als auch der implementierten Dämpfungsmodelle und -parameter. Somit ist eine vollständige Bewertung der Vorhersagegenauigkeit der verwendeten Berechnungsmodelle möglich.

In vielen Fällen ist eingangs nur eine ungenügende Übereinstimmung von Messung und Rechnung gegeben. Ursachen können hierbei Fehler bei der experimentellen Bestimmung der Systemparameter, Strukturfehler im Finite-Element-Modell, oft aber fehlerhafte Annahmen von Modellparametern im Rechenmodell sein. Verfahren der Modellanpassung (model updating) ermöglichen auf Grundlage der experimentell ermittelten Systemparametern eine iterative Anpassung fehlerhafter Modellparameter zur Minimierung der Unterschiede zwischen Rechnung und Messung. Sie finden im Rahmen dieser Arbeit aber keine Berücksichtigung.

Vorhersage und experimenteller Nachweis des dynamischen Verhaltens haben in der zurückliegenden Zeit vor allem im Fahrzeugbau, in der Luftfahrtindustrie aber auch im Bauwesen besonders an Bedeutung gewonnen und sich so einem größeren Anwenderkreis erschlossen. Die Zunahme

der Aktivitäten auf diesem Gebiet führte zu einer Weiterentwicklung sowohl im Bereich Mess- und Rechentechnik als auch der experimentellen Identifikationsverfahren. Seitens der Identifikationsverfahren ist in diesem Zusammenhang die operative Modalanalyse zu nennen. Das hauptsächlich zur Identifikation von dynamischen Parametern großer Bauwerke (Staudämme, Brücken, Hochhäuser) genutzte Verfahren basiert im Gegensatz zu den klassischen Verfahren ausschließlich auf den ermittelten Systemantworten, hervorgerufen durch eine Anregung aus den auf die Struktur einwirkenden Umgebungsbedingungen. Dieses Verfahren kam im Rahmen der hier vorgestellten Untersuchungen erstmalig an schiffbaulichen Strukturen zum Einsatz.

Im Bereich der Messtechnik haben sich bei den in der Schwingungsmesstechnik bevorzugten piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmern Aufnehmer mit integrierten Impedanzwandlern durchgesetzt, die eine Signalweiterleitung über großen Strecken ermöglichen. In Verbindung mit sehr hohen Empfindlichkeiten sind sie besonders geeignet zur Aufzeichnung von Antwortsignalen der globalen Schiffsstruktur. Datenerfassungssysteme mit einer erhöhten Auflösung verbessern die Qualität der aufgezeichneten Messsignale, was insbesondere für Messungen während des Schiffsbetriebes von Bedeutung ist. Die unaufhaltsame Entwicklung in der Rechentechnik unterstützt zum einen die Aufzeichnung und Verarbeitung großer Messdatensätze als auch die Verwendung von Berechnungsmodellen mit einer großen Anzahl von Freiheitsgraden.

Vor diesem Hintergrund sollen die im Rahmen dieser Arbeit ermittelten Ergebnisse den vorhandenen Kenntnisstand zum dynamischen Verhalten schiffbaulicher Strukturen bestätigen, ggf. korrigieren und nach Möglichkeit erweitern.

2. Dynamisches Verhalten schiffbaulicher Strukturen

Bevor im darauf folgenden Kapitel Zielstellung und Vorgehensweise der Untersuchung abgeleitet werden, sollen in diesem Kapitel eine allgemeine Beschreibung des Schwingungsverhaltens von globalen und lokalen Schiffsstrukturen sowie eine Darstellung des Standes der Technik zu Vorhersage erfolgen. Insbesondere wird außerdem auf das Dämpfungsverhalten sowie auf Angaben zu dessen experimenteller Ermittlung aus der Fachliteratur eingegangen.

2.1 Beschreibung des Schwingungsverhaltens

Aus Gründen der Zweckmäßigkeit werden Schiffsschwingungen je nach Ausbreitung und Festlegung der Systemgrenzen in globale und lokale Schwingungen unterteilt. Globale Schwingungen beschreiben das Schwingungsverhalten des Schiffskörpers in einem Frequenzbereich zwischen 0.5 und etwa 10 Hz. Sie sind hauptsächlich bestimmt durch die MembranstEIFigkeit der schiffbaulichen Verbände, die Massenverteilung von Schiffsstruktur, Ladung, Ballast und hydrodynamischen Massen (abhängig von Tiefgang, Wassertiefe und Schwingform) sowie auch durch die Größe und Verteilung der Dämpfung. Eigenschwingungen größerer Substrukturen, wie z.B. von besonders ausgeprägten Hinterschiffsbereichen oder von Deckshäusern, liegen in einem etwas höherem Frequenzbereich zwischen 5 und 15 Hz. Abgesehen von sehr lokal ausgeprägten Schwingformen sind sie allerdings derart mit dem Schwingungsverhalten des Schiffskörpers gekoppelt, dass eine isolierte Betrachtung nicht zweckmäßig ist. Schwingungen von Schiffskörper, Hinterschiffsbereichen und Deckshäusern können somit im Allgemeinen zu globalen Schiffsschwingungen zusammengefasst werden. Als Haupterregerquellen sind hierbei der Propeller, hauptsächlich durch Druckimpulse mit erster und zweiter Blattfrequenz, sowie die Hauptantriebsmaschine mit Erregerfrequenzen entsprechend den halben und / oder ganzen Vielfachen der Motordrehzahl für 4-Takt bzw. 2-Takt Motoren anzusehen.

Lokale Schwingungen beschränken sich auf kleinere Bereiche der Schiffsstruktur, die durch relativ starre Systemränder abgegrenzt sind. Ein charakteristisches Beispiel hierfür sind, neben Schotten, Tankwänden u.ä., Decksstrukturen, wie sie im Aufbautenbereich von Frachtschiffen anzutreffen sind. Decksstrukturen auf RoRo- sowie Kreuzfahrtschiffen können sich aber auch über größere Bereiche der Schiffsstruktur erstrecken. Decksstrukturen bestehen im Allgemeinen aus einer tragenden Rahmenstruktur und versteiften Plattenfeldern. Relevante Schwingungserscheinungen der Rahmenstruktur liegen je nach Größe in einem Frequenzbereich zwischen ca. 5 und 20 Hz, Schwingungen der Plattenfelder allgemein zwischen 10 und 50 Hz. Das Schwingungsverhalten der lokalen Strukturen wird dabei ebenfalls durch die Parameter Steifigkeit, Masse und Dämpfung sowie durch die Art der Erregung bestimmt. Die Steifigkeiten lokaler Bereiche ergeben sich aus den Steifigkeiten von Plattenfeldern und Rahmenstruktur sowie den Anschlusssteifigkeiten benachbarter Strukturen. Neben den Steifigkeiten bestimmt auch die Massebelegung dieser Flächentragwerke entscheidend das dynamische Verhalten. Ausgehend von der Masseverteilung der Stahlstruktur kommt es während der Ausrüstung des Schiffes zu einer fortschreitenden Massebelegung durch Decksbeläge und Einrichtungsgegenstände. Eine zusätzliche, versteifende Wirkung dieser Komponenten kann zudem nicht ausgeschlossen werden. Ähnlich der Erhöhung der Massebelegung erfolgt mit zunehmendem Ausrüstungszustand auch eine Zunahme der Dämpfung, die in ihrer Wirkung nur schwer zu erfassen ist.

Die Erregung lokaler Strukturen resultiert in den meisten Fällen, ausgehend von den globalen Schiffsschwingungen, aus einer sekundären Wegerregung an den Rändern der Flächentragwerke, wobei Frequenz, Amplitude und Phasenlage die wesentlichen Parameter sind. So ist für eine vollständige Erfassung des dynamischen Verhaltens lokaler Strukturen auch das Schwingungsverhalten der sie führenden globalen Struktur in die Betrachtung mit einzubeziehen. Im Schiffsbetrieb auftretende Schwingungspegel werden somit durch einer Überlagerung globaler und lokaler Komponenten bestimmt. Zusammenfassend sind in Abbildung 2.1 die beschriebenen Strukturelemente sowie die dazugehörigen charakteristischen Frequenzbereiche (entnommen aus [1]) dargestellt.

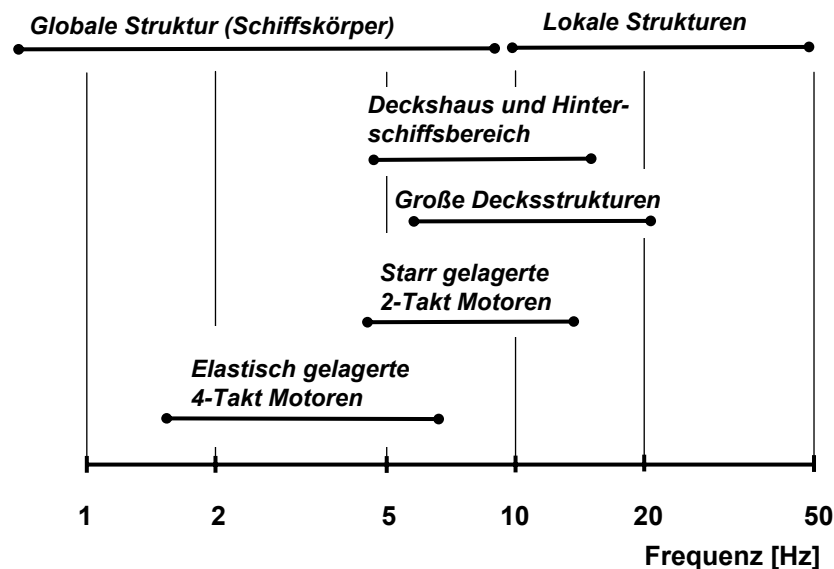


Abbildung 2.1: Schiffbauliche Strukturelemente und deren charakteristische Eigenfrequenzen

2.2 Vorhersage des Schwingungsverhaltens

Bei der rechnerischen Vorhersage des Schwingungsverhaltens schiffbaulicher Strukturen hat sich die Anwendung der Finite-Elemente-Methode [2] durchgesetzt. Die Treffsicherheit dieses Berechnungsverfahrens hat vor allem durch die Steigerung der räumlichen Auflösung der Rechenmodelle ständig zugenommen. Unsicherheiten bei der Auswahl und Festlegung notwendiger Berechnungsparameter setzen der Genauigkeit bei der Vorausberechnung des Eigen- und insbesondere des Zwangsschwingungsverhaltens schiffbaulicher Konstruktionen aber Grenzen.

2.2.1 Globale Schiffsstrukturen

2.2.1.1 Rechnerische Ermittlung des Eigenschwingungsverhaltens

Berechnungsmodelle zur Ermittlung des globalen Schwingungsverhaltens von Schiffsstrukturen besitzen in der Regel 20- bis 40-tausend Freiheitsgrade [1], weisen eine an die Hauptstruktur angepasste räumliche Auflösung auf und ermöglichen die Vorhersage von Eigenfrequenzen bis ca. 20 Hz. Die Steifigkeit der Schiffsstruktur wird dabei unter Verwendung von Schalen- und Balkenelementen modelliert. Neben der Masse der Schiffsstruktur ist es notwendig, zusätzliche Massen zu berücksichtigen. Hierzu zählen Massen von Ausrüstung, Tankfüllung, Beladung sowie hydrodynamische Massen. Die Masse der Schiffsstruktur wird mit Hilfe der geometrischen Informationen des

FE-Modells und entsprechenden Werkstoffparametern über die Elementmassen festgelegt, kann aber auch auf die Elementknoten kondensiert und mit Hilfe von Masseelementen implementiert werden. Massen von Ausrüstungsgegenständen, Tankfüllungen sowie Beladung werden durch Masseelemente an den Elementknoten des FE-Modells berücksichtigt.

Die hydrodynamischen Massen erfassen den Trägheitswiderstand des Wassers an den benetzten Außenflächen des Schiffskörpers. Die wirksamen hydrodynamischen Massen sind dabei abhängig von Tiefgang, Wassertiefe sowie Schwingform bzw. Frequenz. Im Schiffbau war es lange Jahre üblich, hydrodynamische Massen nach der Methode von LEWIS [3] zu ermitteln. Bei dieser 2-dimensionalen Methode ist es u. a. notwendig, die wirksamen Massen zu verschiedener Schwingformen durch Korrekturfaktoren anzupassen. Ein Rechenmodell liefert somit genau genommen nur für die der Korrektur zugrunde liegende Schwingform (meist 5-Knoten Biegeschwingung vertikal) die richtigen Ergebnisse. Auch stößt dieses Verfahren bei speziellen Vor- und Hinterschiffsgeometrien an seine Grenzen. Der große Vorteil der Methode von LEWIS ist aber die einfache rechen-technische Handhabbarkeit, da die Hydromassen ebenfalls in Form von Masseelementen an den Elementknoten implementiert werden können. In letzter Zeit kommen verstärkt Verfahren zum Einsatz, die die hydrodynamischen Massen auf Grundlage einer gekoppelten Fluid-Struktur-Analyse ermitteln [4]. Vorteile dieses Verfahrens sind das Nichtvorhandensein von Einschränkungen bezüglich Schwingform bzw. Frequenz sowie die Möglichkeit der Berücksichtigung von z.B. Flachwassereinflüssen. Rechentechnisch führt dieses Verfahren allerdings zu einem erhöhten Aufwand, da die resultierenden Massenmatrizen meist voll besetzt sind.

Da das dynamische Verhalten der globalen Schiffsstruktur wesentlich von Massebelegung und resultierendem Tiefgang beeinflusst wird, werden in der Regel verschiedene Varianten der Massebelegung bei den Berechnungen berücksichtigt. Liegt abschließend ein Strukturmodell vor, welches die Steifigkeits- und Masseeigenschaften ausreichend beschreibt, ist es möglich, Eigenwerte und Eigenvektoren über das Lösen des Eigenwertproblems zu ermitteln. Die Lösung erfolgt unter Verwendung von Näherungsverfahren, wie z.B. der Methode von Lanczos (siehe [2]).

2.2.1.2 Rechnerische Ermittlung erzwungener Schwingungen

Generell besteht das Bestreben, Resonanzen der Schiffsstruktur mit potentiellen Erregerquellen zu vermeiden. Aufgrund der mit steigender Frequenz zunehmenden Modendichte ist dies im höheren Frequenzbereich praktisch kaum möglich. Daher ist neben der Kenntnis von Resonanzfrequenzen der Schiffsstruktur auch die Kenntnis von Schwingungsamplituden bei verschiedenen Betriebszuständen (Wellendrehzahl) von großem Interesse. Die Ermittlung von Schwingungsamplituden bei vorgegebener Erregung kann mit Hilfe einer Zwangsschwingungsanalyse durchgeführt werden. Neben einer realitätsnahen Beschreibung der Struktur durch Steifigkeits- und Massenmatrix sind zusätzliche Kenntnisse der erregenden Kräfte und Momente sowie des Dämpfungsverhaltens notwendig (Abbildung 2.2).

Wie bereits im vorherigen Abschnitt beschrieben, erfolgt die Anregung der Schiffsstruktur hauptsächlich durch die Antriebsmaschine und den Propeller. Die von der Hauptmaschine ausgehenden Erregungen können mit ausreichender Genauigkeit ermittelt und in das Berechnungsmodell implementiert werden. Im Fall der häufig eingesetzten starr gelagerten 2-Takt Dieselmotoren müssen sowohl externe als auch interne Erregermomente berücksichtigt werden [5, 6]. Während externe Erregermomente direkt in die Fundamentierung eingeleitet werden, führen interne Erregermomente zu einer Deformation des Motors und werden aufgrund einer endlichen Steifigkeit des Maschinen-

gehäuses in die Fundamentierung eingeleitet. Zur realitätsnahen Einleitung dieser Erregermomente in die Schiffsstruktur ist darum die Einbeziehung eines Motormodells in das Gesamtmodell notwendig. Die Einbeziehung des Motormodells ermöglicht es außerdem, das Eigenschwingungsverhalten der Hauptmaschine im Schiffsverband zu berücksichtigen. Charakteristische Eigenfrequenzen liegen hierfür in einem Bereich zwischen 5 und 15 Hz, charakteristische Schwingformen sind die H-, L- und X-Form des Motors [7]. Das Eigenschwingungsverhalten der Hauptmaschine kann bei der Einleitung der Erregung wesentlich sein.

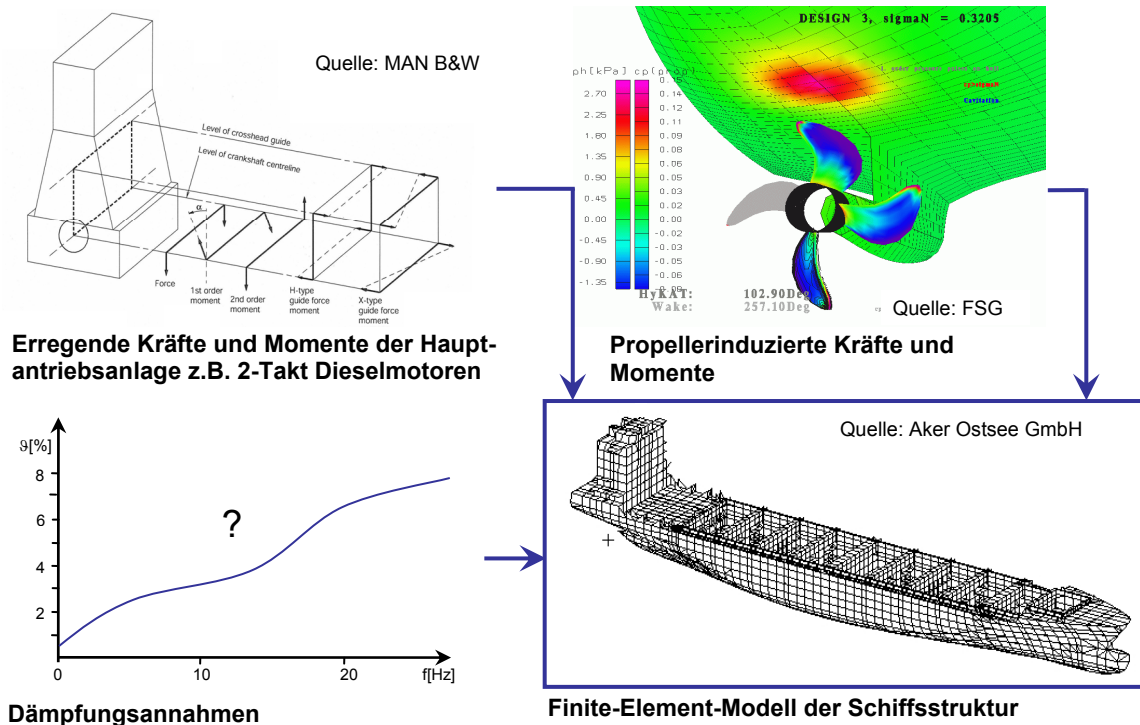


Abbildung 2.2: Vorgehensweise zur Berechnung erzwungener Schwingungen

Die Erfassung propellerinduzierter Druckimpulse erfolgt oft unter Verwendung empirischer Prognoseverfahren [8, 9], ist aber insbesondere bei neuen Hinterschiffsformen und Propellergeometrien mit Unsicherheiten behaftet. Verbesserungen sind diesbezüglich von einer Ermittlung der zeitlichen und örtlichen Druckverläufe bei Anwendung moderner CFD-Verfahren und einer anschließenden Übertragung auf das Strukturmodell zu erwarten [10].

Die Dämpfung ist ein weiterer wesentlicher Parameter bei der Ermittlung von Zwangsschwingungsamplituden. Im Gegensatz zu den Parametern Masse und Steifigkeit, welche auf Grundlage von Geometrie und Werkstoffkennwerten bestimmt werden können, ist die Ermittlung von Dämpfungsparametern auf theoretischem Weg nicht möglich. Grundlage für die Ermittlung von Dämpfungsparametern bilden im Allgemeinen experimentelle Untersuchungen. Diese Art der Parameterermittlung bleibt allerdings auf Einzelfälle beschränkt, so dass die Verwendung von verallgemeinerten Annahmen gängige Praxis ist. Solche Annahmen über Dämpfungsparameter sind aber zum Teil mit großen Unsicherheiten behaftet. Aufgrund des großen Einflusses der Dämpfung auf die Amplituden erzwungener Schwingungen erfolgt eine ausführlichere Betrachtung über das Dämpfungsverhalten schiffbaulicher Strukturen in den Abschnitten 2.3 und 2.4 sowie über Dämpfung allgemein im Abschnitt 4.3.

Bei der Berechnung von Zwangsschwingungen wird grundsätzlich zwischen Lösungen im Zeitbereich und Lösungen im Frequenzbereich unterschieden. Da Schwingungserscheinungen im Schiff-

bau häufig durch Erregungen hervorgerufen werden, die harmonisch sind oder sich durch harmonische Reihen darstellen lassen, ist eine Lösung im Frequenzbereich zweckmäßig. Wegen der numerischen Effektivität der Methode der modalen Überlagerung kann diese Methode auch auf Rechenmodelle schiffbaulicher Strukturen mit einer sehr großen Zahl an Freiheitsgraden angewendet werden. So ist es möglich, das Schwingungsniveau für große Systeme in einem großen Frequenzbereich mit moderatem Aufwand zu berechnen. Lösungen im Zeitbereich hingegen werden bei Untersuchungen von Schiffsstrukturen nur in speziellen Fällen durchgeführt.

2.2.2 Lokale Schiffsstrukturen

Die Erregung lokaler Strukturen erfolgt, ausgehend von den globalen Schiffsschwingungen, hauptsächlich durch eine sekundäre Wegerregung. Das Ziel ist es, eine Überhöhung von Schwingungsamplituden gegenüber dem globalen Pegel zu begrenzen. Grundlage dafür ist eine Vermeidung von Resonanzen der lokalen Struktur. Beispielsweise gibt es für Bereiche in Deckshäusern diesbezüglich die Empfehlungen [1], dass die niedrigste Eigenfrequenz der lokalen Struktur größer sein sollte als Faktor 1.2 multipliziert mit der doppelten Propellerblattfrequenz bzw. der Zündfrequenz der Hauptmaschine. Die Vorhersage des Schwingungsverhaltens lokaler Strukturen bleibt also auf die Ermittlung von Eigenschwingungen beschränkt. Für Strukturbereiche mit einfacher Geometrie, regelmäßiger Anordnung von Versteifungen, gleichmäßiger Masseverteilung usw. werden oft einfache analytische Verfahren zur Ermittlung der niedrigsten Eigenfrequenz verwendet. Für komplexere Decksstrukturen ist eine Berechnung mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode notwendig. Die Modellbildung erfolgt in der Regel unter Verwendung von Schalen- und Balkenelementen. Schwierigkeiten bereiten hierbei die Festlegung von mittragenden Plattenbereichen bei der Ermittlung von Querschnittskennwerten (Flächenträgheitsmomente) der Balkenelemente sowie die Festlegung von Randbedingungen (z.B. Einspannsteifigkeiten) an den Systemgrenzen. Ebenfalls können Schweißeigenspannungen das dynamische Verhalten beeinflussen [11]. Decksstrukturen sind im Allgemeinen mit zusätzlichen Massen in Form von Decksbelägen, Installationen, Einrichtungsgegenständen usw. beaufschlagt, die bei der Berechnung berücksichtigt werden müssen. Aufgrund von Unsicherheiten in der Modellbildung wird versucht, durch konservative Annahmen eine ausreichende Sicherheit bei der Grundschiwingung bezüglich Resonanz zu garantieren. Eine treffsichere Vorhersage von Eigenfrequenzen höheren Grades und somit eine Vermeidung von Resonanzercheinungen mit Erregerfrequenzen höherer Ordnung ist im Allgemeinen nicht möglich. Zur Sicherstellung festgelegter Schwingungsamplituden ist darum die Kenntnis von Dämpfungsparametern besonders wichtig. Durch das Einbringen von Decksbelägen, Installationen und Einrichtungsgegenständen erfolgt eine Zunahme der Strukturdämpfung. Erweist sich die Dämpfung insgesamt als groß genug, könnten in vielen Strukturabschnitten die Anforderungen an eine resonanzfreie Auslegung zur Gewährleistung der geforderten niedrigen Schwingungsamplituden gemindert werden.

2.3 Dämpfungsverhalten schiffbaulicher Strukturen

Für die Dämpfung von Schiffsschwingungen ist in [1, 12, 13, 14, 15] ein Überblick über die physikalischen Ursachen und mögliche mathematische Ansätze für verschiedene Arten der Dämpfung gegeben. So tragen eine Vielzahl von physikalischen Mechanismen zur Dämpfung bei.

Materialdämpfung oder Hysteresedämpfung ist verursacht durch dissipierte Energie bei der Verformung des Materials. Dieser Dämpfungsanteil ist an Materialproben gut erforscht [16, 17] und insbesondere für Stahl klein und über weite Frequenzbereiche konstant. Gemessene Dämpfungsgrade sind nach [18] für Stahl: $\eta = 0.16 - 0.5 \%$ und Aluminium: $\eta = 0.5 - 0.7 \%$.

Strukturdämpfung oder Konstruktionsdämpfung ist verursacht durch dissipative Effekte an festen und verschieblichen Verbindungen (Niet-, Schraub- oder Schweißverbindungen). Aber auch Vorspannungen können zu einer Zunahme der Dämpfung führen [16]. Den weitaus größten Anteil bei schiffbaulichen Strukturen haben aber Decksbeläge, Installationen (Rohrleitungen, Kabelbäume etc.) sowie Inneneinrichtungen. In [1] sind hierfür etwa $\eta = 4 - 10 \%$ angegeben.

Hydrodynamische Dämpfung oder Abstrahlungsdämpfung erfolgt hauptsächlich über eine Energiedissipation durch Oberflächenwellen und Grenzschichtenreibung. Dabei kann angenommen werden, dass bei den Strukturschwingungen im gegebenen Frequenzbereich der Effekt der Grenzschichtenreibung gegenüber der Dissipation durch Oberflächenwellen vernachlässigt werden kann [14]. Insgesamt sind die hydrodynamischen Dämpfungseffekte im untersuchten Frequenzbereich eher als gering einzuschätzen. Eine Trennung und Bewertung von strukturellen und hydrodynamischen Dämpfungsanteilen ist nur in Modellversuchen möglich.

Ladungsdämpfung ist stark abhängig von der Ladungsart (Container, flüssige Ladung, Stückgut u.a.) und wenig untersucht. Eine Zunahme der Dämpfung ist nur dann möglich, wenn es zu einer Relativbewegung zwischen Schiff und Ladung bzw. innerhalb der Ladung kommt. Allgemein wird angenommen, dass Ladung die Dämpfung vergrößert. Aufgrund der schwierigen Quantifizierung wird diese Dämpfung oft als eine zusätzliche Sicherheit betrachtet [13]. In [19] wird für Container bei harmonischer Anregung ein mittlerer Dämpfungsgrad von $\eta = 10,4 \%$ angegeben.

Mechanische Dämpfung oder konzentrierte Dämpfung tritt z.B. auf in Torsions- oder Längsschwingungsdämpfern von Kurbelwellen sowie Hydraulik- oder Reibquerabstützungen von Motoren. Angaben zu Dämpfungseigenschaften diskreter Dämpfer sind meist gesichert möglich.

Neben den Wirkmechanismen der Dämpfung ist außerdem die Verteilung der Dämpfung ein viel diskutierter Aspekt [15, 20, 21]. Ein weit verbreiteter Standard ist die Annahme einer massen- und steifigkeitsproportionalen Dämpfungsverteilung. Sie ermöglicht die Anwendung des effektiven Verfahrens der modalen Überlagerung bei der Berechnung erzwungener Schwingungen. Diese Proportionalität der Dämpfungsverteilung ist bei lokalen Dämpfungskonzentrationen, wie sie z.B. bei ausgerüsteten Decksstrukturen (Kabinen, Kabelbäume etc.) oder lokalen Dämpfern (Motorquerabstützung) auftreten können, nicht mehr gegeben. Hieraus ergeben sich Besonderheiten bei der Belegung der Dämpfungsmatrix, die bei einer Nichtberücksichtigung zu Abweichungen zwischen berechnetem und gemessenem Systemverhalten führen können. Bei Berücksichtigung nicht-proportionaler Dämpfungseffekte ist die Anwendung des Verfahrens der modalen Überlagerung problematisch. Vertiefend werden das Problem der Dämpfungsverteilung sowie die Möglichkeiten zur mathematischen Beschreibung des Dämpfungsverhaltens im Abschnitt 4.3 behandelt.

2.4 Experimentelle Untersuchungen zum Dämpfungsverhalten schiffbaulicher Strukturen in der Fachliteratur

Die Dämpfung von Schiffsschwingungen ist seit mehr als 40 Jahren Gegenstand von Untersuchungen. Dabei wurden in den meisten Fällen für die niedrigsten Grade vertikaler Schiffskörperschwingungen die Dämpfungsgrade η ermittelt. In den letzten Jahren wurden zunehmend auch

Dämpfungskennwerte für höherfrequente Schiffskörperschwingungen sowie für lokale Strukturen bestimmt. Die Untersuchungen basieren dabei auf unterschiedlichen experimentellen Vorgehensweisen sowie auf nachfolgend dargestellten Identifikationsverfahren.

2.4.1 Angewandte Verfahren zur Dämpfungsidentifikation

Die Identifikation dynamischer Parameter beruht im Allgemeinen auf einer Auswertung experimentell ermittelter Strukturantworten. In Abhängigkeit der verwendeten Verfahren kann auch die Anregung der Struktur mit einbezogen werden. Voraussetzung ist dafür dann die zusätzliche Ermittlung der entsprechenden Erregerkräfte. Generell ist aber eine Anregung der Schiffsstruktur auf geeignete Weise durchzuführen. In [22] ist eine Übersicht zu den verschiedenen Arten von möglichen Erregersignalen gegeben. Für schiffbauliche Strukturen werden unterschiedliche Arten der Anregung verwendet. Das Ziel sollte dabei immer eine optimale Anregung der Struktur bei minimalem zeitlichem und materiellem Aufwand sein, um durch eine Vielzahl von Untersuchungen eine gesicherte Datenbasis zu erhalten.

Bei der harmonischen Anregung wird die Struktur in festgelegten Frequenzschritten durch eine harmonische Erregerkraft schrittweise erregt und die Strukturantwort jeweils nach dem Einstellen des eingeschwungenen Zustandes ermittelt. Die harmonischen Erregerkräfte können unterschiedlich realisiert werden. Zur Ermittlung globaler Schiffsschwingungen können Unwuchterreger sowie hydraulische Erreger (Hydropulszylinder mit Erregermasse) eingesetzt werden. Bei Unwuchterregern nimmt die Erregerkraft quadratisch mit der Drehzahl (bzw. Erregerfrequenz) zu, was insbesondere die Erregung im unteren Frequenzbereich einschränkt. Der Einsatz von großen harmonischen Erregern ist immer mit hohen Kosten verbunden. Auch ist der zeitliche Aufwand bei großen Frequenzbereichen und hohen Frequenzauflösungen erheblich und kann z.B. auf Probefahrten kaum noch realisiert werden. In den meisten Fällen ist die Erregung auch auf einen Strukturpunkt begrenzt, was die vollständige Anregung aller interessierenden Eigenschwingungen einschränken kann. Hervorzuheben ist aber der vergleichsweise hohe Energieeintrag in die einzelnen Frequenzlinien bei dieser Art der Anregung. Für lokale Strukturen ist der Einsatz kostengünstigerer elektrodynamischer Erreger möglich. Eine weitere, oft angewendete Möglichkeit der harmonischen Erregung, jedoch meist mit beschränkter Aussagekraft bzgl. der dynamischen Parameter, bieten Hochfahrvorgänge der Hauptmaschine.

Die Impulsanregung ist eine Form der transienten Anregung und ist im Bereich des Maschinenbaus weit verbreitet [23, 24]. Werden die Erregerkräfte bei der Parameteridentifikation mit berücksichtigt ist durch Anwendung von z.B. der Fouriertransformation eine Analyse im Frequenzbereich notwendig. Die Impulsanregung bietet den Vorteil von geringem zeit- und gerätetechnischem Aufwand. Durch begrenzte Erregermassen (zur Impulsanregung) ist der Energieeintrag in die Struktur vergleichsweise gering. Zur Realisierung von messbaren Strukturantworten globaler Schiffsstrukturen müssen entweder die Erregermasse vergrößert oder entsprechend empfindliche Sensoren verwendet werden. Letzteres ist praktisch erst in der jüngeren Zeit möglich. Sehr geeignet ist diese Anregung für lokale Strukturen. Einfache Formen der transienten Anregung sind außerdem z.B. Slammingstöße durch Seegang, Ankerfallversuche usw., die meist eine Anwendung einfacher Auswerteverfahren zur Folge haben.

Eine stochastische Anregung kann durch Umgebungsbedingungen wie z.B. Wind und Wellen erfolgen. Diese aus den Umgebungsbedingungen resultierenden Erregerkräfte sind zeitlich und örtlich stochastisch verteilt und können als gefiltertes weißes Rauschen angesehen werden [25, 26].

Eine Ermittlung von Erregerkräften ist dabei nicht möglich. Solche Untersuchungen erfordern lange Messzeiten sowie spezielle Auswerteverfahren [26] (siehe auch Kapitel 5 und 6). Eine stochastische Anregung kann ebenfalls unter Verwendung servohydraulischer Erreger realisiert werden. Im Vergleich zur harmonischen Anregung führt dies zur Verringerung des Zeitaufwandes bei allerdings gleichzeitig reduziertem Energieeintrag.

In Abhängigkeit von der verwendeten Art der Anregung und der Berücksichtigung von Erregerkräften sind unterschiedliche Arten der Dämpfungsidentifikation anwendbar. Eine Zusammenfassung verschiedener Verfahren kann [14] entnommen werden, detaillierte Erläuterungen werden z.B. in [22] gegeben. Im einfachsten Fall erfolgt die Ermittlung der Dämpfung über die Auswertung des Abklingverhaltens einer aufgezeichneten Ausschwingkurve oder bei erzwungenen Schwingungen über das Verfahren der Halbwertsbreite (siehe auch [27]). Erfolgt eine zusätzliche Messung der Erregerkräfte, können die Dämpfungsparameter auf Grundlage von Übertragungsfunktionen ermittelt werden. Vertiefende Informationen zur experimentellen Ermittlung der dynamischen Parameter sind im Kapitel 5 dargestellt.

2.4.2 Identifizierte Dämpfungsparameter

2.4.2.1 Globale Schiffsschwingungen

Experimentelle Untersuchungen zur Identifikation von Dämpfungsparametern globaler Schiffsstrukturen wurden vielfältig ausgeführt. Eine Zusammenstellung früher Untersuchungen findet sich z.B. in [13, 14] darin enthalten sind Arbeiten von [28, 29, 30, 31, 32]. Die Untersuchungen wurden auf Grundlage von Abklingkurven oder Vergrößerungsfunktionen (Schiffsbetrieb oder Erregermessung) ausgeführt. Die bekannten Messungen zeigen sehr starke Streuungen, die sowohl Ursachen in verschiedenen Schiffstypen und Ladungen haben, aber auch durch die unterschiedlichen Mess- und Auswertemethoden verursacht sein können [14].

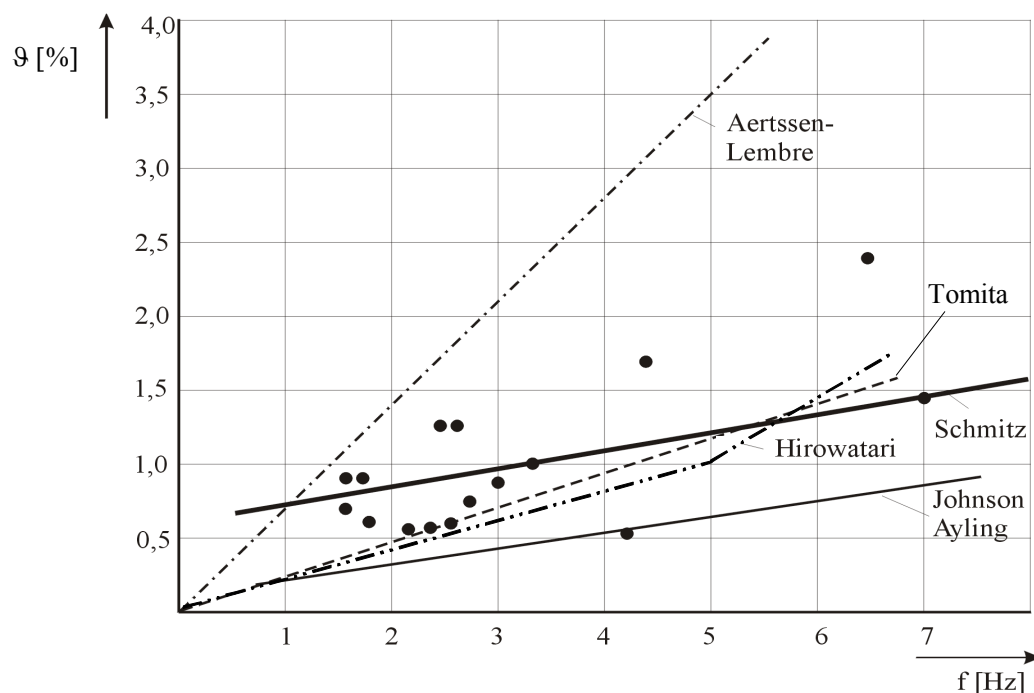


Abbildung 2.3: Dämpfungsgrade globaler Schiffskörperschwingungen von Schwingungsmessungen an unterschiedlichen Frachtschiffen, aus [33]

In Abbildung 2.3 sind die von SCHMITZ [33] für zehn Frachtschiffe (Länge ca. 100 – 180 m) aus Messungen ermittelten Dämpfungsgrade η zwischen 0.5 und 2.5 % im Frequenzbereich 1.5 bis 7 Hz angegeben. Die Dämpfungsparameter wurden auf Grundlage von Vergrößerungsfunktionen bestimmt, die während des Hochfahrvorganges der Hauptmaschine an unterschiedlichen Messstellen aufgezeichnet wurden. In der Abbildung mit enthalten sind die in [13] zusammengefassten Näherungsformeln verschiedener Autoren. Die Frequenzabhängigkeit der globalen Dämpfung bestätigt sich in diesen Ergebnissen, die Dämpfungswerte im Bereich unterhalb 3 bis 4 Hz von SCHMITZ sind allerdings größer als die Prognosen der anderen Autoren. Für den Bereich der Aufbautenschwingungen (10 bis 18 Hz) werden von SCHMITZ in [34] für zwei Schiffe Dämpfungsgrade η zwischen 2 und 6 % angegeben.

Von GEßNER werden in [35] Untersuchungen zur Ermittlung von Dämpfungskennwerten an LoRo- und Containerschiffen vorgestellt. Die Untersuchungen wurden im Rahmen von Probefahrten (Wassertiefe: 4 - 5facher Tiefgang) unter Verwendung eines elektro-servohydraulischen Schwingungserregers (Hydropulszylinder: 63 kN, Masse: 800 kg) ermittelt. Der Erreger war für die Untersuchungen am LoRo-Schiff (Abbildung 2.4) in der Propellerebene positioniert, erregt wurde in vertikaler und horizontaler Richtung.

Am Containerschiff (Abbildung 2.5) wurde der Erreger am Heckspiegel aufgestellt, die Erregung erfolgte in Vertikalrichtung. Die Frequenzschrittweite und somit die Frequenzauflösung der ermittelten Frequenzgänge lag zwischen 0.1 und 0.3 Hz. Die Parameteridentifikation erfolgte auf Grundlage der Theorie des Einmasseschwingers (Einfreiheitsgrad-Verfahren). Da die Frequenzauflösung von 0.3 Hz zu hoch für eine korrekte Dämpfungsidentifikation war, konnten nicht für alle identifizierten Eigenfrequenzen Dämpfungsparameter bestimmt werden. Eine höhere Frequenzauflösung war aber aufgrund des eingeschränkten Zeitangebots im Rahmen der Probefahrt nicht realisierbar. Eine Auswahl an ermittelten Dämpfungsparametern ist in den Abbildungen 2.4 und 2.5 dargestellt. In den Diagrammen mit enthalten ist auch ein Vorschlag des ISSC [36] zur Dämpfung von Schiffskörperschwingungen. Abschließend wird in [35] geschlussfolgert, dass die große Streubreite der ermittelten und aus der Literatur bekannten Dämpfungskennwerte der Genauigkeit von Zwangsschwingungsprognosen Grenzen setzt. Methodische Streuungen lassen sich durch eine Vervollkommenung experimenteller Techniken verringern, Unsicherheiten bei der Übertragung auf andere Schiffstypen werden bleiben.

WILLICH [14] ermittelte Dämpfungskennwerte an Binnenfrachtschiffen unter Verwendung der Stoßanregung mittels eines Fallhammers (Masse 120 kg). Die Erregerkraft wurde durch eine DMS-Kraftmessplatte, die Systemantworten mit piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmern gemessen. Aus den aufgezeichneten Kraftverläufen am Anregungspunkt und den Beschleunigungsantworten an ausgewählten Strukturpunkten wurden Übertragungsfunktionen ermittelt. Die Identifikation der modalen Parameter (Eigenfrequenzen, Dämpfungen) erfolgte unter Verwendung von Mehrfreiheitsgrad-Verfahren (Phasentrennungstechnik). Die Messungen der Schubleichter erfolgten im Hafen und ohne Ladung, Festmacher wurden weitestgehend gelockert. Das Binnentankschiff war halb beladen. Informationen über die Empfindlichkeit der Aufnehmer, Frequenzauflösungen oder Anzahl und Verteilung von Messstellen liegen nicht vor. Die identifizierten Dämpfungskennwerte für die 4 Schiffe sind in Abbildung 2.6 zusammengefasst. Auch hier kann eine Zunahme der Dämpfung mit steigender Frequenz festgestellt werden.

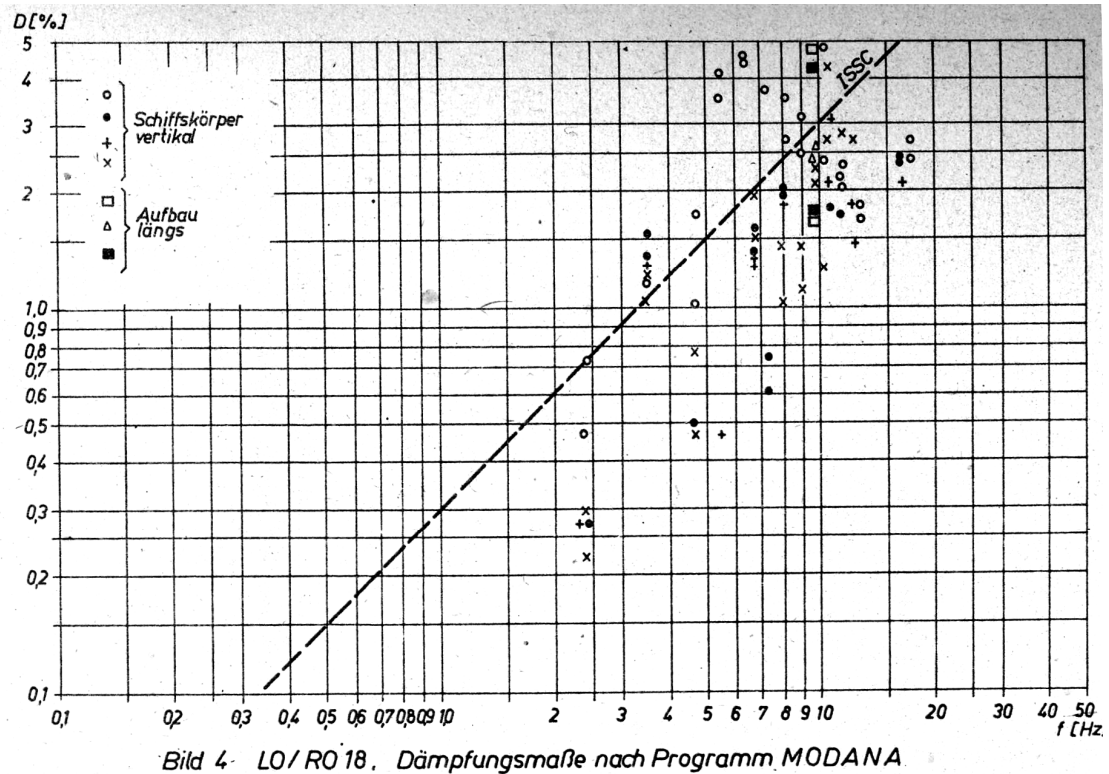


Abbildung 2.4: Dämpfungsgrade globaler Schiffskörperschwingungen aus Schwingungsmessungen an einem LoRo-Schiff aus, [35]

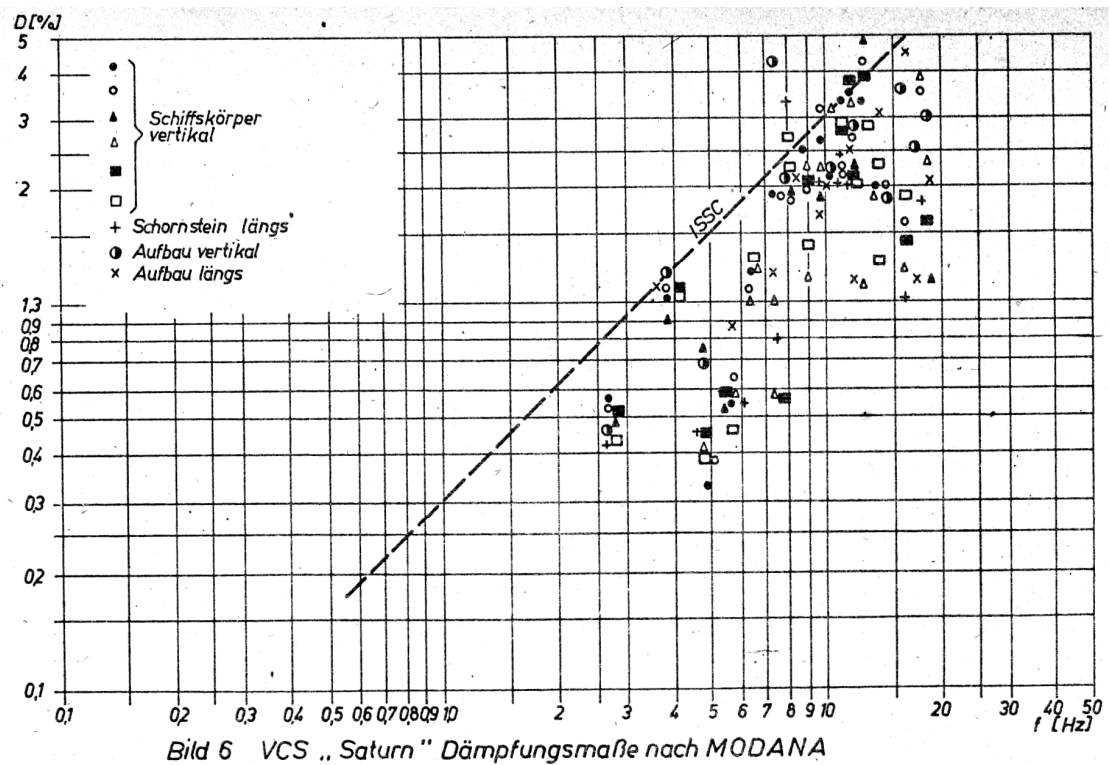


Abbildung 2.5: Dämpfungsgrade globaler Schiffskörperschwingungen aus Schwingungsmessungen an einem Containerschiff, aus [35]

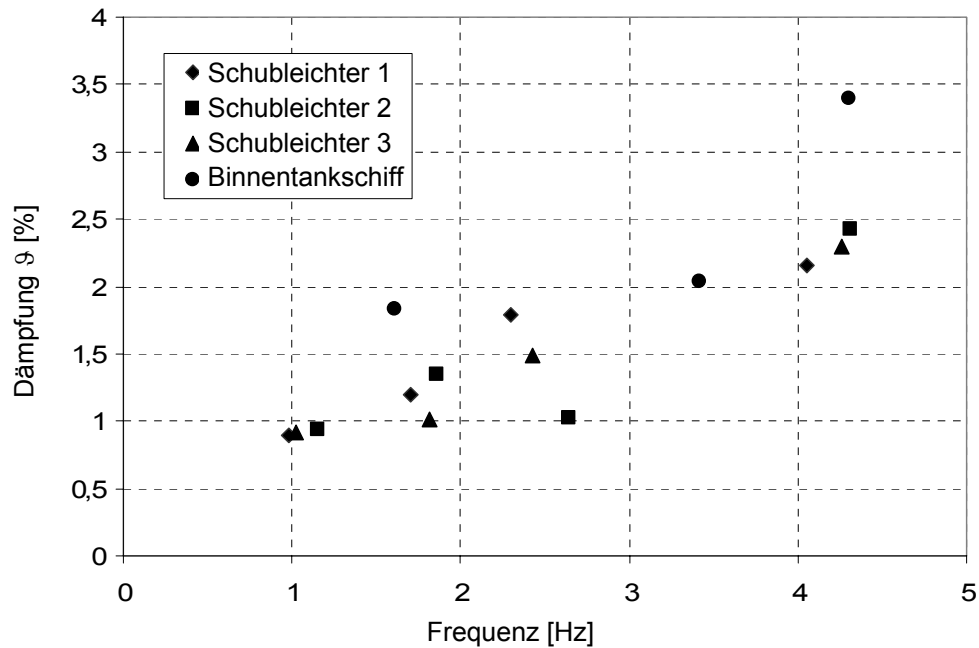


Abbildung 2.6: Dämpfungsgrade vertikaler Schiffskörperschwingungen von Binnenfrachtschiffen, aus [14]

THORBECK und LANGECKER [37] führten experimentelle Untersuchungen zu Identifikation des Dämpfungsverhaltens globaler Schiffsstrukturen ebenfalls unter Verwendung eines servohydraulischen Schwingungserregers an einem Containerschiff (Länge: 152 m) durch (siehe auch GESSNER [35]). Aufgrund des außerordentlichen Zeitaufwandes bei der Anwendung einer harmonischen Erregung wurde hier eine Pseudo-Zufallserregung angewendet. Zur Optimierung der Anregung wurde der Frequenzbereich in verschiedene Frequenzbänder unterteilt, in denen jeweils verschiedene Erregersignale mit einer Zeitdauer zwischen 256 und 58 sec genutzt wurden. Die Übertragungsfunktionen (Frequenzgänge) wurden auf Grundlage der gemessenen Erregerkräfte und der Schwinggeschwindigkeiten an 12 ausgewählten Messstellen ermittelt. Die Frequenzauflösung lag zwischen 0.02 und 0.08 Hz. Von Vorteil waren die stark reduzierten Messzeiten bei erhöhter Frequenzauflösung, nachteilig wirkte sich aber der reduzierte Energieeintrag aus. So konnte für den Frequenzbereich unter 5 Hz aufgrund des Seegangseinflusses keine zufrieden stellende Auswertung durchgeführt werden. Für höhere Frequenzen wurde eine zunehmende Streuung der identifizierten Dämpfungsparameter registriert. Ursachen dafür könnten die zunehmende spektrale Dichte der Eigenfrequenzen, eine abnehmende Frequenzauflösung, die zunehmende modale Kopplung sowie Effekte nicht-proportionaler Dämpfungsverteilung sein.

Von THORBECK und LANGECKER [37] wurden ebenfalls Untersuchungen unter Verwendung der Random-Decrement (RD)-Technik als mögliche Alternative zur Frequenzgangmessung angewendet. Die RD-Technik [38] nutzt die Schwingungsantworten der Struktur auf eine Zufallsanregung durch z.B. Seegang, Ankerfall oder Wind. Es wird davon ausgegangen, dass sich die Strukturantwort aus einem zufälligen (stochastischen) und einem deterministischem Anteil (Impulsantwort) zusammensetzt. Der erste Anteil kann durch Mittelungen entfernt, aus dem Zweiten können die dynamischen Parameter bestimmt werden. Die besten Ergebnisse wurden während einer Probefahrt bei treibendem Schiff im Seegang (Stärke 5) mit Slamming-Stößen am Heck sowie Ankerkettenfall ermittelt. Die Messzeit betrug 150 Sekunden. Es konnte festgestellt werden, dass die Random-Decrement-Technik eine wirtschaftlich sehr vorteilhafte Methode zur Bestimmung von Eigenfrequenzen und modalen Dämpfungen ist. Die Tatsache, dass dieses Verfahren keine Absolutwerte

für die modalen Nachgiebigkeiten liefert (unskalierte Eigenvektoren) kann in vielen praktischen Anwendungen toleriert werden. Als das Hauptproblem bei der Anwendung im Schiffbau wurde das Fehlen typischer Zufallserregungen (wie z.B. Strömungen in der Luftfahrt) beschrieben. Slamming-Stöße und kurzweiliger Seegang regen nur die niedrigeren Eigenfrequenzen an und sind nicht planbar. Zum Nachweis höherer Eigenfrequenzen wird auch die Aufzeichnung von Beschleunigungssignalen empfohlen. Nachgedacht wurde ebenfalls über den zusätzlichen Einsatz kostengünstiger elektrodynamischer Erreger zur stochastischen Anregung. In Abbildung 2.7 sind die aus den unterschiedlichen Versuchen identifizierten Dämpfungsgrade dargestellt. Für den Frequenzbereich bis ca. 5 Hz wurden die Ergebnisse unter Anwendung der Random-Decrement-Technik ermittelt, für Frequenzen größer 5 Hz mit Hilfe der Pseudozufalls-Erregung. Bemerkenswert sind die relativ niedrigen Werte für den Dämpfungsgrad η zwischen 0.2 und 5 %.

In [20, 37] werden ebenfalls Überlegungen zur Erfassung nichtproportionaler Dämpfung und zu den Möglichkeiten der Gewinnung nichtmodaler Dämpfungsparameter aus Messungen angestellt. Es ist aber zu erwarten, dass globale Schiffskörperschwingungen für verschiedene Schiffstypen trotz verbesserter Dämpfungsmodelle und numerischem Fortschritt wegen fehlender Dämpfungsparameter aus Experimenten in den nächsten Jahren überwiegend auf Grundlage frequenzabhängiger modaler Dämpfungsgrade ermittelt werden.

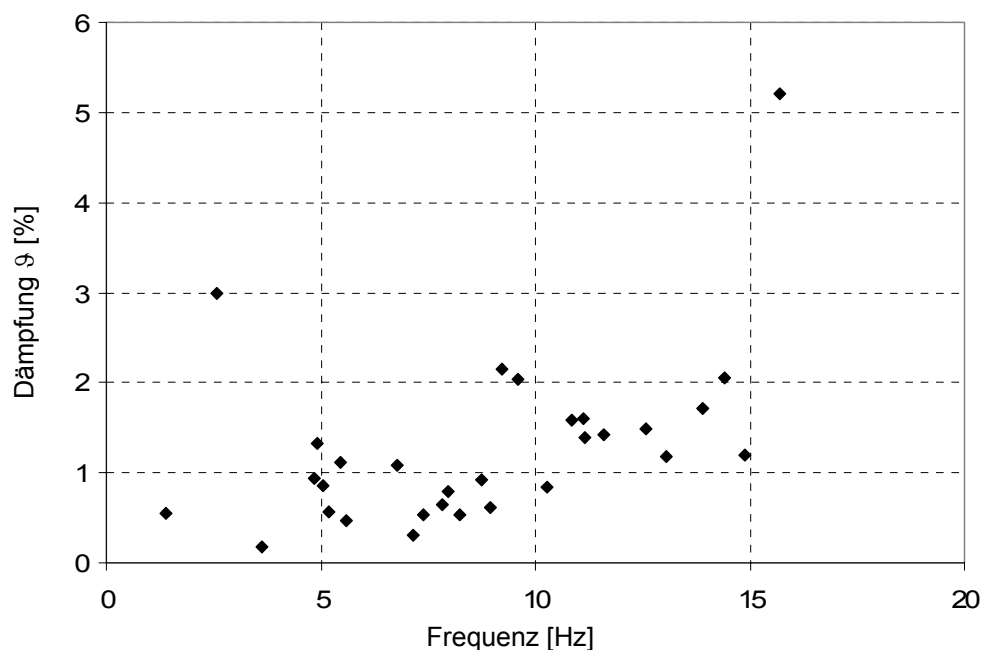


Abbildung 2.7: Zusammenstellung von identifizierten Eigenfrequenzen und modalen Dämpfungsgraden (Mittelwerte ausgeprägter Resonanzen) eines Containerschiffes, aus [20]

Von CABOS und IHLENBURG ist in [15] ein Konzept zur Erfassung der Dämpfung globaler Schwingungen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) angegeben. Es wird ein allgemeiner Dämpfungsansatz für eine FE-basierte Schwingungsanalysen hergeleitet, mit dem neben globalen Dämpfungseffekten (modale Dämpfung) auch lokal (auf Elementebene) sowohl innere als auch äußere Dämpfungseffekte erfasst werden können. Dieser Ansatz führt zu einer nicht-proportionalen Verteilung der Dämpfung im Rechenmodell (siehe auch Abschnitt 4.3) und erfordert für eine effektive Lösung spezielle Lösungsverfahren. Es wird gezeigt, dass die üblichen Dämpfungsmodelle der proportionalen oder modalen Dämpfung sich als Spezialfälle dieser verallgemeinerten Dämpfung ergeben. Grundlage für die Ermittlung der Dämpfungsparameter bildeten expe-

rimentelle Untersuchungen an drei Beispielschiffen (Containerschiffe mit einer Länge zwischen 200 und 255 m). Die Messungen wurden auf Ladungsreisen in Tiefwasser bei ruhiger See und abgeschalteter Hauptmaschine durchgeführt. Die Erregung erfolgte mit einem Unwuchterreger (DF51 der Fa. Schenck) in vertikaler und horizontaler Richtung im Hinterschiffsbereich. Die Antwortsignale wurden am Deckshaus und im Hinterschiffsbereich aufgezeichnet. Die Frequenzauflösungen lagen zwischen 0,1 und 1 Hz in einem Frequenzbereich von 5 bis 25 Hz.

Die ermittelten Systemantworten dienten als Basis für die Anpassung von Dämpfungsparametern in den Berechnungsmodellen. Dazu wurden zahlreiche Variantenrechnungen durchgeführt, wobei die hydrodynamische Massenmatrix mit Hilfe der Boundary-Element-Methode (BEM) [4] ermittelt wurde. Die Berechnungen zeigen in Verbindung mit experimentellen Untersuchungen, in welchen Bereichen und in welcher Relation von lokaler zu globaler Dämpfung, eine deutlich bessere Übereinstimmung von Prognose- und Messwerten erreichbar ist. Beispielsweise konnte durch die Überlagerung schwacher globaler Dämpfung von $\vartheta = 1\%$ mit starker lokaler Dämpfung von $\vartheta = 10\%$ im Deckshaus im oberen Frequenzbereich ab 10 Hz eine verbesserte Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung erzielt werden. Im unteren Frequenzbereich werden lokale Ansätze kaum wirksam. Weiterhin wurde festgestellt, dass Berechnungen mit einer konstanten globalen Dämpfung von $\vartheta = 3\%$ die globalen Schiffskörperschwingungen ausreichend erfassen, aber Schwingungen bei Frequenzen größer 10 Hz zu stark gedämpft werden, was insbesondere die Aufbautenschwingungen betrifft. Die Einbeziehung von Ladungsdämpfung hatte keinen erkennbaren Einfluss auf das Schwingungsverhalten. Erwähnt werden sollen auch die im Zusammenhang mit den Dämpfungsuntersuchungen ausgeführten Untersuchungen zur Anwendung verschiedener Verfahren zur Ermittlung hydrodynamischer Massen [3, 4] und Untersuchungen zum Einfluss von Modellstruktur (Elementtypen, Netz) und Modellparametern (z.B. E-Modul).

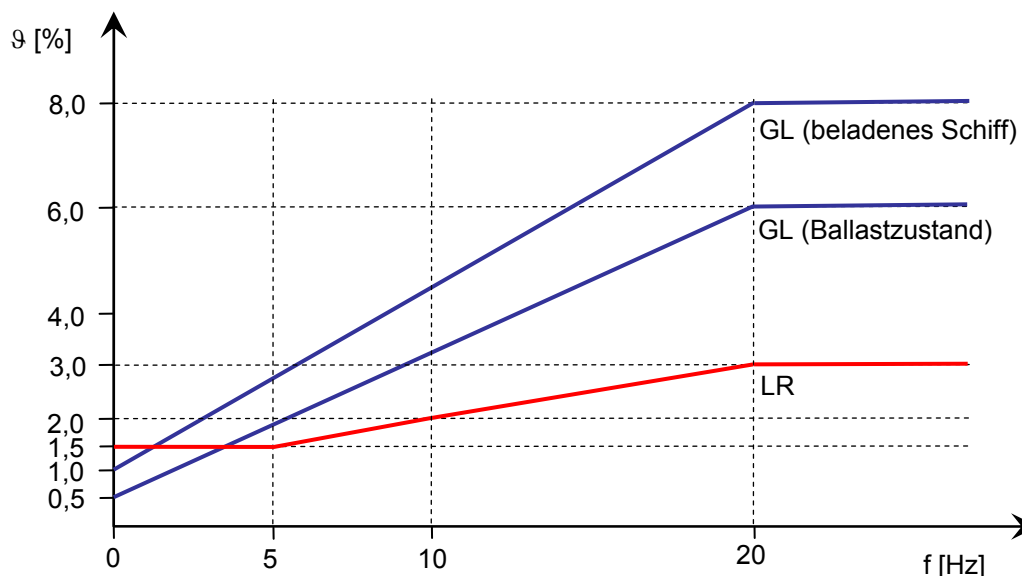


Abbildung 2.8: Annahmen zum frequenzabhängigen modalen Dämpfungsgrad für die Berechnung erzwungener globaler Schiffschwingungen, verwendet von den Klassifikationsgesellschaften Germanischer Lloyd (GL) und Lloyd's Register (LR)

Unter Verwendung der in Abbildung 2.8 dargestellten Dämpfungsannahmen werden vom Germanischen Lloyd [1] gesicherte Ergebnisse für die Vorausberechnung erzwungener, globaler Schwingungen von Containerschiffen mit unterschiedlichen Beladungszuständen erhalten. Diese Vorgehensweise stellt eine Verwendung frequenzabhängiger modaler Dämpfungsgrade in FE-Modellen

dar und führt zu proportionalem Dämpfungsverhalten. Die Klassifikationsgesellschaft Lloyd's Register verwendet zur Vorhersage erzwungener Schwingungen von Schiffsstrukturen, wie ebenfalls in Abbildung 2.8 dargestellt, eine qualitativ ähnliche Annahme zum Dämpfungsverhalten, jedoch mit geringeren Beträgen der Dämpfungskennwerte [39]. Auch wird nicht zwischen unterschiedlichen Beladungszuständen unterschieden.

2.4.2.2 Lokale Schiffsschwingungen

Lokale Schwingungen auf Schiffen können an sehr unterschiedlichen Strukturen auftreten, wie z.B. an starr oder elastisch gelagerten Motoren, Wellenleitungen im Achterschiff, Masten, Tanks oder Decks in Aufbauten. Im Folgenden soll die Erfassung von Dämpfungsparametern bei Decksschwingungen betrachtet werden. Maßgebend für die Dämpfung von Decksbereichen ist insbesondere die Strukturdämpfung, in geringerem Maße auch die Materialdämpfung. Experimentelle Untersuchungen sind, wie bei globalen Schwingungen, vorwiegend auf die Gewinnung von modalen Dämpfungsgraden η ausgerichtet, um diese nachfolgend in FE-Berechnungen zu verwenden.

Von GROTH sind in [40], als Ergebnis experimenteller Untersuchungen auf Schiffen, Dämpfungsgrade für Decks ohne Einbauten von $\eta = 2 - 4 \%$ und für Decks mit Einbauten von $\eta = 4 - 8 \%$ angegeben.

Von SCHMITZ und SCHLOTTMANN [34] wurden aus Messungen (Auswertung von Resonanzkurven aus Schiffsbetrieb und mittels Erregermaschine) für Decks von vier Schiffen im Frequenzbereich zwischen 8 - 40 Hz Dämpfungsgrade von $\eta = 1 - 4,5 \%$ ermittelt. Die Streubreite der Ergebnisse von ca. 40 Messpunkten ist groß. Dabei sind die Dämpfungskennwerte der Decks vor und nach Ausrüstung im Mittel nicht wesentlich unterschiedlich und nicht mit der Frequenz ansteigend. Außerdem zeigte der Vergleich von Amplituden aus der FE-Rechnung mit einer Dämpfung von $\eta = 3 \%$ und Erregermessung für ein Aufbautendeck, dass die berechneten Amplituden wesentlich zu groß waren. Verursacht ist diese Abweichung sicher durch das Herauslösen des Decks aus der Gesamtstruktur für die FE-Rechnung, während bei der Messung mit Erreger aber die Gesamtstruktur angeregt wurde, also ein Energieabfluss über die Ränder der Teilstruktur erfolgte. Deshalb sollten experimentelle Dämpfungsuntersuchungen an Strukturen mit definierten Systemgrenzen erfolgen, um Fehler bei der Übertragung auf andere Strukturen zu vermeiden.

Nach [18] wurden für einen Schiffsboden Dämpfungsgrade zwischen $\eta = 6.4 - 9.4 \%$ angegeben. Nicht nur Decks- und Wandbeläge unterschiedlicher Art erhöhen die Strukturdämpfung, wesentlichen Anteil haben auch Anbauten wie Rohrleitungen, Kabelbäume und Inneneinrichtungen.

Von THORBECK und LANGECKER [37] wurden zur Ermittlung des Dämpfungsverhaltens lokaler Strukturen zwei Aufbautendecks (Bootsdeck, 1. Brückendeck, Decksfläche jeweils ca. 8 x 10 m) eines Containerschiffes untersucht. Die Anregung der Deckstrukturen erfolgte durch einen Impulshammer (Masse 27 kg) mit eingebautem Kraftsensor. Die Impulsdauer wurde durch die Steifigkeit der Schlagkalotte so eingestellt, dass ein Frequenzbereich bis 40 Hz angeregt werden konnte. Die Strukturantworten wurden mit Beschleunigungsaufnehmern aufgezeichnet und aus den resultierenden Frequenzgängen die modalen Parameter ermittelt. Die Untersuchungen erfolgten für unterschiedliche Ausrüstungszustände der Decks. Abbildung 2.9 zeigt die Mittelwerte der identifizierten Dämpfungsgrades η von jeweils 9 Messstellen auf den Decks für die Eigenschwingungen zwischen 16 und 40 Hz für jeweils 3 Ausrüstungszustände (Rohbau, mit Decksbelag, ausgerüstet). Aus der Abbildung 2.9 ist ebenfalls ersichtlich, dass das Dämpfungsverhalten wesentlich durch In-

stallationen wie Kabelbäume und Rohrleitungen beeinflusst wird. Entsprechendes kann den Dämpfungsparametern des ersten Brückendecks im Rohbau entnommen werden, das zum Messzeitpunkt bereits mit Installationen versehen war. Auch wurde festgestellt, dass das Wirken nicht-proportionaler Dämpfungen bei lokalen Strukturen auffälliger ist als bei globalen.

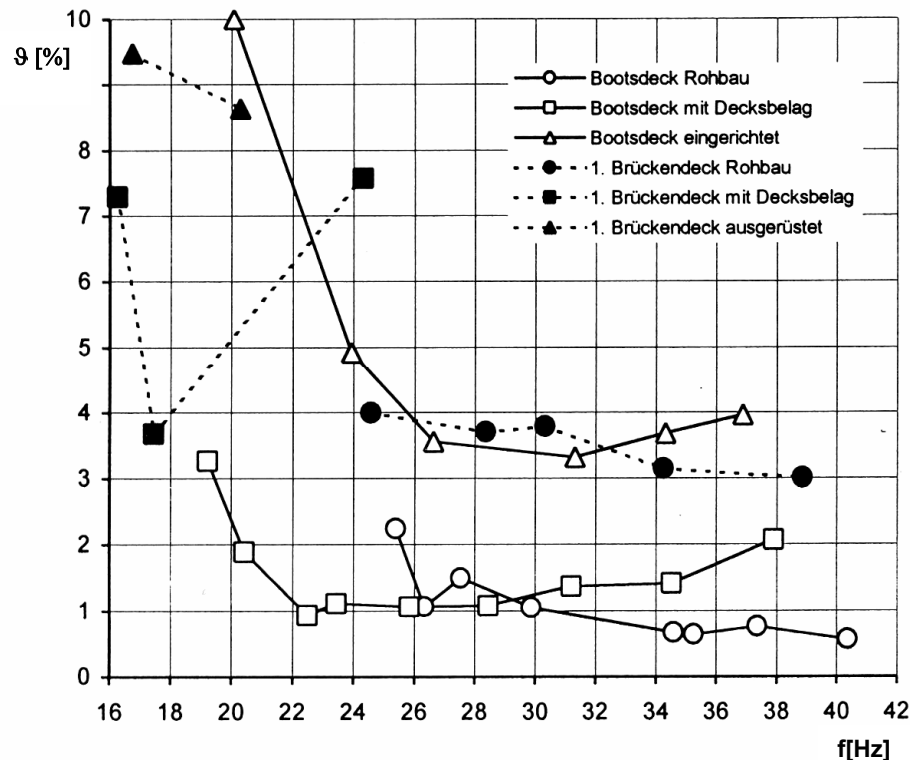


Abbildung 2.9: Mittelwerte modaler Dämpfungsgrade von zwei Aufbautendecks in verschiedenen Fertigungszuständen, aus [20]

2.4.2.3 Zusammenfassung zur Dämpfungsidentifikation

Zur den ermittelten Dämpfungsparametern von sowohl lokalen als auch globalen Schiffsstrukturen kann abschließend die allgemeine Aussage getroffen werden, dass:

- sehr unterschiedliche Werte für das Dämpfungsverhalten von Schiffsstrukturen ermittelt wurden,
- besonders im höheren Frequenzbereich wegen der zunehmenden Modendichte die Eigenschwingungen nicht mehr genau separiert und modale Dämpfungsparameter nur schwer ermittelt werden können,
- die Dämpfung im Allgemeinen mit steigender Frequenz zunimmt.

Weiterhin kann festgestellt werden, dass, vom Standpunkt der experimentellen Identifikation, die Untersuchungen von THORBECK und LANGECKER die fortschrittlichsten sind. Insbesondere im Hinblick auf die globalen Schwingungen ist der Zusammenhang zwischen einer hohen Frequenzauflösung der ermittelten Frequenzgänge und den vergleichsweise sehr niedrigen identifizierten Dämpfungskennwerten sehr interessant. Wie bereits erwähnt, können in diesem Zusammenhang eine zu geringe Frequenzauflösung und die Zunahme der modalen Dichte im höheren Frequenzbereich zu Problemen bei der Identifikation gekoppelter Moden und letztlich zu einer fehlerhaften Ermittlung von Dämpfungskennwerten führen. Die Anwendung der Random-Dekrement-Technik durch die

Autoren als ein Verfahren der operativen Modalanalyse (OMA) im Bereich des Schiffbaus ist neuartig. Allerdings erscheinen die Messdauern vom heutigen Stand der Technik als zu kurz.

Die Vorgehensweise von CABOS und IHLENBURG umgeht bewusst die Probleme der experimentellen Identifikation modaler Dämpfungsparameter und versucht die Abweichung zwischen gemessenen und berechneten Frequenzgängen zu minimieren. Hierbei ist nicht nur eine Anpassung von Dämpfungskennwerten sondern auch eine Beurteilung der Modellierung von Steifigkeit und Masse möglich.

Wie aus der Zusammenfassung der Fachliteratur zu den bisherigen Arbeiten auf diesem Gebiet entnommen werden kann, bestand der Fokus hauptsächlich auf einer Ermittlung von Dämpfungsparametern. Wenige Autoren (z.B. THORBECK und LANGECKER [37], CABOS und IHLENBURG [15]) führten neben experimentellen auch rechnerische Untersuchungen auf Grundlage von Finite-Element-Modellen durch, um Experiment und rechnerische Vorhersage zu vergleichen. Dieser Vergleich ist aber wesentlich, da eine richtige Annahme des Dämpfungsverhaltens erst im Zusammenwirken mit einer entsprechenden Modellierung von Masse und Steifigkeit eine genaue Vorhersage des dynamischen Verhaltens ermöglicht.

3. Zielstellung, Objekte und Vorgehensweise

Das allgemeine Ziel der hier vorgestellten Arbeit zur Ermittlung des dynamischen Verhaltens schiffbaulicher Strukturen ist es, einen Beitrag zur Verbesserung der Vorhersagegenauigkeit von globalen und lokalen Schwingungsniveaus auf Schiffen zu leisten. Zu diesem Zweck wurden hauptsächlich experimentelle aber auch rechnerische Untersuchungen an globalen und lokalen Schiffsstrukturen durchgeführt. Die Zielstellungen der Untersuchungen, die Vorgehensweisen sowie die untersuchten schiffbaulichen Strukturen werden getrennt nach globalen und lokalen Strukturen im Folgenden dargestellt.

3.1 Globale Schiffsstrukturen

3.1.1 Zielstellung der Untersuchung

Wie einleitend beschrieben, sind strukturseitig für eine treffsichere Vorhersage von Schwingungsamplituden im Schiffsbetrieb eine realitätsnahe Modellierung von Masse und Steifigkeit sowie realitätsnahe Annahmen zum Dämpfungsverhalten der globalen Schiffsstruktur erforderlich. Zur Überprüfung der Genauigkeit der Modellierung sowie zur Ermittlung von Dämpfungsparametern sind experimentelle Untersuchungen an der realen Schiffsstruktur notwendig. Im Rahmen dieser Arbeit standen hierfür zwei grundsätzlich unterschiedliche experimentelle Verfahren, die klassische und die operative Modalanalyse, zur Verfügung. Experimentelle Untersuchungen konnten sowohl unter Werftbedingungen als auch während der Probefahrt durchgeführt werden.

Die Anwendung der klassischen Modalanalyse zur Ermittlung des dynamischen Verhaltens allgemeiner Strukturen kann als Stand der Technik eingeschätzt werden. Sie beruht auf einer messtechnischen Erfassung der Anregung und der Systemantworten. Bei der Anwendung dieses Verfahrens auf sehr große Strukturen treten jedoch Probleme bezüglich der realisierbaren Systemantworten auf Grundlage einer künstlichen Anregung auf. Deshalb kam bei diesen Untersuchungen eine sehr große Erregermasse zur Stoßanregung in Kombination mit hochempfindlichen piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmern zum Einsatz.

Die operative Modalanalyse stellt eine Alternative zu dem klassischen Verfahren dar. Sie beruht auf einer stochastischen Anregung der Struktur durch die Umgebungsbedingungen und einer anschließenden Erfassung der Systemantworten, was insbesondere bei großen, künstlich nur schwer erregbaren Strukturen von Vorteil sein kann. Eine Anwendung der operativen Modalanalyse auf Schiffsstrukturen wurde bislang noch nicht durchgeführt (mit Ausnahme einer Anwendung der Random-Decrement-Technik von THORBECK und LANGECKER [37]). Die Bewertung der beiden Verfahren erfolgt zum einen im Hinblick auf die Anregbarkeit der Schiffsstruktur sowie zum anderen hinsichtlich der Identifizierbarkeit der modalen Parameter. Die Grundlagen der klassischen und der operativen Modalanalyse werden im Kapitel 5 näher erläutert.

Experimentelle Untersuchungen mit dem geringsten Aufwand lassen sich unter Werftbedingungen durchführen. Die Aussagefähigkeit der ermittelten Ergebnisse bzw. deren Eignung zur Bewertung der Modellierung können dabei aber u. a. durch die rechnerisch nur schwer zu erfassenden Einflüsse des Flachwassers sowie der Kaibegrenzung gemindert werden. Diese Einschränkungen treten bei Untersuchungen während einer Probefahrt nicht auf, auch sind für diesen charakteristischen Beladungszustand Rechenmodelle vorhanden. Einschränkungen treten hingegen bei der Anwendbarkeit der klassischen Modalanalyse im Rahmen der Probefahrt auf (siehe auch Abschnitt 6.2).

Hieraus können somit folgende Zielstellungen für die Untersuchungen an globalen Schiffsstrukturen abgeleitet werden:

- Experimentelle Identifikation von Dämpfungsparametern unterschiedlicher Schiffstypen zur Erweiterung der vorhandenen Datenbasis,
- Experimentelle Ermittlung von Eigenfrequenzen und dazugehörigen Eigenschwingformen sowie des Übertragungsverhaltens zur Bewertung der Vorhersagegenauigkeit der Rechenmodelle (Ergebnisse von Eigen- und Zwangsschwingungsrechnung),
- Bewertung der Anwendbarkeit der unterschiedlichen Verfahren der experimentellen Modalanalyse (klassisch und operativ),
- Bewertung der unterschiedlichen Untersuchungsbedingungen (Werft, Probefahrt).

Es ist zu bemerken, dass die für die numerischen Untersuchungen verwendeten Berechnungsmodelle von den jeweiligen Werften zur Verfügung gestellt wurden. Abschließend soll noch einmal darauf hingewiesen werden, dass eine realistische Implementierung der Erregermechanismen in die Berechnungsmodelle ebenfalls einen wichtiger Aspekt bei der Vorhersage des Schwingungsverhaltens im Schiffsbetrieb darstellt, jedoch nicht Bestandteil dieser Arbeit ist.

3.1.2 Objekte der Untersuchung

Die Untersuchungen zum globalen dynamischen Verhalten von Schiffsstrukturen wurden an drei unterschiedlichen Schiffstypen durchgeführt. Dabei handelte es sich um 7 Containerschiffe gleicher Bauart (Typ CV2500) und zwei unterschiedliche RoRo-Schiffe. Sie werden in den Abbildungen 3.1 bis 3.3 vorgestellt.



Länge: 208.0 m
Breite: 29.8 m
Hauptmaschine:
2-Takt Diesel, 7 (8*) Zylinder
Propeller:
5 Blatt Festpropeller
Nennndrehzahl: 113(108*) U/min

Abbildung 3.1: Schiff 1: Containerschiff CV2500, Aker MTW Werft Wismar und Volkswerft Stralsund*



Länge: 199.8 m
Breite: 26.5 m
Hauptmaschine:
2-Takt Diesel, 9 Zylinder
Propeller:
4 Blatt Verstellpropeller
Nennndrehzahl: 123 U/min

Abbildung 3.2: Schiff 2: RoRo-Schiff FSG**0, Flensburger Schiffbaugesellschaft (FSG)



Länge: 203.0 m
Breite: 32.8 m
Hauptmaschine:
2×4-Takt Diesel, 12 Zylinder
Propeller:
4 Blatt Verstellpropeller
Nennndrehzahl: 103 U/min

Abbildung 3.3: Schiff 3: RoRo-Schiff FSG**1, Flensburger Schiffbaugesellschaft (FSG)

3.1.3 Vorgehensweise

Zum Erreichen der im Abschnitt 3.1.1 beschriebenen Zielstellungen wurde eine Vielzahl von experimentellen Untersuchungen an den unterschiedlichen Schiffstypen durchgeführt. Hauptsächlich erfolgte die Anwendung der klassischen und der operativen Modalanalyse unter Werftbedingungen und während der Probefahrt. Zusätzlich wurden im Rahmen der Probefahrten von zwei Containerschiffen Schwingungsamplituden bei Hochfahrvorgängen der Hauptantriebsanlage aufgezeichnet und ausgewertet. Neben den experimentellen Untersuchungen wurden Berechnungen zum Eigen- und Zwangsschwingungsverhalten mit den von den Werften bereitgestellten Finite-Element-Modellen durchgeführt. Berechnungen zum Zwangsschwingungsverhalten umfassten die Einbeziehung sowohl der Stoßanregung (entsprechend der klassischen Modalanalyse) als auch der Erregung durch die Hauptmaschine.

Dynamische Kennwerte wurden für die unterschiedlichen Schiffstypen bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen aus allen zur Verfügung stehenden experimentellen Untersuchungen ermittelt. Auf Grundlage der vorhandenen Ergebnisse aus Experiment und Berechnung waren umfangreiche Vergleiche und Bewertungen möglich. So konnten die unter Werftbedingungen ermittelten Ergebnisse der klassischen und der operativen Modalanalyse zur Bewertung der Eignung der beiden experimentellen Verfahren genutzt werden. Ein Vergleich der unter Werftbedingungen ermittelten Ergebnisse mit denen der Probefahrt ermöglichte eine Bewertung der unterschiedlichen Untersuchungsbedingungen. Vergleiche von experimentell ermittelten Ergebnissen mit Berechnungsergebnissen dienten zum einen der Bewertung der Vorhersagegenauigkeit der verwendeten Berechnungsmodelle aber auch der Bewertung der verwendeten experimentellen Verfahren hinsichtlich der Identifizierbarkeit von Eigenschwingungen der Schiffsstruktur. Zu diesem Zweck erfolgten eine Zuordnung und ein Vergleich zwischen experimentell ermittelten Eigenfrequenzen und dazugehörigen Eigenschwingformen und den Ergebnissen von Eigenschwingungsberechnungen. Ein Vergleich zwischen experimentell ermittelten Frequenzgängen (klassische Modalanalyse) und Ergebnissen von Zwangsschwingungsrechnungen bei Simulation der Stoßanregung ermöglichte eine erweiterte Bewertung der Modellierung von Masse und Steifigkeit als auch der Modellierung der Dämpfung (siehe auch Abschnitt 5.5). Zusätzlich wurden Ordnungsanalysen an aufgezeichneten Hochfahrvorgängen durchgeführt. Die Ergebnisse dienten ergänzend der Bewertung der Untersuchungsbedingungen, da sie zum Teil den auf Probefahrten auswertbaren Frequenzbereich erweiterten. Die Strukturantworten von separierten Erregerordnungen wurden aber auch mit Ergebnissen von Zwangsschwingungsrechnungen bei Einbeziehung der entsprechenden Erregerordnungen verglichen. Als besonders geeignet erwies sich dabei das H-Moment der Hauptantriebsanlagen, da

dieses bei 2-Takt Motoren im Allgemeinen eine der Haupterregerquellen darstellt und als einzige Komponente in der entsprechenden Erregerordnung auftritt. Der Verlauf dieser Erregermomente in Abhängigkeit von der Drehzahl zur Implementierung in die Berechnung wurde dabei vom Motorhersteller bereitgestellt. Ein solcher Vergleich bot die Möglichkeit, die Vorhersagegenauigkeit von Schwingungsamplituden im Schiffsbetrieb, hier allerdings beschränkt auf eine Erregerkomponente, zu bewerten. In Abbildung 3.4 ist die Vorgehensweise noch einmal zusammenfassend dargestellt.

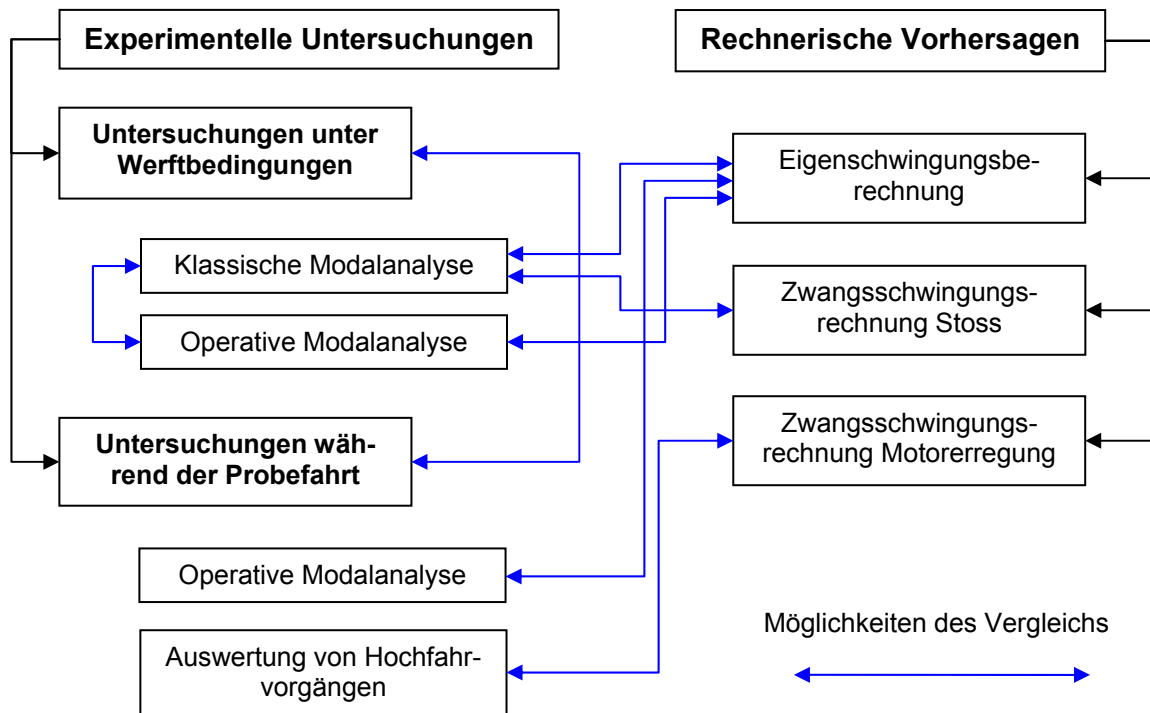


Abbildung 3.4: Durchgeführte experimentelle und rechnerische Untersuchungen sowie Möglichkeiten des Vergleichs der ermittelten Ergebnisse

Aufgrund organisatorischer und anderer spezifischer Gegebenheiten war es nicht möglich, den gesamten Umfang der Untersuchungen auf alle Schiffe anzuwenden. Insbesondere an den Containerschiffen konnten zum Teil nur einzelne Untersuchungen durchgeführt werden. Auch konnten z.B. auf Probefahrten nicht immer Hochfahrvorgänge realisiert werden. Ebenso wurden Zwangsschwingungsrechnungen nur durchgeführt, wenn entsprechendes experimentelles Datenmaterial für einen Vergleich vorhanden war. Eine Übersicht zum Umfang der Untersuchungen kann Tabellen 3.1 entnommen werden.

Tabelle 3.1: Übersicht der durchgeführten experimentellen und rechnerischen Untersuchungen zu globalen Schiffsschwingungen an verschiedenen Schiffen

Schiff		Experimentelle Untersuchungen				FE-Berechnungen		
		Kl. MA (Werft)	OMA (Werft)	OMA (Probef.)	Hoch- fahr HM	Eigen.	Zwang (Stoß)	Zwang (Motor)
Container Typ CV2500	Aker0*2	×				×		
	Aker0*4	×				×		
	Aker0*5	×				×		
	Aker**5		×			×		
	Aker**6		×			×		
	Aker**9	×	×	×	×	×	×	×
	VWS**8	×		×	×	×		
RoRo	FSG**0	×	×	×		×		
	FSG**1			×		×		

3.2 Lokale Schiffsstrukturen

3.2.1 Zielstellung der Untersuchung

Die Auslegung lokaler Schiffsstrukturen ist aus schwingungstechnischer Sicht im Allgemeinen auf die Gewährleistung der Resonanzfreiheit der Grundschiwingung beschränkt. Eigenschwingungen höheren Grades können diesbezüglich im Allgemeinen nicht berücksichtigt werden (siehe Abschnitt 2.2.1). Zur Sicherstellung festgelegter Schwingungsamplituden ist darum die Kenntnis von Dämpfungsparametern besonders wichtig. So hatten die Untersuchungen zum dynamischen Verhalten lokaler Schiffsstrukturen die experimentelle Identifikation von Dämpfungsparametern als vorrangiges Ziel. Insbesondere sollte der Einfluss von Decksbelägen sowie von Installationen und Einrichtungsgegenständen auf das Dämpfungsverhalten von Decksstrukturen untersucht werden, da diese ausgehend von der vergleichsweise geringen Strukturdämpfung des stahlbaulichen Zustandes die Dämpfung des ausgerüsteten Zustandes deutlich erhöhen.

3.2.2 Objekte der Untersuchung

Grundlage für die experimentellen Untersuchungen bildeten Decksstrukturen des Kreuzfahrtschiffes „AIDAvita“ (Länge: 203 m, Breite: 28 m, Passagierkabinen: 633) im Laufe der Fertigstellung auf der Aker MTW Werft Wismar (Abbildung 3.5). Bei den Schiffsdecks handelte es sich um großflächige Strukturen, die sich zum Teil fast über die gesamte Länge und Breite des Schiffes erstreckten. Sie waren, wie in Abbildung 3.5 dargestellt, in Rahmenbauweise aufgebaut und durch Stützen und zum Teil Wände abgefangen. Untersucht wurden sechs Bereiche, die im Laufe der Ausrüstung mit unterschiedlichen Decksbelägen beschichtet, mit Installationen versehen und anschließend mit Kabinen ausgestattet wurden.



Abbildung 3.5: Kreuzfahrtschiff „AIDAvida“ sowie ein typischer Ausschnitt einer Decksstruktur an Bord des Schiffes

Die verwendeten Decksbeläge können in der schiffbaulichen Praxis in drei Grundvarianten unterteilt werden: Standard-Fußboden, schwingungsgedämpfter Fußboden und schwimmender Fußboden. Die Auswahl des konstruktiven Aufbaus der Decksbeläge erfolgt in Abhängigkeit von der Art der Nutzung der Decksbereiche sowie deren dynamischer Beanspruchungssituation. Auch Kombinationen der einzelnen Varianten sind möglich.

Standard-Fußboden: (Abbildung 3.6 a)

Dieser Belag besteht in der Regel aus Leichtbeton, der in Dicken von 0 – 30 mm auf Stahl-, Aluminium- oder verzinkte Decksflächen mit sehr guter Haftung aufgetragen wird. Die Betonschicht dient in Dicken von 0 – 5 mm als Beulausgleich und in größerer Dicke als Druckverteilungs- und Stabilisierungsschicht mit guter Oberflächenfestigkeit bei niedrigem spezifischem Gewicht von 1.0 – 1.2 kg/m²/mm.

Schwingungsgedämpfter Fußboden: (Abbildung 3.6 b und c)

Schwingungsgedämpfte Fußbodenkonstruktionen werden typischerweise in Bereichen mit hoher Körperschallbeaufschlagung der tragenden Decksstruktur eingesetzt und dort, wo Strukturen direkter dynamischer sowie stoßartiger Belastung ausgesetzt sind. Das Prinzip schwingungsgedämpfter Fußböden besteht in einem speziell abgestimmten Schichtenaufbau unter Verwendung einer (oder mehrerer) ausgeprägt viskoelastischen, gummiartigen Zwischenschicht(en). Damit wird die tragende Decksstruktur aus Stahl oder Aluminium wirksam bedämpft und die Schwingungsamplituden sowohl dieser Schicht als auch die der darüber liegenden Schichten sowie die Schallabstrahlung in die Umgebung deutlich reduziert. Niedrige Schermodule der viskoelastischen Schicht bewirken vor allem bei der für Körperschall und Trittschall typischen Biegebeanspruchung von Flächentragwerken eine gute Entkopplung der angrenzenden Schichten. Als Deckschichten über der viskoelastischen Schicht kommen sowohl verschiedene Arten von Leichtbeton als auch Stahlplatten zum Einsatz. Die Dicke der Betonschicht richtet sich nach der Anwendung und variiert in der Regel zwischen 10 und 30 mm. Oberschichten aus Stahlplatten haben Dicken zwischen 1.5 und 2 mm. Die spezifischen Gewichte ausgeführter schwingungsgedämpfter Fußböden liegen zwischen 10 und 30 kg/m². Fußböden mit höherem spezifischem Gewicht besitzen im Allgemeinen auch eine höhere Dämpfung, obwohl die Dicke der viskoelastischen Schicht mit 1.5 – 2 mm meist einheitlich ist. Einen Einfluss hat hier die ebenfalls gut ausgeprägte Dämpfung der Betonschicht.

Schwimmender Fußboden: (Abbildung 3.6 d)

Schwimmende Fußbodenkonstruktionen werden in Bereichen mit hohem Luftschalleintrag und großer Körperschallintensität verwendet. Bei schwimmenden Fußböden wird in der Regel durch

den Einsatz einer 30 bis 50 mm starken Mineralwolleschicht mit geringem Elastizitätsmodul eine sehr wirksame Schwingungsentkopplung zwischen der tragenden Decksstruktur und der Deckplatte erreicht. Um diese Wirkung zu verstärken, wird die Deckplatte verhältnismäßig massiv (Dicke ca. 30 mm) ausgeführt. Gleichzeitig dient diese Schicht als Druckverteilungsschicht und benötigt eine genügend große Festigkeit. Teilweise wird die Deckschicht ihrerseits aus mehreren Schichten, häufig aus 1.5 bis 3 mm dicken Stahlplatten einschließlich der viskoelastischen Zwischenschichten, aufgebaut. Die Resonanzfrequenzen für die Bewegung der tragenden Schicht und der oberen Deckschicht normal zueinander liegen im Bereich unter 100 Hz. Obwohl für den unter der Resonanzfrequenz liegenden Bereich aus physikalischen Gründen keine Reduzierung der Schwingungsamplituden durch Entkopplung erreicht werden kann, bewirkt das in der Mineralwolle enthaltene Dämpfungsvermögen (Dissipationseffekte) eine deutliche Bedämpfung der in diesem Frequenzbereich liegenden Schwingformen von tragender und oberer Schicht. Für den über der genannten untersten Resonanzfrequenz liegenden Frequenzbereich wird eine sehr starke Verminderung der Schallabstrahlung erreicht. Die spezifischen Gewichte ausgeführter schwimmender Fußböden liegen zwischen 25 und 70 kg/m².

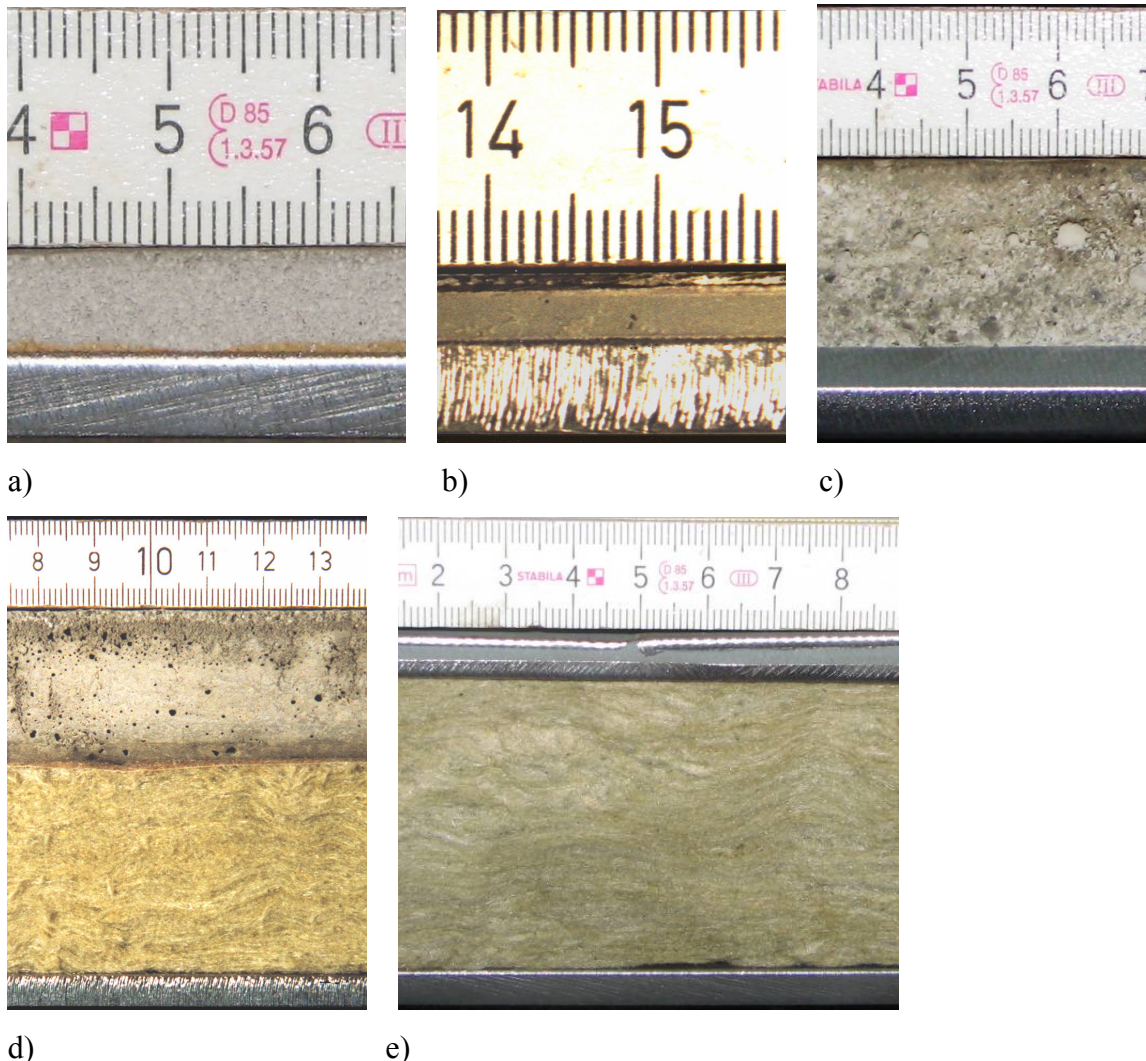


Abbildung 3.6: Beispiele von Decksbelägen der Grundvarianten „Standard“ (a), „schwingungsdämpfend“ (b und c) und „schwimmend“ (d) sowie als Kombination (e)

Bei den Installationen handelt es sich um Elektro-, Lüftungs- und Sanitärinstallationen sowie zusätzlich an der Decksunterseite angebrachtes Dämmmaterial. Sie wurden im Allgemeinen zeitgleich mit den Decksbelägen eingebaut. Die Einrichtungsgegenstände wurden abschließend in Form von ausgestatteten Kabinen auf den Decksstrukturen aufgestellt.

Die für die Untersuchungen ausgewählten Bereiche hatten prinzipiell die gleiche stahlbauliche Struktur. Auch die Installationen sowie die aufgestellten Kabinen waren identisch. Aufgrund ihrer Lage im Schiff unterschieden sie sich hauptsächlich durch die verwendeten Decksbeläge. Für die Untersuchungen wurden fünf Bereiche mit Abmessungen von ca. 6×7 m (Messort 1) bzw. ca. 3×3,5 m (Messorte 2 - 5) ausgewählt, in denen Decksbeläge der drei Grundvarianten sowie deren Kombinationen vorhanden waren.

Messort 1: Standard-Fußboden (Abbildung 3.6 a): 0 – 5 mm Schiffsinnendecksbelag (Leichtbeton)

Messort 2: schwimmender / schwingungsgedämpfter Fußboden (Abbildung 3.6 b+e): 1 mm viskoelastischer Belag; 1.5 mm Stahlplatte; 50 mm Mineralwolle-Isolierplatte; 3 mm Stahlplatte; 1 mm viskoelastischer Belag; 1.5 mm Stahlplatte)

Messort 3: schwimmender / schwingungsgedämpfter Fußboden (Abbildung 3.6 e): 50 mm Mineralwolle-Isolierplatte; 3 mm Stahlplatte; 1 mm viskoelastischer Belag; 1.5 mm Stahlplatte)

Messort 4: schwingungsgedämpfter Fußboden (Abbildung 3.6 c): (1.5 mm viskoelastischer Belag; 20 mm Schiffsinnendecksbelag (Leichtbeton))

Messort 5: schwimmender Fußboden (Abbildung 3.6 d): 30 mm Mineralwolle-Isolierplatte; 25 mm Druckverteilungsschicht (Beton))

Messort 6: Zusätzlich erfolgte im Hinblick auf das Schwingungsverhalten des gesamten Rahmensystems die Untersuchung eines sehr großen Decksbereiches mit der Abmessung von ca. 24×12 m (halbe Schiffsbreite) bei allen Ausrüstungsgraden. Der verwendete Decksbelag war im größten Teil des untersuchten Bereiches identisch mit dem von Messort 2.

Tabelle 3.2: Realisierung der einzelnen Untersuchungen an Bord der „AIDAvita“

Meßstelle	Meßort 1 Deck 5 Sp 195-203			Meßort 2 Deck 5 Sp 10-14			Meßort 3 Deck 4 Sp 26-30			Meßort 4 Deck 5 Sp 78-82			Meßort 5 Deck 5 Sp 58-62			Meßort 6 Deck 5 Sp 6-30		
Zustand	Stahl	Belag	Kabine	Stahl	Belag	Kabine	Stahl	Belag	Kabine	Stahl	Belag	Kabine	Stahl	Belag	Kabine	Stahl	Belag	Kabine
Realisierung	×	×	×	×	×	-	×	×	-	×	-	×	×	-	×	×	×	×

- ohne Ergebnis

Bei der Realisierung von Bordmessungen unter Werftbedingungen sind organisatorische Probleme hinsichtlich der Durchführbarkeit der Messungen bei den unterschiedlichen Ausbaustufen sowie Beeinträchtigungen bei der Messwerterfassung nicht auszuschließen. So war es, wie in Tabelle 3.2 dargestellt, nicht möglich, alle Ausbaustufen an allen Messorten zu untersuchen. Deshalb und um das dynamische Verhalten einzelner Decksbeläge genauer zu untersuchen, wurde ein charakteristischer Ausschnitt einer Decksstruktur für Untersuchungen unter Laborbedingungen gefertigt. Der

konstruktive Aufbau dieser Laborstruktur kann der Abbildung 3.7 sowie der Abbildung A7.6 (Anhang) entnommen werden. Die Untersuchungen an der Laborstruktur erfolgten im Stahlzustand und unter Anwendung von Decksbelägen der Messorte 1, 3 und 4 (Bordmessung).



Abbildung 3.7: Charakteristischer Ausschnitt einer realen Decksstruktur im Zustand "Stahl" im Labor, Abmessungen: 3.0 m×3.5 m×0.4 m

3.2.3 Vorgehensweise

Für die Identifikation von modalen Parametern lokaler Schiffsstrukturen wurde ausschließlich die klassische Modalanalyse eingesetzt. Die Anregung der Decksstrukturen erfolgte durch einen Impulshammer (Impulsanregung) oder mit Hilfe eines elektrodynamischen Erregers (harmonische Anregung). Der elektrodynamische Erreger kam insbesondere bei höhergedämpften Strukturen zum Einsatz, um die Qualität der ermittelten Frequenzgänge zu erhöhen.

Ausgangspunkt der Untersuchungen sowohl an den realen Decksstrukturen des Kreuzfahrtschiffes als auch an der Laborstruktur war der stahlbauliche Zustand. Die experimentelle Modalanalyse wurde durchgeführt und Eigenfrequenzen, dazugehörige Eigenschwingformen sowie Dämpfungsparameter bestimmt. Die experimentellen Untersuchungen wurden nach dem Aufbringen der Decksbeläge wiederholt. An den realen Decksstrukturen des Kreuzfahrtschiffes erfolgte nach dem vollständigen Einbringen der Inneneinrichtung eine abschließende Messung.

Ein Vergleich der ermittelten Dämpfungsparameter ermöglichte eine Bewertung der durch Decksbeläge, Installationen und Inneneinrichtung eingebrachten zusätzlichen Dämpfung. Ein Vergleich von Eigenfrequenzen gleicher Schwingformen gestattete außerdem die Bewertung eines möglichen versteifenden bzw. frequenzabsenkenden Einflusses von Decksbelägen.

4. Mathematische Modellierung mechanischer Systeme

In diesem Abschnitt werden die mathematischen Grundlagen zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens mechanischer Systeme zusammengefasst. Nach einer kurzen Vorstellung der dynamischen Grundgleichungen erfolgt eine Darstellung zu deren Entkopplung. Diese Entkopplung ist sowohl für die effektive rechnerische Vorhersage des Schwingungsverhaltens durch die Anwendung der modalen Superposition als auch für die experimentelle Identifikation der Systemparameter von großer Wichtigkeit. Die Beschreibung des Dämpfungsverhaltens innerhalb der Systemgleichungen ist für die Entkopplung der Systemgleichungen, für die Genauigkeit der Vorhersage von Zwangsschwingungsamplituden sowie für die experimentelle Identifikation der dynamischen Parameter von Bedeutung. Darum folgt auch hierzu ein gesonderter Abschnitt. Daraus abgeleitet wird abschließend eine Darstellung des Übertragungsverhaltens mechanischer Systeme gegeben.

4.1 Dynamische Grundgleichungen

4.1.1 Das gedämpfte System

Ein mechanisches Kontinuum kann im allgemeinen Fall mit Hilfe eines diskreten mechanischen Systems von n Freiheitsgraden beschrieben werden. Für die physikalische Koordinaten $\mathbf{q}(t)$ erhält man dabei ein System von n gewöhnlichen Differentialgleichungen zweiter Ordnung in der Form

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{q}(t) = \mathbf{f}(t). \quad (4.1)$$

Die Massenmatrix \mathbf{M} und die Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} beschreiben darin die Massen- und Steifigkeitsverteilung (physikalische Größen) des diskreten Systems. Die Matrix \mathbf{D} der geschwindigkeitsproportionalen Dämpfungskräfte ist auf theoretischem Weg im Allgemeinen nicht bestimmbar und wird darum oft vereinfacht (steifigkeits- und massenproportionale Dämpfungsverteilung) oder vernachlässigt. Die Erregerkräfte sind im Kraftvektor $\mathbf{f}(t)$ zusammengefasst. Alle Systemmatrizen sind symmetrisch und von der Dimension n . Im Fall freier Schwingungen kann durch Einführen eines Exponentialansatzes

$$\mathbf{q}(t) = \mathbf{\Psi}e^{\lambda t}, \quad \lambda \in \mathbb{C} \text{ (C - Menge der komplexen Zahlen)} \quad (4.2)$$

das homogene Gleichungssystem (4.1) in ein Eigenwertproblem der Form

$$(\lambda^2 \mathbf{M} + \lambda \mathbf{D} + \mathbf{K})\mathbf{\Psi} = \mathbf{0} \quad (4.3)$$

überführt werden. Die charakteristische Gleichung des Eigenwertproblems lautet

$$\det(\lambda^2 \mathbf{M} + \lambda \mathbf{D} + \mathbf{K}) = 0. \quad (4.4)$$

Für den Fall schwach gedämpfter Systeme erhält man als Lösung (Nullstellen von 4.4) n konjugiert komplexe Eigenwerte λ_k in der Form

$$\lambda_k, \bar{\lambda}_k = -\delta_k \pm j\omega_k, \quad \text{für } k = 1, 2, \dots, n. \quad (4.5)$$

Darin ist der Realteil die Abklingkonstante δ_k , sie beschreibt das Abklingverhalten des dazugehörigen k -ten komplexen Eigenvektors. Der Imaginärteil der Lösung ist die Eigenkreisfrequenz des gedämpften Systems $\omega_k = \omega_{0k} \sqrt{1 - \mathcal{D}_k^2}$ mit der Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems ω_{0k} und dem dimensionslosen Dämpfungsgrad \mathcal{D}_k . Zu jedem Paar der konjugiert komplexen Eigenwerte gehört ein Paar konjugiert komplexer Eigenvektoren $\mathbf{\psi}_k, \bar{\mathbf{\psi}}_k$, $k = 1, 2, \dots, n$, das die Gleichung

$$(\lambda_k^2 \mathbf{M} + \lambda_k \mathbf{D} + \mathbf{K})\mathbf{\psi}_k = \mathbf{0} \quad (4.6)$$

erfüllt. Die n Paare konjugiert komplexer Eigenvektoren des allgemein, viskos gedämpften Systems bilden die Modalmatrix Ψ in der Form.

$$\Psi = [\psi_1 \psi_2 \dots \psi_n \mid \bar{\psi}_1 \bar{\psi}_2 \dots \bar{\psi}_n] \quad (4.7)$$

Aufgrund der konjugiert komplexen Eigenwerte und Eigenvektoren lautet die allgemeine Lösung für $\mathbf{q}(t)$ entsprechend des Ansatzes (4.2)

$$\mathbf{q}(t) = \sum_{k=1}^n (A_k \psi_k e^{\lambda_k t} + \bar{A}_k \bar{\psi}_k e^{\bar{\lambda}_k t}) \quad (4.8)$$

mit den von den Anfangsbedingungen des Systems abhängigen Konstanten A_k und \bar{A}_k . Unter Anwendung von Gleichung (4.5) und der EULERSchen Formel lässt sich Gleichung (4.8) auch in der Form

$$\mathbf{q}(t) = \sum_{k=1}^n A_k e^{\delta_k t} (\psi_k^{\text{re}} \cos(\omega_k t + \varphi_k) + (\psi_k^{\text{im}} \sin(\omega_k t + \varphi_k))) \quad (4.9)$$

darstellen. Aus dieser Darstellung (4.9) kann abgeleitet werden, dass in einem allgemein (viskos) gedämpften System die Komponenten ψ_{ik} und ψ_{jk} des komplexen Eigenschwingsvektors nicht in Phase bzw. in Gegenphase schwingen müssen. Für das diskrete Modell bedeutet dieses, dass bei komplexen Eigenschwingungen (allgemein gedämpfter Fall) die verschiedenen Koordinaten ihre maximale Auslenkung zu verschiedenen Zeitpunkten erreichen können und somit zeitlich veränderliche Eigenschwingformen auftreten. Bei reellwertigen Eigenschwingsvektoren (ungedämpfter bzw. steifigkeits- und massenproportional gedämpfter Fall) treten hingegen Eigenschwingformen auf, bei denen alle Koordinaten entweder in Phase (0°) oder Gegenphase (180°) schwingen.

4.1.2 Das ungedämpfte System

Für weitere Betrachtungen des dynamischen Verhaltens diskreter Systeme sind die Eigenschaften des zugeordneten ungedämpften Gleichungssystems

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{q}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (4.10)$$

von Bedeutung. Die Lösung des dazugehörigen Eigenwertproblems ergibt für das ungedämpfte System rein imaginäre Eigenwertpaare

$$\lambda_k, \bar{\lambda}_k = \pm j\omega_k, \quad \text{für } k = 1, 2, \dots, n. \quad (4.11)$$

Ihnen können rein reellwertige Eigenvektoren $\tilde{\psi}_k$ zugeordnet werden. Sie sind in der reellwertigen Modalmatrix $\tilde{\Psi}$ zusammengefasst und bilden eine Basis für den modalen Raum. Die Modaltransformation der physikalischen Koordinaten \mathbf{q} in modale Koordinaten \mathbf{x} lässt sich somit ausdrücken durch

$$\mathbf{q}(t) = \sum_{k=1}^n \tilde{\psi}_k \mathbf{x}_k(t) = \tilde{\Psi} \mathbf{x}(t). \quad (4.12)$$

Anwendung dieser Transformation auf Gleichung (4.10) und Multiplikation von links mit der transponierten Modalmatrix $\tilde{\Psi}^T$ führt auf das Gleichungssystem in generalisierten Koordinaten $\mathbf{x}(t)$

$$\tilde{\Psi}^T \mathbf{M} \tilde{\Psi} \ddot{\mathbf{x}}(t) + \tilde{\Psi}^T \mathbf{K} \tilde{\Psi} \mathbf{x}(t) = \tilde{\Psi}^T \mathbf{f}(t). \quad (4.13)$$

Aufgrund der Orthogonalität der Eigenvektoren ergeben die Ausdrücke $\tilde{\Psi}^T \mathbf{M} \tilde{\Psi}$ und $\tilde{\Psi}^T \mathbf{K} \tilde{\Psi}$ Matrizen, die nur auf der Hauptdiagonalen mit den modalen Massen m_k bzw. modalen Steifigkeiten k_k besetzt sind. Man spricht von generalisierter bzw. modaler Massen- und Steifigkeitsmatrix. Durch diese Transformation wird das gekoppelte Ausgangsgleichungssystem (4.10) mit Hilfe der Modalmatrix $\tilde{\Psi}$ der Eigenvektoren des ungedämpften Systems in n entkoppelte Differentialgleichungen

$$m_k \ddot{x}_k(t) + k_k x_k(t) = f_k(t), \quad \text{für } k = 1, 2, \dots, n, \quad (4.14)$$

in generalisierten Koordinaten $\mathbf{x}(t)$ überführt. Das entkoppelte System entspricht somit n entkoppelten ungedämpften Einmasseschwingern. Aus der Superposition der Lösungen der n Einmasseschwinger mit den generalisierten Koordinaten $\mathbf{x}(t)$ ergibt sich dann die Lösung in physikalischen Koordinaten $\mathbf{q}(t)$ in der Form von Gleichung (4.12).

Das Verfahren der modalen Entkopplung der Systemgleichungen hat besondere Bedeutung sowohl für die Parameteridentifikation unter Verwendung der experimentellen Modalanalyse als auch für die rechnerische Vorhersage erzwungener Schwingungen (modale Superposition). Daher besteht die Forderung, auch die Systemgleichungen gedämpfter Systeme zu entkoppeln.

4.2 Die modale Entkopplung der Systemgleichungen

4.2.1 Die modale Entkopplung des proportional gedämpften Systems

Unter einer bestimmten Voraussetzung ist es möglich, die Modalmatrix $\tilde{\Psi}$ des ungedämpften Systems zu benutzen, um auch das gedämpfte System (4.1) zu entkoppeln. Hierfür ist es notwendig, dass die Dämpfungsmatrix \mathbf{D} sich als Linearkombination aus Massenmatrix \mathbf{M} und Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} in der Form

$$\mathbf{D} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (4.15)$$

darstellen lässt. Diese vom physikalischen Standpunkt aus nicht zu begründende Annahme des massen- und steifigkeitsproportionalen Dämpfungsverhaltens wird häufig auch als „Bequemlichkeitshypothese“ bezeichnet. Es ist ein weit verbreiteter Dämpfungsansatz und liefert im Allgemeinen ausreichend genaue Ergebnisse.

Unter Anwendung der Modaltransformation (4.12) und einer Multiplikation des Ausgangsgleichungssystems (4.1) von links mit der transponierten Modalmatrix $\tilde{\Psi}^T$ folgt die Gleichung

$$\tilde{\Psi}^T \mathbf{M} \tilde{\Psi} \ddot{\mathbf{x}}(t) + \tilde{\Psi}^T \mathbf{D} \tilde{\Psi} \dot{\mathbf{x}}(t) + \tilde{\Psi}^T \mathbf{K} \tilde{\Psi} \mathbf{x}(t) = \tilde{\Psi}^T \mathbf{f}(t). \quad (4.16)$$

Bei einer Zusammensetzung der Dämpfungsmatrix \mathbf{B} entsprechend der Form (4.15) ergibt der Ausdruck $\tilde{\Psi}^T \mathbf{D} \tilde{\Psi}$ eine diagonal besetzte modale Dämpfungsmatrix, die mit den modalen Dämpfungswerten d_k belegt ist.

Unter Annahme einer proportionalen Dämpfungsverteilung lässt sich somit auch das gedämpfte System entkoppeln. Jede einzelne der n Gleichungen beschreibt in modalen Koordinaten das Schwingungsverhalten eines gedämpften Einmassenschwingers.

Durch eine entsprechende Skalierung der Eigenvektoren $\tilde{\Psi}$ kann eine Normierung der modalen Massenmatrix zur Einheitsmatrix erfolgen. Die Systemmatrizen erhalten dann die Form

$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}^T \mathbf{M} \tilde{\Psi} &= \delta_{ij}, \quad \tilde{\Psi}^T \mathbf{D} \tilde{\Psi} = 2\vartheta_k \omega_{0k} \delta_{ij}, \\ \tilde{\Psi}^T \mathbf{K} \tilde{\Psi} &= \omega_{0k}^2 \delta_{ij}, \quad \text{mit } i, j, k = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \quad (4.17)$$

Somit lauten die resultierenden n entkoppelten Gleichungen der gedämpften Einmasseschwinger in generalisierten Koordinaten

$$\ddot{x}_k(t) + 2\vartheta_k \omega_{0k} \dot{x}_k(t) + \omega_{0k}^2 x_k(t) = f_k(t) \quad \text{für } k = 1, 2, \dots, n. \quad (4.18)$$

Die Eigenvektoren des gedämpften Systems mit massen- und steifigkeitsproportionaler Dämpfungsverteilung sind reell und identisch den Eigenvektoren des dazugehörigen ungedämpften Sys-

tems. Die Phasendifferenz zwischen den einzelnen Komponenten $\tilde{\psi}_{ij}$ eines Eigenschwingungsvektors beträgt somit 0° bzw. 180° .

Erfüllt die Dämpfungsmatrix \mathbf{D} die so genannte Bequemlichkeitshypothese (4.15) der massen- und steifigkeitsproportionalen Dämpfungsverteilung nicht (nicht-proportionale Dämpfungsverteilung), ist eine gleichzeitige Diagonalisierung der Systemmatrizen mit Hilfe der Modalmatrix $\tilde{\Psi}$ und damit eine Entkopplung des Differentialgleichungssystems (4.1) nicht möglich. In diesem Fall treten in der modalen Dämpfungsmatrix außerhalb der Hauptdiagonalen stehende Kopplungselemente auf, wobei die modale Dämpfungsmatrix massen- und steifigkeitsproportionaler Dämpfungsverteilung durchaus voll besetzt sein kann. Diese Kopplungselemente bewirken, dass die Schwingungsenergie zusätzlich auch über die gekoppelten Eigenschwingungsvektoren abgebaut wird.

4.2.2 Die modale Entkopplung des allgemein gedämpften Systems im Zustandsraum

Um bei einer nicht-proportionalen Verteilung der Dämpfung im System ebenfalls eine Entkopplung des Differentialgleichungssystems (4.1) durchführen zu können, ist es notwendig, das Gleichungssystem (4.1) um einen Identität entsprechend Gleichung (4.19) zu erweitern.

$$\begin{aligned} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{q}(t) &= \mathbf{f}(t) \\ \mathbf{M}\dot{\mathbf{q}}(t) &= \mathbf{M}\dot{\mathbf{q}}(t) \end{aligned} \quad (4.19)$$

Mit dieser Erweiterung wird das Differentialgleichungssystem zweiter Ordnung in ein Zustandsraumssystem erster Ordnung mit

$$\begin{bmatrix} \mathbf{D} & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}(t) \\ \ddot{\mathbf{q}}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}(t) \\ \dot{\mathbf{q}}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}(t) \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

bzw. in Kurzform

$$\mathbf{A}\dot{\mathbf{w}}(t) + \mathbf{B}\mathbf{w}(t) = \mathbf{u}(t) \quad (4.21)$$

überführt. Durch die Überführung in den Zustandsraum wird die Ordnung des Ausgangssystems (4.1) auf $2n$ vergrößert. Ziel des weiteren Vorgehens ist es, die Systemmatrizen \mathbf{A} und \mathbf{B} zu diagonalisieren, um das Zustandsraumssystem zu entkoppeln. Ausgangspunkt ist hierbei ebenfalls das homogene Zustandsgleichungssystem

$$\mathbf{A}\dot{\mathbf{w}}(t) + \mathbf{B}\mathbf{w}(t) = \mathbf{0} \quad (4.22)$$

mit den dazugehörigen Eigenwerten, die als n konjugiert komplexe Paare in der Form

$$\lambda_k, \bar{\lambda}_k = \alpha_k \pm j\beta_k, \quad k = 1, 2, \dots, n \quad (4.23)$$

auftreten. Ihnen zugeordnet sind n konjugiert komplexe Paare von Eigenvektoren $\boldsymbol{\varphi}_k, \bar{\boldsymbol{\varphi}}_k$, die mit der Diagonalmatrix der Eigenwerte $\boldsymbol{\Lambda} = \text{diag}[\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n]$ bzw. $\bar{\boldsymbol{\Lambda}} = \text{diag}[\bar{\lambda}_1, \bar{\lambda}_2, \dots, \bar{\lambda}_n]$ zu einer Modalmatrix $\boldsymbol{\Phi}$ des Zustandsraumes mit

$$\boldsymbol{\Phi} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\varphi} & \bar{\boldsymbol{\varphi}} \\ \boldsymbol{\varphi}\boldsymbol{\Lambda} & \bar{\boldsymbol{\varphi}}\bar{\boldsymbol{\Lambda}} \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

zusammengefasst werden. Zwischen den Eigenvektoren des Zustandsraumes und den Eigenvektoren des Ausgangssystems besteht der Zusammenhang, dass die obere Hälfte der Modalmatrix $\boldsymbol{\Phi}$ des Zustandsraumes (4.24) der Modalmatrix $\boldsymbol{\Psi}$ des Ausgangssystems (4.7) entspricht.

$$\boldsymbol{\Psi} = [\boldsymbol{\varphi}, \bar{\boldsymbol{\varphi}}] \quad (4.25)$$

Somit kann die Modalmatrix des Zustandsraumes in Anlehnung an die bisherige Darstellung des allgemein gedämpften Systems auch in der Form

$$\hat{\Psi} = \begin{bmatrix} \Psi \\ \Psi \Lambda \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

geschrieben werden. Durch Multiplikation von Gleichung (4.21) von links mit der transponierten Modalmatrix (4.26) und dem Einfügen einer Koordinatentransformation

$$\mathbf{w}(t) = \hat{\Psi} \mathbf{g}(t) \quad (4.27)$$

erhält man das Zustandsraumssystem in der Form

$$\hat{\Psi}^T \mathbf{A} \hat{\Psi} \dot{\mathbf{g}}(t) + \hat{\Psi}^T \mathbf{B} \hat{\Psi} \mathbf{g}(t) = \hat{\Psi}^T \mathbf{u}(t). \quad (4.28)$$

Für den Fall verschiedener Eigenwerte (4.23) ist die Matrix $\hat{\Psi}$ der Eigenvektoren des Systems (4.21) orthogonal bezüglich der Systemmatrizen \mathbf{A} und \mathbf{B} woraus folgt, dass auch die Matrizen

$$\begin{aligned} \hat{\Psi}^T \mathbf{A} \hat{\Psi} &= \mathbf{I} \\ \hat{\Psi}^T \mathbf{B} \hat{\Psi} &= -\Lambda \end{aligned} \quad (4.29)$$

diagonalisiert werden können und somit auch das Zustandsgleichungssystem (4.21) entkoppelbar ist. Die Entkopplung im Zustandsraum ist unabhängig von der Art der Dämpfungsverteilung im System und damit auch anwendbar bei einer nicht-proportionalen Dämpfungsverteilung (siehe auch [21]).

4.3 Beschreibung der Dämpfung

Dämpfungseffekte treten in allen realen Strukturen auf und bewirken ein zeitliches Abklingen freier Schwingungen bzw. reduzieren im Fall von erzwungenen Schwingungen die Antwortamplituden des schwingungsfähigen Systems. Allgemein werden Dämpfungseffekte hervorgerufen durch die Wirkung innerer Verformungswiderstände (Werkstoffdämpfung) sowie äußerer Bewegungswiderstände (Reibung in Lagern und Fügestellen, Strömungswiderstände des umgebenden Mediums, lokale viskose Dämpfer usw.). Ausführliche Erläuterungen zum Stoffgebiet sind z.B. in [17] zu finden.

4.3.1 Modelle der Dämpfung

Ziel bei der Beschreibung der Dämpfung ist es, mit Hilfe verschiedener mechanischer und mathematischer Modelle alle unterschiedlichen Dämpfungsquellen, die summarisch die Gesamtdämpfung einer Struktur ergeben, so zu erfassen, dass ihre Wirkung hinreichend genau beschrieben wird. Aufgrund der Vielzahl von Dämpfungseffekten, die die Dämpfung eines realen Systems bewirken, ist die Festlegung einer vorherrschenden Dämpfungsart nicht möglich. In den meisten Fällen kann das Dämpfungsverhalten beschrieben werden durch eine Kombination aus viskoser, struktureller und COULOMB'scher Dämpfung.

Wie im vorangegangenen Abschnitt 4.1 bereits ausgeführt, erfolgt die Beschreibung schwingungsfähiger Systeme meist mit Hilfe diskreter Modelle. Aus Gründen der analytischen Einfachheit werden in der experimentellen und theoretischen Modalanalyse innerhalb des Differentialgleichungssystems (4.1) die Dämpfungskräfte $\mathbf{f}_D = \mathbf{D} \dot{\mathbf{q}}$ als Produkt aus Dämpfungsmatrix \mathbf{D} und Geschwindigkeitsvektor $\dot{\mathbf{q}}$ in Form geschwindigkeitsproportionaler Dämpfung dargestellt. Durch diese Annahme werden sowohl innere als auch äußere Dämpfungen global approximiert. Von diesem allgemeinen linearen Modell der geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung sind in der Strukturdy-

namik hauptsächlich zwei Variationen bekannt, die in vielen Systembeschreibungen genutzt werden. Die Modelle unterscheiden sich in speziellen Annahmen bezüglich der Dämpfungsmatrix \mathbf{D} und erhalten ihre Berechtigung weniger aus physikalischen Begründungen als vielmehr aus guten Übereinstimmungen zwischen dem Modell und dem realen Verhalten von Strukturen.

Im Folgenden werden diese zwei linearen Dämpfungsmodelle beschrieben und einander gegenübergestellt. Nichtlineare Dämpfungseffekte (z.B. COULOMB'sche Reibung) werden im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt, so dass entsprechende Modelle nicht näher erläutert werden. Unter entsprechenden Umständen kann es aber notwendig sein, Dämpfungs-Nichtlinearitäten mit in die Betrachtungen einzubeziehen.

4.3.1.1 Viskose Dämpfung

Eine Möglichkeit, die linear-viskose Dämpfung zu beschreiben, ist die Betrachtung eines Einmassenschwingers mit einem masselosen Dämpfungselement (Dämpfungskonstante d), wobei die Dämpfungskraft f_D proportional zur Schwinggeschwindigkeit \dot{q} ist (KELVIN-VOIGT-Modell). Unter dieser Annahme und einem harmonischen Ansatz $q = \hat{q} \sin \Omega t$ ist die pro Schwingungszyklus dissipierte Energie:

$$E_d = \int_0^{2\pi/\Omega} d\dot{q}^2 dt = \pi d \Omega \hat{q}^2. \quad (4.30)$$

Der Energieverlust pro Schwingungsperiode eines gedämpften Einmassenschwingers mit der Dämpfungskonstante d ist damit proportional zur Anregungsfrequenz Ω und dem Quadrat der Verformungsamplitude \hat{q} . Bei einer Erweiterung des Einmassenschwingers auf ein System mit mehreren Freiheitsgraden erhält man die viskose Dämpfungsmatrix \mathbf{D} des Differentialgleichungssystems (4.1).

Für harmonische Schwingungen mit konstanter Amplitude und Frequenz führt die viskose Dämpfung auf Dämpfungskräfte $\mathbf{f}_D = \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}}$ bzw. mit $\mathbf{q}(t) = \hat{\mathbf{q}} \sin \Omega t$ auf Dämpfungskraftamplituden $\hat{\mathbf{f}}_D = \Omega \mathbf{D} \hat{\mathbf{q}}$. Somit prognostiziert das Modell der viskosen Dämpfung, dass Schwingungen im höheren Frequenzbereich stärker gedämpft werden als die im niedrigen.

4.3.1.2 Strukturelle Dämpfung

Ist diese Frequenzabhängigkeit der Dämpfung nicht gegeben, wird das strukturelle Dämpfungsmodell verwendet. Dabei wird die Dämpfungskonstante d des KELVIN-VOIGT-Modells durch den Ausdruck d/Ω ersetzt. Die pro Schwingungszyklus dissipierten Energie ist in diesem Fall

$$E_d = \int_0^{2\pi/\Omega} \frac{d}{\Omega} \dot{q}^2 dt = \pi d \hat{q}^2. \quad (4.31)$$

Hierdurch ist die dissipierte Energie frequenzinvariant und proportional zum Quadrat der Verformungsamplitude. Für ein Mehrfreiheitsgradsystem folgt daraus die Bewegungsgleichung mit der strukturellen Dämpfungsmatrix \mathbf{D}_s und der hieraus resultierenden komplexen Steifigkeitsmatrix $[\mathbf{K} + j\mathbf{D}_s]$ mit

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + [\mathbf{K} + j\mathbf{D}_s]\mathbf{q}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (4.32)$$

Das Modell der Strukturdämpfung enthält eine Mischung von Operationen aus Zeit- und Frequenzbereich und ist daher nur im Frequenzbereich anwendbar. Es ist auf harmonische Schwingungen einer Struktur beschränkt. Die physikalische Interpretation der Eigenvektoren ist problematisch [21].

4.3.1.3 Vergleich von viskoser und struktureller Dämpfung

Beide Dämpfungsmodelle können aufgrund ihres energetischen Gleichgewichts ineinander überführt werden. Im Gegensatz zum viskos gedämpften System sind beim strukturell gedämpften System die Eigenfrequenzen des gedämpften Systems gleich denen des ungedämpften. Weitere Unterschiede treten im tieffrequenten Bereich auf [21].

In [14, 21] sind zahlreiche Quellen angegeben, die die Anwendbarkeit beider Modelle (Gleichung (4.1 bzw. 4.32)) bestätigen. Es kann aber festgestellt werden, dass das viskose Dämpfungsmodell für eine Vielzahl strukturdynamischer Problemstellungen hinreichend genaue Ergebnisse liefert und gegenüber dem Modell der Strukturdämpfung den Vorteil einer geschlossenen mathematischen Lösung sowohl im Zeit- als auch Frequenzbereich besitzt. Ein weiterer wichtiger Vorteil des viskosen Dämpfungsmodells ist die experimentelle Bestimmbarkeit von entsprechenden physikalischen und modalen Dämpfungsparametern. Der Nachteil der Frequenzabhängigkeit des viskosen Dämpfungsmodells tritt besonders bei der Anwendung des (steifigkeits- und massen-) proportionalen Dämpfungsansatzes nach RAYLEIGH in Erscheinung (siehe Abschnitt 4.3.2.1).

4.3.2 Verteilung der Dämpfung

Annahmen über die Verteilung der Dämpfung in strukturdynamischen Systemen können sowohl bei viskoser als auch bei struktureller Dämpfungsmodellierung berücksichtigt werden und beeinflussen neben den Vorhersageergebnissen auch die Art und Weise bzw. den Aufwand bei der Lösung der Systemgleichungen. Die Annahmen über die Verteilung der Dämpfung werden in der Konstruktion sowohl der strukturellen Dämpfungsmatrix \mathbf{D}_s als auch der viskosen Dämpfungsmatrix \mathbf{D} in ähnlicher Weise berücksichtigt. Die folgenden Ausführungen sind zum Teil allgemeingültig, beziehen sich aber im speziellen auf die Anwendung des Modells der viskosen Dämpfung.

4.3.2.1 Proportionale Dämpfungsverteilung

In schwach gedämpften Strukturen, z.B. einer Platte mit visko-elastischem Werkstoffverhalten und allenfalls geringen lokalen Dämpfungskonzentrationen, kann eine Verteilung der Dämpfung angenommen werden, die überwiegend proportional zur Steifigkeitsverteilung ist. Da Dämpfungseffekte z.B. infolge von Umgebungsluft auch Merkmale der Massenverteilung zeigen können, erfolgt eine Erweiterung dieser Annahme um einen Anteil massenproportionaler Dämpfungsverteilung. Die Auswirkungen dieser Hypothese der masse- und steifigkeitsproportionalen Dämpfungsverteilung auf die Eigenschaften der Systemgleichungen wurde bereits im Abschnitt 4.2.1 erläutert. Eine Möglichkeit der Beschreibung dieses Dämpfungsverhaltens ist der nach RAYLEIGH benannte Dämpfungsansatz $\mathbf{D} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K}$ (Gleichung (4.15)). Er führt zu einer Diagonalisierung der modal transformierten Dämpfungsmatrix, einer Entkopplung der Systemgleichungen des gedämpften Systems und damit z.B. zur Anwendbarkeit des effektiven Berechnungsalgorithmus der modalen Superposition bei der rechnerischen Vorhersage von Zwangsschwingungen.

Die massen- und steifigkeitsbezogenen Proportionalitätsfaktoren (RAYLEIGH-Parameter) α und β aus Gleichung (4.15) liefern hierbei für $k=1$ und 2 zwei Gleichungen aus der Beziehung

$$g_k = \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha}{\omega_k} + \beta \omega_k \right). \quad (4.33)$$

Ausgangspunkt bei der Bestimmung der Proportionalitätsfaktoren α und β bilden wie aus Gleichung (4.33) ersichtlich letztlich zwei zu verschiedenen Eigenfrequenzen gehörende experimentell bestimmbare bzw. auf Erfahrungswerten vergleichbarer Strukturen basierende Dämpfungsparameter (modale Dämpfungsgrade). Darin liegt allerdings auch der Hauptmangel dieses proportionalen Dämpfungskonzeptes, denn für andere Schwingformen als für die, aus denen die Dämpfungsparameter gewonnen oder angenommen wurden, gibt der Dämpfungsansatz nicht zwangsläufig das Verhalten der realen Struktur zuverlässig wieder. Damit wird also die zumindest für zwei Schwingformen physikalisch begründete Beschreibung der Dämpfung in den anderen Schwingformen einem mathematischen Formalismus unterworfen, der die Effekte der Dämpfung unter Umständen nur sehr ungenau beschreiben kann. Für diesen Ansatz wird oft auch die Bezeichnung „Bequemlichkeitshypothese“ verwendet, da er eine Reihe von Vereinfachungen gegenüber dem allgemein viskos gedämpften System mit nicht-proportionaler Dämpfungsverteilung enthält. Die auf dem RAYLEIGH'schen Ansatz beruhende Dämpfungsmatrix besitzt allerdings auch im physikalischen Raum eine für numerische Berechnungsverfahren vorteilhafte Bandstruktur.

Stehen mehr als nur zwei Dämpfungsparameter zur Verfügung ist es möglich, die Dämpfungsmatrix und dadurch die Beschreibung der Dämpfung gegenüber dem Dämpfungsansatz nach RAYLEIGH zu verbessern. Die Dämpfungsmatrix \mathbf{D} kann hierbei unter Anwendung der CAUGHEY'schen Reihe (siehe [2]) mit

$$\mathbf{D} = \mathbf{M} \sum_{i=1}^n z_i [\mathbf{M}^{-1} \mathbf{K}]^{i-1} \quad (4.34)$$

bestimmt werden. Die Koeffizienten z_i , $i = 1, 2, \dots, n$, werden aus dem folgenden System von n Gleichungen bestimmt:

$$g_k = \frac{1}{2} \left(\frac{z_1}{\omega_k} + z_2 \omega_k + z_3 \omega_k^3 + \dots + z_i \omega_k^{2i-3} \right) \quad (4.35)$$

Bei der Verwendung von zwei Koeffizienten (z_1, z_2) reduziert sich Gleichung (4.35) auf den Dämpfungsansatz nach RAYLEIGH. Bei Verwendung von mehr als zwei Koeffizienten z_i ist die Dämpfungsmatrix \mathbf{D} eine im Allgemeinen voll besetzte Matrix, die aber nach Anwendung der Modaltransformation ebenfalls nur Hauptdiagonalelemente besitzt und zu einer Entkopplung der Systemgleichungen führt. Die Anzahl der richtig dargestellten Elemente der Hauptdiagonale entspricht der Anzahl der zur Konstruktion der Dämpfungsmatrix verwendeten Koeffizienten z_i . Bei Kenntnis aller Dämpfungsparameter ist es somit möglich, die vollständige Dämpfungsmatrix unter der Annahme proportionalen Dämpfungsverhaltens zu bestimmen. Bei Anwendung der modalen Superposition zur Berechnung des Systemverhaltens ist der Umweg über die Bildung der Dämpfungsmatrix nicht notwendig. Die bekannten Dämpfungsparameter (modale Dämpfungsgrade) können direkt in den entkoppelten Systemgleichungen verwendet werden. Diese Form der Berücksichtigung der Dämpfung wird auch als modale Dämpfung bezeichnet. Werden hingegen direkte Lösungsverfahren im Frequenzbereich oder direkte Integrationsverfahren zur Berechnung von transienten Vorgängen im Zeitbereich angewendet, ist das explizite Aufstellen der Dämpfungsmatrix \mathbf{D} notwendig.

An einem 5-Massen-Systems (Abbildung 4.1) werden im weiteren Verlauf des Abschnittes u.a. die Auswirkungen dieser unterschiedlichen Möglichkeiten der Beschreibung des massen- und steifigkeitsproportionalen Dämpfungsverhaltens verdeutlicht.

4.3.2.2 Nicht-proportionale Dämpfungsverteilung

Theoretische Betrachtungen und Ergebnisse aus der Anwendung der experimentellen Modalanalyse an realen Strukturen in Form von identifizierten komplexen Eigenvektoren (siehe Abschnitt 4.1.1) machen deutlich, dass die Annahme einer proportionalen Dämpfungsverteilung nicht immer erfüllt sein muss. Hervorgerufen wird eine solche nicht-proportionalen Dämpfungsverteilung u.a. durch lokal veränderliche Dämpfung bzw. Dämpfungskonzentration. Im Fall einer nicht-proportionalen Dämpfungsverteilung ist die modal transformierte Dämpfungsmatrix $\tilde{\mathbf{D}}$ im Allgemeinen voll besetzt. Sie kann als eine Summe

$$\tilde{\mathbf{D}} = \text{diag}[\tilde{\mathbf{D}}] + \mathbf{D}^* \quad (4.36)$$

der Diagonalelemente der Dämpfungsmatrix $\tilde{\mathbf{D}}$ und einer Matrix \mathbf{D}^* der Außerdiagonalelemente dargestellt werden. Im Fall einer auch außerhalb der Diagonalen besetzten Dämpfungsmatrix kommt es zu einer Dämpfungskopplung im mechanischen System und somit zur Beteiligung von mehr als einer Eigenschwingung an der Energiedissipation. Als Folge treten die bereits beschriebenen komplexen Eigenschwingformen auf, bei denen die unterschiedlichen Strukturpunkte nicht nur eigene Amplituden sondern auch jeweils eigene Phase haben können (in reellen Schwingformen treten hingegen nur Phasen von 0° bzw. 180° auf). Eine Vernachlässigung der Koppelglieder in der modalen Dämpfungsmatrix verursacht Abweichungen zwischen dem angenommenen und dem realen Strukturverhalten, deren Größenordnung abzuschätzen ist.

In diesem Zusammenhang muss bemerkt werden, dass neben einer nicht-proportionalen Dämpfungsverteilung auch gyroskopische Effekte und Effekte von Fluid-Struktur-Interaktionen zur Ausbildung komplexer Moden führen können [41]. Bei ausreichender Kenntnis des dynamischen Systems sollte ein entsprechender Ausschluss dieser Effekte möglich sein. Ebenso können aber auch nicht-lineares Strukturverhalten, Messrauschen oder eine fehlerbehaftete Parameteridentifikation die Ursache für das Auftreten komplexer Moden sein. Können z.B. bei einer experimentellen Identifikation modal gekoppelte Schwingformen nicht voneinander getrennt werden, was bei hohen Modendichten durchaus vorkommen kann, ist der resultierende Eigenvektor im Allgemeinen auch komplex.

Die Entscheidung, ob das Auftreten komplexer Eigenschwingungsvektoren durch Nichtlinearitäten im System, durch die Mess- und Identifikationsverfahren oder tatsächlich durch die nicht-proportionale Dämpfungsverteilung verursacht wird, dürfte hingegen schwierig sein. Vor diesem Hintergrund muss davon ausgegangen werden, dass eine direkte Rückführung von experimentell identifizierten komplexen Eigenschwingungsvektoren auf nicht-proportionales Dämpfungsverhalten stets fehlerbehaftet sein kann. Diese Problematik wird aber bei der Untersuchung des Zusammenhangs von nicht-proportionaler Dämpfung, der Komplexität von Eigenvektoren und der Vorhersage des Systemverhaltens nicht weiter verfolgt.

Ein weiterer wichtiger Sachverhalt ist, dass eine nicht-proportionale Dämpfungsverteilung eine notwendige aber für sich nicht ausreichende Voraussetzung für das Auftreten signifikant komplexer Schwingformen ist. Eine ebenfalls wichtige Bedingung ist das Auftreten von im Frequenzbereich eng benachbarten Eigenschwingformen. Als eng benachbart können hierfür nach [24] Schwingformen angenommen werden, deren Eigenfrequenzdifferenzen den jeweiligen modalen Dämpfungsgraden entsprechen (z.B. $f_1 = 100 \text{ Hz}$, $f_2 = 105 \text{ Hz}$, $\vartheta \geq 5 \%$). Ähnliche Aussagen können aus einem in [42] vorgeschlagenen Kriterium zur Vernachlässigung der Dämpfungskopplung abgeleitet werden, wonach die Dämpfungskopplung zwischen dem Hauptdiagonalelement \tilde{d}_{kk}

der modalen Dämpfungsmatrix und dem Außerdiagonalelement \tilde{d}_{kl} vernachlässigt werden kann, wenn

$$\left| \frac{\tilde{d}_{kl}}{\tilde{d}_{kk}} \right| \left[\frac{|2j\omega_k^2 g_k|}{|(\omega_l^2 - \omega_k^2) + 2jg_l \omega_k \omega_l|} \right]^{\frac{1}{2}} \ll 1, \quad k, l = (1, 2, \dots, n) \text{ und } \omega_l / \omega_k > 1. \quad (4.37)$$

Aus (4.37) ist ersichtlich, dass die Größe der Kopplung nicht nur vom Verhältnis der Außerdiagonalelemente zu den Diagonalelementen der modalen Dämpfungsmatrix sondern auch vom Dämpfungsgrad der betrachteten Moden und ihrem Frequenzabstand abhängt. Diese Art der Bewertung der Dämpfungskopplung setzt allerdings eine Kenntnis der vollständigen Dämpfungsmatrix voraus und hat darum in den meisten Fällen nur theoretische Relevanz.

Eine weitere Möglichkeit der Bewertung des Einflusses nicht-proportionalen Dämpfungsverhaltens wird in [24] durch die Ermittlung der Komplexität der Eigenvektoren vorgeschlagen. Dieses Maß für die Größe der modalen Komplexität (*MCF2*, Modal Complexity Factor 2, in Erweiterung von *MCF1*) entspricht dem Verhältnis der Fläche der konvexen Hülle, die die Elemente eines komplexen Eigenvektors aufspannen, und der Fläche eines Kreises mit einem Radius entsprechend der größten Vektorkomponente bzw.

$$MCF2_k = \frac{A_{\text{konvHülle}}(\Psi_k)}{\pi \psi_{ik \max}^2}. \quad (4.38)$$

Dieses Maß der Dämpfungskopplung ist unter ausdrücklicher Berücksichtigung der zuvor beschriebenen Probleme bei der Rückführung komplexer Moden auf das nicht-proportionale Dämpfungsverhalten auch bei experimentellen Untersuchungen anwendbar.

Nach Bewertung und Feststellung der Vernachlässigbarkeit der Dämpfungskopplung ist eine einfache Möglichkeit der Diagonalisierung einer voll besetzten modalen Dämpfungsmatrix und damit einer Entkopplung des dynamischen Systems im modalen Raum, die Dämpfungskopplungsmatrix \mathbf{D}^* Null zu setzen. Bei dieser Vorgehensweise ist es dann möglich, die verbleibenden Diagonalelemente der modalen Dämpfungsmatrix mit Hilfe der in Abschnitt 4.3.2.1 beschriebenen Methoden zu bestimmen (siehe auch Abschnitt 5.1).

Erweist sich diese Vereinfachung im Hinblick auf die Vorhersagegenauigkeit als nicht zulässig, sind die Koppelglieder der modal transformierten Dämpfungsmatrix bzw. die vollständige Dämpfungsmatrix zu bestimmen. Eine indirekte Ermittlung der vollständigen Dämpfungsmatrix über die Ermittlung der Elemente der modal transformierten Dämpfungsmatrix und folgender Rücktransformation ist schwierig, da keine geeigneten Verfahren zur Identifikation der außerhalb der Hauptdiagonalen stehenden Elemente der modalen Dämpfungsmatrix existieren und sich rechnerische Vorschläge [43] dafür kaum messtechnisch umsetzen lassen. Zur direkten Ermittlung einer vollständigen Dämpfungsmatrix bei nicht-proportionaler Dämpfungsverteilung sind Verfahren im Zeit- und Frequenzbereich bekannt. So können zur Identifikation der Dämpfungsmatrix z.B. Korrekturverfahren im Frequenzbereich angewendet werden. Sie basieren auf der Ermittlung der Systemmatrizen \mathbf{M} , \mathbf{D} , \mathbf{K} durch eine Anpassung eines Grundmodells (Gleichung(4.1)) an ein experimentell bestimmtes Übertragungsverhalten. Beispielhaft sei hier das Verfahren von FELGENHAUER [43] genannt. Ein Beispiel für ein Zeitbereichsverfahren zur direkten Identifikation ist das Verfahren nach IBRAHIM [44]. Bei Kenntnis der Massenmatrix (Rechenmodell) ist eine direkte Identifizierung von massen-normierter Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix möglich. Allgemein kann festgestellt werden, dass die Verfahren störanfällig gegenüber unvermeidbarem Messrauschen sind und aus einer Vielzahl von Gründen inkonsistente Schätzungen der Dämpfungsmatrix zur Folge haben können. Von PIETRZKO [21] wurde ein weiteres Verfahren zur Identifikation der vollständigen Dämpfungsmatrix

vorgeschlagen. Es setzt allerdings voraus, dass das dynamische Verhalten des Systems mit einem Ersatzmodell in Form eines Kettenschwingers beschrieben werden kann.

4.3.2.3 Vergleich proportionaler und nicht-proportionaler Dämpfungsverteilung

Im folgendem sollen an einem diskreten Fünf-Massen-System die Auswirkungen der verschiedenen Dämpfungsannahmen auf das dynamische Verhalten beispielhaft untersucht werden. Der gewählte Aufbau des Systems und die dazugehörigen physikalische Parameter können Abbildung 4.1 bzw. Tabelle 4.1 entnommen werden.

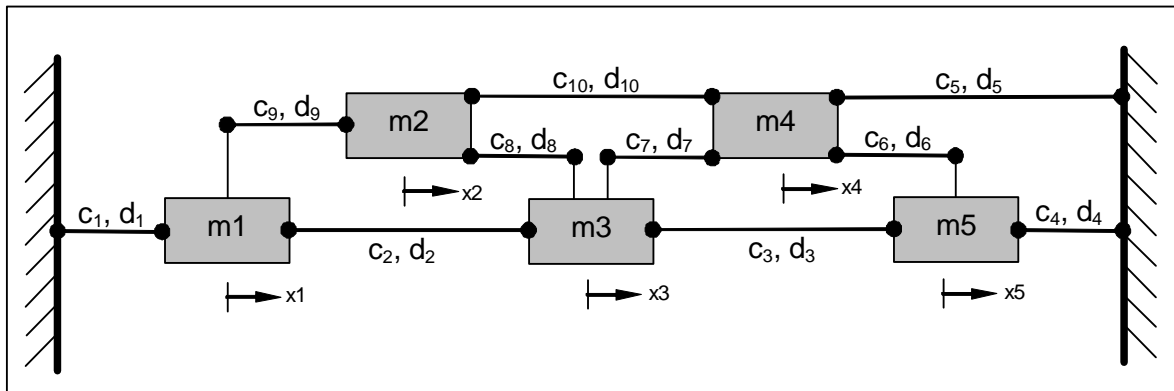


Abbildung 4.1: Modell eines diskreten Fünf-Massen-Systems

Tabelle 4.1: Physikalische Parameter des diskreten Fünf-Massen-Systems

i	Masse m_i [kg]	Steifigkeiten c_i [N/m]	Dämpfer d_i [Ns/m]	i	Steifigkeiten c_i [N/m]	Dämpfer d_i [Ns/m]
1	35.0	350000	35.0	6	16000	1.6
2	1.8	30000	3.0	7	14000	14.0
3	3.5	40000	4.0	8	12000	12.0
4	2.8	30000	3.0	9	16000	1.6
5	1.2	12000	1.2	10	14000	14.0

In Anlehnung an ein schiffbauliches Flächentragwerk repräsentieren die Masse m_1 und die Steifigkeit c_1 die relativ steife und massereiche Trägerstruktur, wohingegen die geringeren Massen und Steifigkeiten stellvertretend für z.B. lokale Plattenfelder stehen können. Die Kennwerte der meisten Dämpfungselemente sind proportional den entsprechenden Steifigkeiten. Den Elemente d_7 , d_8 und d_{10} sind erhöhte Dämpfungskonstanten zugeordnet, so dass für das Gesamtsystem keine steifigkeits- bzw. massenproportionale Dämpfungsverteilung vorliegt.

Die Systemmatrizen \mathbf{M} , \mathbf{D} , \mathbf{K} ergeben sich direkt aus den Zahlenwerten der physikalischen Parameter. Aufgrund der nichtproportionalen Dämpfungsverteilung sind die Eigenwerte und Eigenvektoren des Systems komplex. Sie ergeben sich aus der Lösung des Eigenwertproblems nach Gleichung (4.4) und sind in den Tabellen 4.2 und 4.3 dargestellt.

Tabelle 4.2: Komplexe Eigenwerte des diskreten Fünf-Massen-Systems

Eigenwert $\lambda_k = -\delta \pm j\omega_k$	Eigenfrequenz f_k [Hz]	Dämpfungsbeiwert \mathcal{G}_k [%]
-0.38 - 84.60i	13.46	0.45
-0.85 - 111.59i	17.76	0.76
-7.39 - 162.08i	25.77	4.56
-9.03 - 166.83i	26.64	5.39
-4.38 - 282.58i	44.98	1.55

Tabelle 4.3: Komplexe Eigenvektoren des diskreten Fünf-Massen-Systems

f_k [Hz]	13.46		17.76		25.77		26.64		44.98	
i	$ \psi_1 $	\angle_1	$ \psi_2 $	\angle_2	$ \psi_3 $	\angle_3	$ \psi_4 $	\angle_4	$ \psi_5 $	\angle_5
1	0.28	-0.4	0.55	-181.6	0.02	-37.8	0.04	-154.4	0.00	-359.9
2	0.99	-0.0	0.54	-3.9	1.00	0.0	1.00	0.0	0.04	-19.1
3	0.85	-0.5	0.44	-4.3	0.86	-199.0	0.35	-316.8	0.21	-181.8
4	1.00	0.0	1.00	0.0	0.42	-45.4	0.79	-164.2	0.08	-179.8
5	0.64	-0.3	0.47	-2.3	0.52	-195.5	0.12	-254.2	1.00	0.0

Die komplexe Form der Eigenschwingungsvektoren wird im gegebenen dynamischen System ausschließlich durch die nicht-proportionale Dämpfungsverteilung verursacht. In Abbildung 4.2 sowie Tabelle 4.4 erfolgt eine grafische Darstellung der komplexen Eigenvektoren (1 und 3) und der ermittelten modalen Komplexität (*MCF2*) entsprechend Gleichung (4.38). Sowohl aus den dargestellten Eigenvektoren als auch aus den konvexen Hüllen ist zu erkennen, dass die Eigenvektoren eins und fünf nahezu reellwertig sind. Den größten Grad an Komplexität weist Eigenform drei auf, gefolgt von vier und zwei. Der höchste Modal Complexity Factor (*MCF2*) für die Eigenform drei wurde mit einem Wert von 0.127 berechnet. Das theoretisch mögliche Maximum beträgt hierbei 1 (100%) und wird erreicht, wenn die konvexe Hülle des Eigenvektors bei entsprechender Größe der Elemente des Eigenvektors und Verteilung von Phase einen Kreis aufspannt. Aus der Literatur sind aber keine Zahlenangaben zum Zusammenhang von modaler Komplexität und ihrer Auswirkungen auf das dynamische Verhalten bekannt.

Tabelle 4.4: Komplexität der Eigenvektoren nach Gleichung (4.38), *MCF2*

Eigenvektor Nr.	1	2	3	4	5
Komplexität (<i>MCF2</i>) [%]	0,08	0,10	12,66	9,32	0,34

In Tabelle 4.5 ist die Bewertung der modalen Kopplung entsprechend Gleichung (4.37) dargestellt. In Übereinstimmung mit der modalen Komplexität (4.38) ist ersichtlich, dass eine Kopplung der Dämpfung im modalen Raum zwischen den Eigenformen vier und zwei sowie vier und drei zu berücksichtigen ist, da das Bewertungskriterium (Wert < 1) hier nicht erfüllt wird.

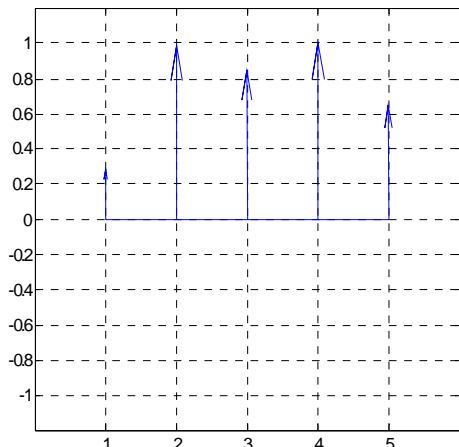
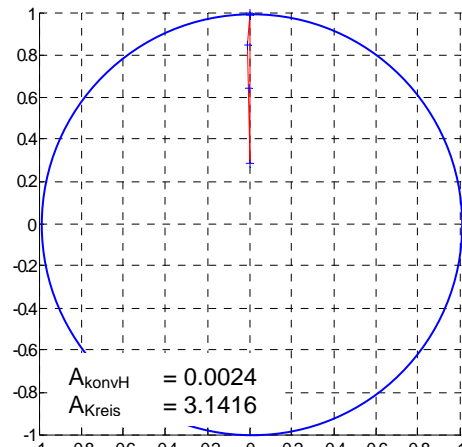
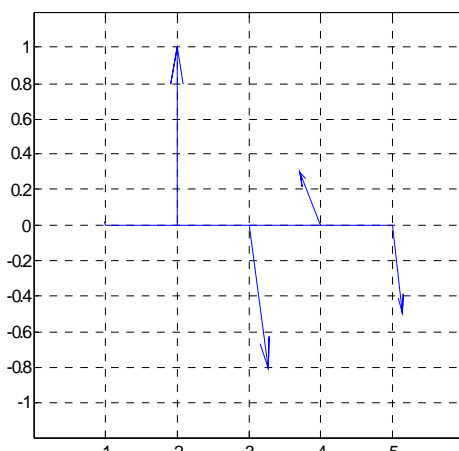
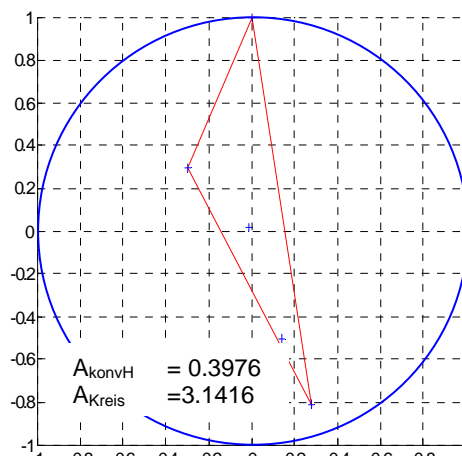

 Eigenschwingungsvektor ψ_1 , $f_1=13.46$ Hz

 konvexe Hülle ψ_1 , MCF2=0.0008

 Eigenschwingungsvektor ψ_3 , $f_3=25.77$ Hz

 konvexe Hülle ψ_3 , MCF=0.1266

Abbildung 4.2: Komplexe Eigenvektoren eins und drei des diskreten Fünf-Massen-Systems und Bewertung der Komplexität nach Gleichung (4.38)

Tabelle 4.5: Bewertung der modalen Kopplung des Systems nach Gleichung (4.37)

Mode k \ Mode l	1	2	3	4	5
1	-	0.0155	0.0516	0.0194	0.0063
2	-	-	0.0464	0.1518	0.0037
3	-	-	-	0.1450	0.0438
4	-	-	-	-	0.0126

Neben einer Ermittlung von Maßzahlen für die Größe der Dämpfungskopplung sind natürlich die Auswirkungen der Berücksichtigung bzw. Vernachlässigung dieser Dämpfungseffekten auf die Vorhersagegenauigkeit von großem Interesse. Die dynamischen Parameter sind hierbei Eigenfrequenzen, Eigenformen und ihre Zuordnung, Dämpfungsgrade, sowie Zwangsschwingungssamplituden. Die durch eine nicht-proportionale Dämpfungsverteilung verursachten Veränderungen in den

Eigenfrequenzen sind im Beispiel sehr gering und betragen maximal 0.2 % für die Eigenform vier. In der Literatur beschriebene Abweichungen von über 9 % [45] sind eher theoretischer Natur und treten nur auf, wenn die Koppelglieder in der Dämpfungsmatrix größer sind als die Hauptdiagonalelemente. Die Zuordnung von komplexen und reellen Eigenformen (siehe auch Abschnitt 5.3) ist ebenfalls nur mit geringen Abweichungen behaftet. Den größten Einfluss hat die Dämpfung naturgemäß auf die Schwingungsamplituden. Aus diesem Grund wird im Folgenden das Zwangsschwingungsverhalten des Fünf-Massen-Systems bei Erregung am Freiheitsgrad drei betrachtet. Hierbei werden die bereits vorgestellten Dämpfungsannahmen:

- Nichtproportionale Dämpfung, vollständige Dämpfungsmatrix,
- Modale Dämpfung, Berücksichtigung der Hauptdiagonalelemente ,
- Rayleigh-Dämpfung, näherungsweise Bestimmung der Hauptdiagonalelemente anhand bekannter Dämpfungsparameter

berücksichtigt. Während die Massen- und Steifigkeitsmatrizen während dieses Simulationsexperimentes unverändert bleiben und auf Grundlage von Abbildung 4.1 und Tabelle 4.1 basieren, werden die Dämpfungsmatrizen entsprechend den unterschiedlichen Modellannahmen jeweils neu ermittelt. Für den Fall der Berücksichtigung der nicht-proportionalen Dämpfungsverteilung kann entsprechend Abbildung 4.1 und Tabelle 4.1 die vollständige Dämpfungsmatrix ermittelt werden. Die vollständige Dämpfungsmatrix kann nach erfolgter Modaltransformation dargestellt werden als

$$\tilde{\Psi}^T \mathbf{D} \tilde{\Psi} = \tilde{\mathbf{D}} = \begin{bmatrix} 0.764 & -0.107 & 0.677 & 0.266 & 0.162 \\ -0.107 & 1.709 & -0.676 & -2.354 & -0.120 \\ 0.677 & -0.676 & 14.909 & -2.570 & 3.079 \\ 0.266 & -2.354 & -2.570 & 17.911 & -0.935 \\ 0.162 & -0.120 & 3.079 & -0.935 & 8.766 \end{bmatrix}.$$

Aufgrund der vollen Besetzung dieser Matrix geht der Effekt der Entkoppelung im modalen Raum verloren. Werden entsprechend Gleichung 4.36 die Elemente außerhalb der Hauptdiagonalen vernachlässigt, ist diese Entkopplung möglich, wobei nun aber eine steifigkeits- und massenproportionale Verteilung der Dämpfung im System angenommen wird. Diese diagonalisierte Dämpfungsmatrix hat dann die Form

$$\text{diag}[\tilde{\mathbf{D}}] = \begin{bmatrix} 0.764 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1.709 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 14.909 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 17.911 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 8.766 \end{bmatrix}$$

und beinhaltet die mit der experimentellen Modalanalyse bestimmbaren modalen Dämpfungsparameter. Sind von einem dynamischen System alle modalen Dämpfungsparameter z.B. aus einer experimentellen Modalanalyse bekannt, so kann diese Dämpfungsmatrix aufgestellt werden. Sind nicht alle Parameter bekannt, so kann die Dämpfungsmatrix (physikalischer Raum) z.B. mit Hilfe der CAUGHEY'schen Reihe (4.34) oder durch einfache Interpolation im modalen Raum näherungsweise bestimmt werden.

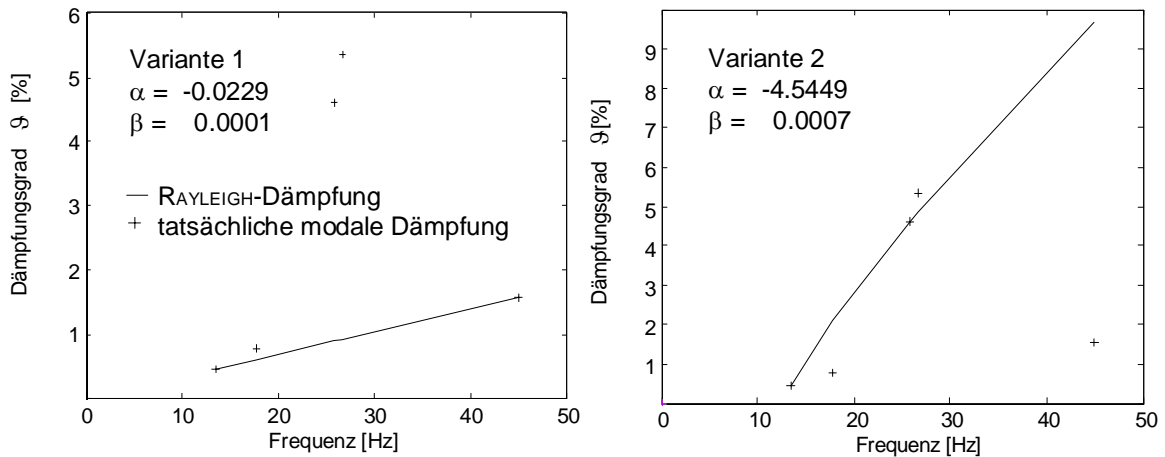


Abbildung 4.3: Ermittelte RAYLEIGH-Parameter, daraus prognostizierte Dämpfungen als Funktion der Frequenz unter Verwendung von Mode eins und fünf (Variante 1) und Mode eins und drei (Variante 2) nach (4.33) sowie tatsächlich geforderte modale Dämpfung

Sind hingegen nur zwei Dämpfungsparameter bekannt, kann der nach RAYLEIGH benannte Dämpfungsansatz verwendet werden. Unter Verwendung von Gleichung (4.15) und der ermittelten Parameter α und β (4.33) kann die Dämpfungsmatrix aufgestellt werden, die nach Anwendung der Modaltransformation ebenfalls nur auf der Hauptdiagonale besetzt ist. Somit ist eine Entkopplung des Differentialgleichungssystems ebenfalls möglich. Im Vergleich zur modalen Dämpfungsmatrix des proportional gedämpften Systems mit den exakten Diagonalelementen sind, ausgenommen von zwei Elementen, die anderen Diagonalelemente dem Formalismus nach Gleichung (4.15) unterworfen.

Für das Beispiel des Fünf-Massen-System werden zwei unterschiedliche Dämpfungsmatrizen nach dem RAYLEIGH'schen Dämpfungsansatz generiert. Die RAYLEIGH -Parameter werden hierfür jeweils auf Grundlage von Mode eins und fünf sowie eins und drei ermittelt. Die daraus resultierenden Annahmen zum Zusammenhang zwischen Eigenfrequenz und Dämpfungsgrad sind in Abbildung 4.3 dargestellt. Abweichungen, die durch diesen Ansatz verursacht werden, sind anhand der angenommenen RAYLEIGH-Dämpfung (Kurve) und der tatsächlichen modalen Dämpfungsparameter deutlich zu erkennen. Während in Variante 1 die Dämpfung der Moden drei und vier nur sehr schlecht angenähert wird, ist dies in Variante 2 für Mode fünf der Fall. Die aus beiden Varianten ableitbaren Dämpfungsmatrizen lauten:

$$\tilde{\Psi}^T \mathbf{D}_{R(1)} \tilde{\Psi} = \begin{bmatrix} 0.764 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1.347 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2.862 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3.060 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 8.766 \end{bmatrix}, \quad \tilde{\Psi}^T \mathbf{D}_{R(2)} \tilde{\Psi} = \begin{bmatrix} 0.764 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4.689 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 14.909 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 16.244 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 54.718 \end{bmatrix}.$$

Anhand berechneter Frequenzgangfunktionen (Gleichung (4.55)) können die Auswirkungen der unterschiedlichen Dämpfungsannahmen auf die Vorhersage von Zwangsschwingungsamplituden beurteilt werden. Abbildung 4.4 zeigt die Frequenzgänge aller Freiheitsgrade bei Erregung am Freiheitsgrad drei unter Berücksichtigung des nicht-proportionalen Dämpfungsverhaltens. In den Abbildungen 4.5a bis 4.5d sind die Übertragungsfunktionen für den Freiheitsgrad drei (Driving-Point) im Bereich der einzelnen Eigenfrequenzen (Moden) bei den unterschiedlichen Dämpfungsannahmen dargestellt.

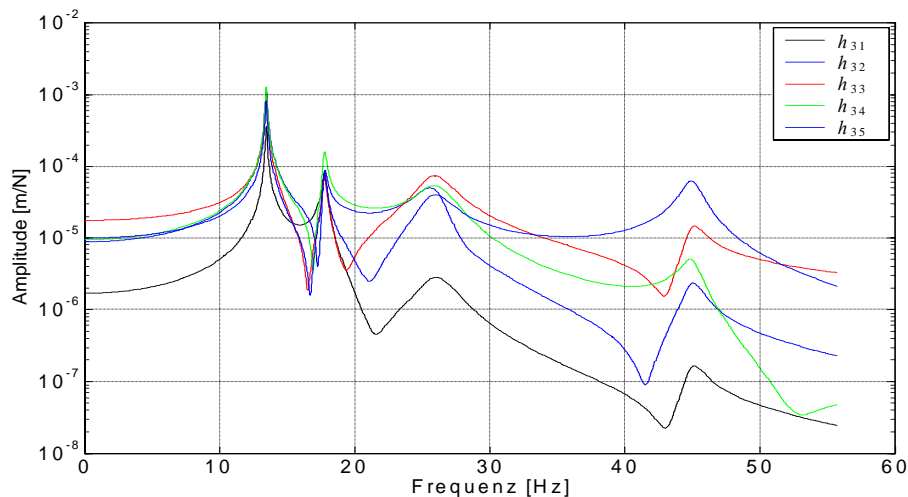
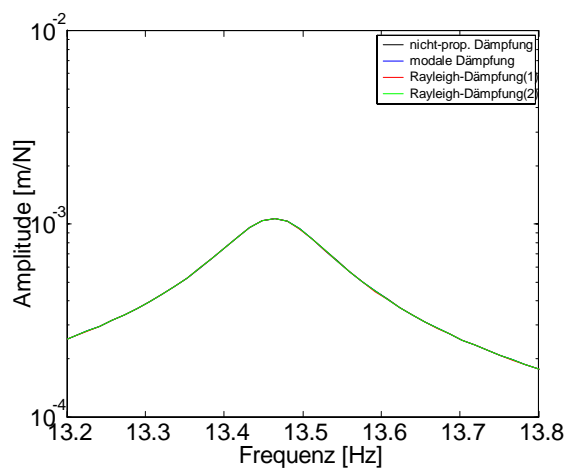
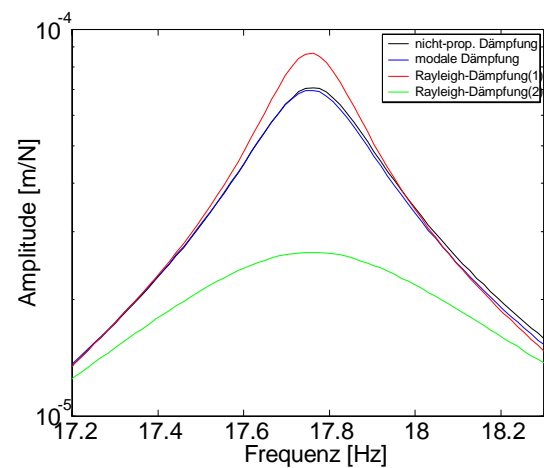


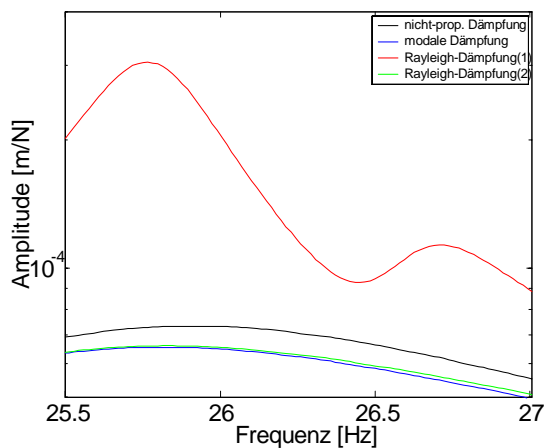
Abbildung 4.4: Übertragungsfunktionen des nicht-proportional gedämpften Fünf-Massen-Systems bei Erregung am Freiheitsgrad drei



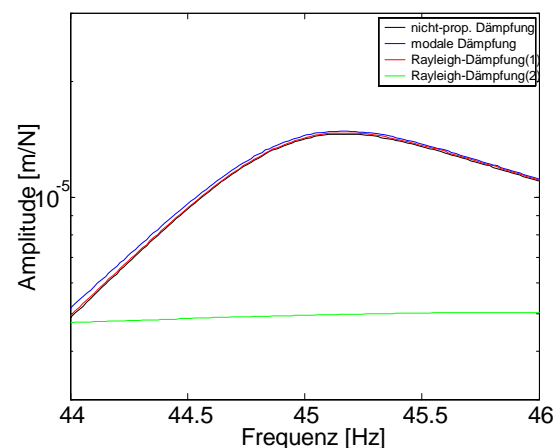
a) Bereich Eigenfrequenz eins



b) Bereich Eigenfrequenz zwei



c) Bereich Eigenfrequenzen drei und vier



d) Bereich Eigenfrequenz fünf

Abbildung 4.5: Übertragungsfunktionen am Freiheitsgrad 3 bei Anwendung unterschiedlicher Dämpfungsannahmen

In Tabelle A4.1 (Anhang) sind die prozentualen Abweichungen der auf den drei vereinfachten Dämpfungsannahmen (modale Dämpfung, RAYLEIGH-Dämpfung (Varianten 1 und 2)) basierenden Übertragungsfunktionen zum Übertragungsverhalten bei Berücksichtigung der vollständigen (nicht-

proportionalen) Dämpfungsmatrix für alle Freiheitsgrade dargestellt. Aus Abbildung 4.5 und der erweiterten Darstellung in Tabelle A4.1 wird ersichtlich, dass bei Anwendung des modalen Dämpfungskonzeptes, d.h. bei Kenntnis aller Diagonalelemente der modaltransformierten Dämpfungsmatrix, im Bereich der Resonanzen Amplitudenfehler von maximal 21 % auftreten können. Bei der Anwendung des auf weiteren Vereinfachungen beruhenden Konzeptes der RAYLEIGH-Dämpfung sind bei einzelnen, nicht für die Parameterermittlung (α und β) verwendeten Moden in Variante 1 z.B. Amplitudenfehler größer 600 % festzustellen. Die auf den RAYLEIGH-Parametern aus Variante 2 basierende Dämpfungsmatrix gibt das vorliegende Dämpfungsverhalten insgesamt besser wieder (siehe auch Abbildung 4.3), der maximale Fehler beträgt hier ca. 80 %. Phasenfehler treten bei allen vereinfachten Dämpfungsannahmen ebenfalls auf, werden in der Auswertung aber nicht weiter berücksichtigt.

Verallgemeinert kann der Zusammenhang zwischen fehlerbehafteten Dämpfungsannahmen und resultierenden Amplitudenfehlern am Beispiel eines Ein-Freiheitsgrad-Systems betrachtet werden. Die Schwingungsamplitude \hat{q} eines Ein-Freiheitsgrad-Systems kann leicht mit der Beziehung

$$\hat{q} = \frac{\hat{f}}{2m\omega_0^2 \vartheta \sqrt{1-\vartheta^2}} \quad (4.39)$$

ermittelt werden. Der relative Amplitudenfehler ε der Schwingungsamplituden \hat{q} in Abhängigkeit von Abweichungen der Dämpfungsparameter $\Delta\vartheta$ ergibt sich dabei aus

$$\varepsilon = \frac{\hat{q}(\vartheta + \Delta\vartheta) - \hat{q}(\vartheta)}{\hat{q}(\vartheta)} \quad (4.40)$$

Grafisch wird der Zusammenhang zwischen dem relativen Amplitudenfehler ε , dem Dämpfungsgrad ϑ und der Abweichung $\Delta\vartheta$ in Abbildung 4.6 dargestellt

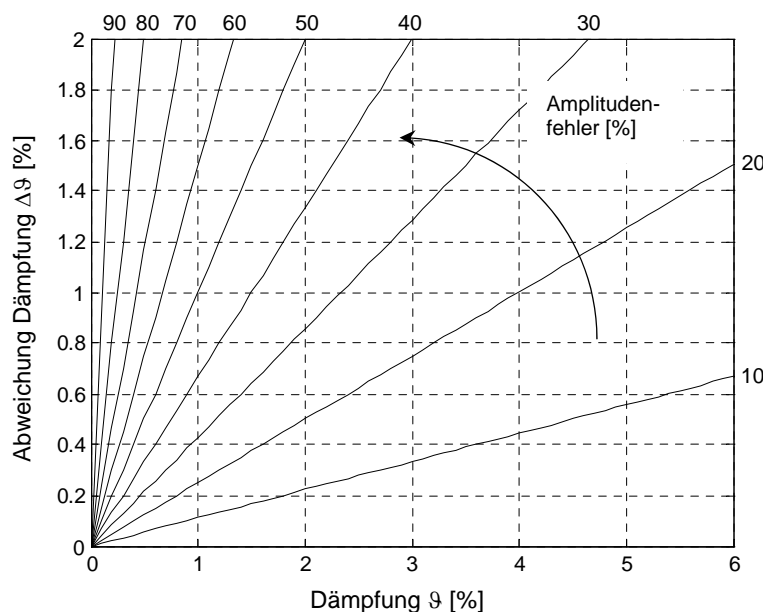


Abbildung 4.6: Relativer Amplitudenfehler bei fehlerbehafteter Annahme des Dämpfungsgrades

Die Festlegung einer zulässigen Fehlergröße bei der Vorhersage von Schwingungsamplituden ist im Wesentlichen abhängig von Problemstellung und Anwendungsgebiet. Für die Vorhersage des dynamischen Verhaltens schiffbaulicher Konstruktionen erscheint in Anbetracht von Unsicherheiten, z.B. bei der Beschreibung der Erregung, eine Vorhersagegenauigkeit von etwa 20 Prozent als

durchaus akzeptabel. Diese Vorhersagegenauigkeit wird im dargestellten Beispiel durch die Anwendung der modalen Dämpfung erreicht. Aus der Literatur sind Berechnungsbeispiele mit ähnlichen Abweichungen bei einer näherungsweisen Annahme proportionaler Dämpfungsverteilung bekannt. Diese Vorhersagegenauigkeit kann unter einigen Umständen, z.B. bei der Wirkung diskreter Dämpfer auf lokale Schwingungsamplituden (Motorabstützungen), nicht erreicht werden. Für solche Problemstellungen und andere Anwendungen mit erhöhten Genauigkeitsanforderungen aus z.B. der Luft- und Raumfahrt, ist der Einsatz des proportionalen Dämpfungskonzeptes in Frage zu stellen.

Wie bereits beschrieben, ist die experimentelle Ermittlung nicht-proportionaler Dämpfungsparameter kaum möglich. Mit der experimentellen Modalanalyse ist lediglich eine Bestimmung der Diagonalelemente der modalen Dämpfungsmatrix möglich, anwendbare Verfahren zur Bestimmung der Außerdiagonalelemente der modalen Dämpfungsmatrix sind nicht verfügbar. Verfahren zur Bestimmung der vollständigen physikalischen Dämpfungsmatrix sind fehleranfällig und zum Teil an vereinfachende Annahmen gebunden.

Bei einer theoretischen Vorhersage des dynamischen Verhaltens können Masse- und Steifigkeitsparameter im Wesentlichen aus der Geometrie und den Materialeigenschaften abgeleitet werden. Die Beschreibung der Dämpfung als werkstoffabhängige Relativdämpfung in Form von Verlustfaktoren stellt erfahrungsgemäß aber nicht den Hauptanteil der Dämpfungswirkung dar. Dieser wird verursacht durch eine Summe von Dämpfungswirkungen in z.B. Fügestellen, Verbundkonstruktionen, Beschichtungen, Einrichtungen usw. und ist theoretisch nicht erfassbar. Die Erfassung nicht-proportionaler Dämpfungseffekte aufgrund von z.B. diskreten Dämpfern bei einer Überlagerung mit modaler Dämpfung ist bei der rechnerischen Vorhersage hingegen möglich.

Aufgrund der vorausgegangenen Darstellungen erscheint die Anwendung des modalen Dämpfungskonzeptes eine praktikable und hinreichend genaue Möglichkeit zu Berücksichtigung von Dämpfungseffekten im Bereich schiffbaulicher Strukturen. Ziel muss es daher sein, auf experimentellem Weg eine umfassende Datenbasis von modalen Dämpfungsparametern zu ermitteln. Anzustreben ist dann die Verwendung einer vollständigen modalen Dämpfungsmatrix. Da dies nicht immer möglich sein wird, sollten auf Grundlage dieser experimentell ermittelten Datenbasis modale Dämpfungsmatrizen näherungsweise aufgestellt werden. Dies kann z.B. im modalen Raum durch eine Interpolation zwischen bekannten modalen Dämpfungsgraden, der Anwendung der CAUGHEY'schen Reihe oder auch durch frequenzabhängige RAYLEIGH-Parameter erfolgen. Je mehr modale Dämpfungskennwerte für diese Näherungen bekannt sind, umso genauer wird auch das Vorhersageergebnis sein. Neben einer Ermittlung von Dämpfungskennwerten kann die Bestimmung der Komplexität der dazugehörigen Eigenvektoren Aufschluss über die Eignung des proportionalen Dämpfungskonzeptes geben bzw. auf eine fehlerbehaftete Identifikation der Parameter aufmerksam machen.

4.4 Das Übertragungsverhalten mechanischer Systeme

Das Ziel einer experimentellen Systemanalyse ist eine mathematische Beschreibung des dynamischen Systemverhaltens (modales Modell) auf Grundlage experimentell ermittelter Systemeingangs- und Ausgangsbeziehungen. Systemeingänge sind die auf das mechanische System einwirkenden Erregerkräfte, Systemausgänge die daraus resultierenden Schwingungsantworten (Abbildung 4.7). Die aus dem Verhältnis von Ein- und Ausgängen resultierende komplexe Frequenzgangmatrix (bzw. Übertragungsmatrix) nimmt bei der Systemidentifikation eine bedeutende Stel-

lung ein. So können aus den Elementen der Frequenzgangmatrix die modalen Kennwerte des mechanischen Systems bestimmt werden.

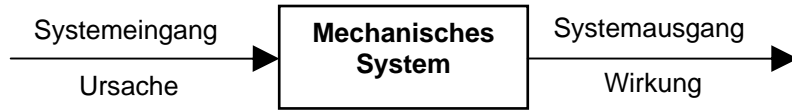


Abbildung 4.7: Systemeingangs- / Systemausgangsbeziehung

Die Art der verwendeten Eingangsgrößen ist dabei ein wichtiges Kriterium bei der Ermittlung der Übertragungsmatrix. Eingangsgrößen können determiniert, das heißt explizit analytisch beschreibbar und vorhersagbar oder stochastisch, also regellos und nur über ihre statistischen Eigenschaften beschreibbar sein (siehe auch [22]). Im Zusammenhang mit den hier verwendeten Identifikationsverfahren interessieren von den deterministischen Eingangsgrößen die transienten und harmonischen sowie von den stochastischen Eingangsgrößen die stationären. Die sich daraus ergebenden unterschiedlichen Beschreibungen des Übertragungsverhaltens im Frequenzbereich für determinierte und stochastische Prozesse werden im Folgenden dargestellt.

4.4.1 Das Übertragungsverhalten im Frequenzbereich für determinierte Eingangsgrößen

Bei determinierten Eingangsgrößen kann das Übertragungsverhalten eines mechanischen Systems im Frequenzbereich mit Hilfe einer komplexen Frequenzgangmatrix $\mathbf{H}(j\Omega)$ in der Form

$$\mathbf{H}(j\Omega) = \frac{\mathbf{q}(j\Omega)}{\mathbf{f}(j\Omega)} \quad (4.41)$$

dargestellt werden, wobei $\mathbf{f}(j\Omega)$ und $\mathbf{q}(j\Omega)$ die Fourier-Transformierten von $\mathbf{f}(t)$ und $\mathbf{q}(t)$ entsprechend der Transformationsgleichung

$$x(j\Omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\Omega t} dt \quad (4.42)$$

sind, unter der Voraussetzung, dass die Signale folgende Bedingung erfüllen:

$$\int_{-\infty}^{\infty} x(t) dt < \infty. \quad (4.43)$$

Erfüllen die Signale die Forderung der Beschränktheit entsprechend Gleichung (4.43) nicht, wird allgemein die Laplace-Transformation angewendet. Der Übergang von der daraus resultierenden allgemeinen Beschreibung des Übertragungsverhaltens unter Verwendung der Übertragungsmatrix $\mathbf{H}(s)$ (Laplace-Transformation) zur Frequenzgangmatrix $\mathbf{H}(j\Omega)$ (Fourier-Transformation) kann u.a. [22] entnommen werden. Zur experimentellen Ermittlung (Schätzung) der Frequenzgangmatrix wird auf Abschnitt 5.1 verwiesen.

Werden die Gleichung des mechanischen Systems (\mathbf{M} , \mathbf{D} , \mathbf{K}) mit dem Eingangsvektor $\mathbf{f}(t)$ und dem Ausgangsvektor $\mathbf{q}(t)$ (Gleichung (4.1)) durch Anwendung der Fourier-Transformation in den Frequenzbereich transformiert, so ergibt sich

$$(-\mathbf{M}\Omega^2 + j\Omega\mathbf{D} + \mathbf{K}) \cdot \mathbf{q}(j\Omega) = \mathbf{f}(j\Omega). \quad (4.44)$$

Durch Umstellen von Gleichung (4.44) und einem Vergleich mit Gleichung (4.41) kann die komplexe Frequenzgangmatrix $\mathbf{H}(j\Omega)$ geschrieben werden als

$$\mathbf{H}(j\Omega) = (-\mathbf{M}\Omega^2 + j\Omega\mathbf{D} + \mathbf{K})^{-1}. \quad (4.45)$$

Die Kehrmatrix von $\mathbf{H}(j\Omega)$ wird als dynamische Steifigkeitsmatrix bezeichnet.

4.4.1.1 Das Übertragungsverhalten des ungedämpften Systems

Die Anwendung der Fourier-Transformation auf die Bewegungsgleichung (4.10) eines ungedämpften Systems ($\mathbf{M}, \mathbf{D}=\mathbf{0}, \mathbf{K}$) ergibt

$$(-\Omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K})\mathbf{q}(\Omega) = \mathbf{f}(\Omega) \quad (4.46)$$

oder umgestellt nach dem Vektor $\mathbf{q}(\Omega)$

$$\mathbf{q}(\Omega) = (-\Omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K})^{-1} \mathbf{f}(\Omega). \quad (4.47)$$

Nach dem Einsetzen der Modaltransformation $\mathbf{q}(\Omega) = \tilde{\Psi} \mathbf{x}(\Omega)$ (siehe Gl. 4.12) und den Orthogonalitätsbeziehungen (siehe Gl. 4.13) erhalten wir als Antwort des Systems auf eine harmonische Erregung $\mathbf{f}(\Omega)$ in physikalischen Koordinaten

$$\mathbf{q}(\Omega) = \sum_{k=1}^n \frac{\tilde{\Psi}_k \tilde{\Psi}_k^T}{m_k (\omega_k^2 - \Omega^2)} \mathbf{f}(\Omega) \quad (4.48)$$

Im Zähler von (4.48) steht das Produkt der beiden Eigenschwingsvektoren, die reellen Konstanten m_k sind die Elemente der diagonalen modalen Massenmatrix. Aus einem Vergleich der Gleichungen (4.48) und (4.44) erhalten wir die Frequenzgangmatrix des ungedämpften Systems als Superposition der Frequenzgänge ungedämpfter Einmassenschwinger mit

$$\tilde{\mathbf{H}}(\Omega) = \sum_{k=1}^n \frac{\tilde{\Psi}_k \tilde{\Psi}_k^T}{m_k (\omega_k^2 - \Omega^2)}. \quad (4.49)$$

Das Element $\tilde{h}_{ij}(\Omega)$ der Frequenzgangmatrix stellt den Frequenzgang zwischen der Antwort am Systempunkt i infolge der Krafterregung am Systempunkt j dar und hat die Form

$$\tilde{h}_{ij}(\Omega) = \sum_{k=1}^n \frac{\tilde{\Psi}_{ik} \tilde{\Psi}_{jk}}{m_k (\omega_k^2 - \Omega^2)}. \quad (4.50)$$

4.4.1.2 Das Übertragungsverhalten des allgemein gedämpften Systems

Ausgehend von der Zustandsgleichung in generalisierten Koordinaten (4.28) der Form $\hat{\Psi}^T \mathbf{A} \hat{\Psi} \dot{\mathbf{g}}(t) + \hat{\Psi}^T \mathbf{B} \Psi \mathbf{g}(t) = \hat{\Psi}^T \mathbf{u}(t)$, der Koordinatentransformation (4.27) und den Orthogonalitätsbeziehungen (4.29) erhält man nach Übergang in den Frequenzbereich ein System von $2n$ entkoppelten Gleichungen erster Ordnung in den Zustandskoordinaten $\mathbf{w}(j\Omega)$ mit

$$\mathbf{w}(j\Omega) = \hat{\Psi} [j\Omega \mathbf{I} - \mathbf{A}]^{-1} \hat{\Psi}^T \mathbf{u}(j\Omega) (\hat{\Psi}^T \mathbf{A} \hat{\Psi})^{-1}. \quad (4.51)$$

Die Lösungen von Gleichung (4.51) treten konjugiert komplex auf. Werden die konjugiert komplexen Anteile separiert, so erhält man als Frequenzgangmatrix des Systems mit

$$\mathbf{H}(j\Omega) = \sum_{k=1}^n \left[\frac{\Psi_k \Psi_k^T}{a_k (j\Omega - \lambda_k)} + \frac{\bar{\Psi}_k \bar{\Psi}_k^T}{a_k (j\Omega - \bar{\lambda}_k)} \right] \quad (4.52)$$

den Teil von (4.51), der den Verschiebungsvektor $\mathbf{q}(j\Omega)$ mit dem Erregervektor $\mathbf{f}(j\Omega)$ direkt verknüpft (siehe Gleichung (4.20)) [21]. Die komplexen Konstanten a_k (komplexe modale Masse) sind darin die Elemente der diagonalen Matrix $\hat{\Psi}^T \mathbf{A} \hat{\Psi}$. Aus den komplexen Eigenschwingsvektoren Ψ_k, Ψ_k^T und der komplexen Konstante a_k kann die komplexe Residuumsmatrix der k -ten Eigenschwingung in der Form

$$\mathbf{R}_k = \frac{\Psi_k \Psi_k^T}{a_k} \quad \text{bzw.} \quad \bar{\mathbf{R}}_k = \frac{\bar{\Psi}_k \bar{\Psi}_k^T}{a_k} \quad (4.53)$$

gebildet werden. Die Elemente der Residuumsmatrix r_{ijk} werden als Residuen oder zutreffender als modale Konstanten bezeichnet, da sie für jedes Paar von Punkten i und j und jede Eigenform k eine eindeutig skalierte Konstante darstellen. Sie haben eine große Bedeutung speziell bei der experimentellen Parameteridentifikation. Unter Verwendung der Residuumsmatrizen (4.53) folgt damit für die Frequenzgangmatrix

$$\mathbf{H}(j\Omega) = \frac{\mathbf{R}_k}{j\Omega - \lambda_k} + \frac{\bar{\mathbf{R}}_k}{j\Omega - \bar{\lambda}_k} \quad (4.54)$$

Der Frequenzgang h_{ij} zwischen den Systempunkten i und j bei Kräfteerregung in j als Element der Frequenzgangmatrix hat die Form

$$h_{ij}(j\Omega) = \sum_{k=1}^n \left[\frac{r_{ijk}}{j\Omega + \mathcal{G}\omega_{0k} - j\omega_{0k}\sqrt{1-\mathcal{G}^2}} + \frac{\bar{r}_{ijk}}{j\Omega + \mathcal{G}\omega_{0k} + j\omega_{0k}\sqrt{1-\mathcal{G}^2}} \right] \quad (4.55)$$

4.4.1.3 Das Übertragungsverhalten des proportional gedämpften Systems

Ausgangspunkt für die Darstellung des Übertragungsverhaltens proportional gedämpfter Systeme bilden die durch die Modaltransformation (4.12) in modale Koordinaten überführten entkoppelten n Differentialgleichungen zweiter Ordnung (4.18). Ähnlich wie beim ungedämpften System erhält man die Frequenzgangmatrix $\tilde{\mathbf{H}}(j\Omega)$ des proportional gedämpften Systems unter Einbeziehung der Dämpfungsmatrix aus der Superposition der Produkte $\tilde{\Psi}_k \tilde{\Psi}_k^T$ der reellen Eigenvektoren $\tilde{\Psi}_k$ des dazugehörigen ungedämpften Systems mit

$$\tilde{\mathbf{H}}(j\Omega) = \sum_{k=1}^n \left[\frac{\tilde{\Psi}_k \tilde{\Psi}_k^T}{m_k(\omega_{0k}^2 - \Omega^2 + 2j\mathcal{G}_k\omega_{0k}\Omega)} \right] \quad (4.56)$$

Die Frequenzgänge als Elemente der Frequenzgangmatrix die Form haben

$$\tilde{h}_{ij}(j\Omega) = \sum_{k=1}^n \left[\frac{\tilde{\Psi}_{ik} \tilde{\Psi}_{jk}}{m_k(\omega_{0k}^2 - \Omega^2 + 2j\mathcal{G}_k\omega_{0k}\Omega)} \right] \quad (4.57)$$

Der Frequenzgang (4.57) kann auch mit Einführen einer reellen modalen Konstante (Residuum) $\tilde{r}_{ijk} = \tilde{\Psi}_{ik} \tilde{\Psi}_{jk}^T / m_k$ dargestellt werden als

$$\tilde{h}_{ij}(j\Omega) = \sum_{k=1}^n \left[\frac{\tilde{r}_{ijk}}{(\omega_{0k}^2 - \Omega^2 + 2j\mathcal{G}_k\omega_{0k}\Omega)} \right] \quad (4.58)$$

Werden auch beim proportional gedämpften System die konjugiert komplexen Anteile wie beim allgemein gedämpften System (4.52) separiert, so ergibt sich für die Frequenzgangmatrix die oft verwendete Form

$$\tilde{\mathbf{H}}(j\Omega) = \sum_{k=1}^n \left[\frac{\tilde{\Psi}_k \tilde{\Psi}_k^T}{2jm_k\omega_k(j\Omega - \lambda_k)} - \frac{\tilde{\Psi}_k \tilde{\Psi}_k^T}{2jm_k\omega_k(j\Omega - \bar{\lambda}_k)} \right] \quad (4.59)$$

Durch einen Vergleich von (4.52) und (4.59) kann die komplexe Residuenmatrix des proportional gedämpften Systems bestimmt werden. Sie ist rein imaginär und hat die Form

$$\mathbf{R}_k = \frac{\tilde{\Psi}_k \tilde{\Psi}_k^T}{2jm_k\omega_k} \quad \text{bzw.} \quad \bar{\mathbf{R}}_k = -\frac{\tilde{\Psi}_k \tilde{\Psi}_k^T}{2jm_k\omega_k} \quad (4.60)$$

Ein Frequenzgang des proportional gedämpften Systems kann somit unter Verwendung von (4.60) analog zu Gleichung (4.55) wie folgt geschrieben werden:

$$\tilde{h}_{ij} = \sum_{k=1}^n \left[\frac{r_{ijk}}{j\Omega + g\omega_{0k} - j\omega_{0k}\sqrt{1-g^2}} + \frac{\bar{r}_{ijk}}{j\Omega + g\omega_{0k} + j\omega_{0k}\sqrt{1-g^2}} \right]. \quad (4.61)$$

4.4.2 Das Übertragungsverhalten im Frequenzbereich für stochastische Eingangsgroßen

Können Signale nicht explizit analytisch beschrieben werden, dann müssen statistische Aussagen zur Beschreibung des Verhaltens verwendet werden. Diese Art der Beschreibung von Signalen hat wiederum einen Einfluss auf die Ermittlung des Übertragungsverhaltens (Frequenzgangmatrix) der mechanischen Systeme. Zunächst sollen aber einige Kennfunktionen stochastischer Signale erläutert werden.

4.4.2.1 Kennfunktionen stochastischer Signale

Autokorrelationsfunktionen:

Die Autokorrelationsfunktion beschreibt den statistischen Zusammenhang eines Signals $x(t)$ zu verschiedenen Zeiten und ist für ergodische, stationär stochastische Signale definiert als

$$R_{xx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T x(t)x(t+\tau)dt = \overline{x(t)x(t+\tau)}, \quad (4.62)$$

wobei τ eine zeitliche Verschiebung sowie T die Länge des betrachteten Zeitfensters ist. Die Autokorrelationsfunktion kann als Verallgemeinerung der Definition des quadratischen Mittelwertes angesehen werden, nur mit dem Unterschied, dass die Funktion $x(t)$ nicht mit sich selbst, sondern mit der auf der Zeitachse um den Betrag τ verschobenen Funktion $x(t+\tau)$ multipliziert und dann der Mittelwert gebildet wird. An der Stelle $\tau = 0$ entspricht der Wert der Autokorrelationsfunktion dem quadratischen Mittelwert.

Die Autokorrelationsfunktion beschränkt sich nicht nur auf stationäre stochastische Signale sondern kann auch auf determinierte Signale angewendet werden. So können z.B. bei überlagerten Signalen periodische Anteile des Signals erkannt und von stochastischen getrennt werden.

Kreuzkorrelationsfunktionen:

In vielen Fällen ist nicht nur die Autokorrelation sondern auch die statistische Verwandtschaft zwischen zwei verschiedenen Signalen $x(t)$ und $y(t)$ von Interesse. Es können die Signale unterschiedlicher Messstellen oder die Messung von Systemein- und Systemausgängen sein. Die Kreuzkorrelationsfunktion ist in diesem Fall definiert als

$$R_{xy}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T x(t)y(t+\tau)dt = \overline{x(t)y(t+\tau)}. \quad (4.63)$$

Bisher wurden nur Kennwerte stochastischer Signale im Zeitbereich beschrieben. Analog zur Vorgehensweise bei deterministischen Signalen ist es sinnvoll, auch die stochastischen Kenngrößen als Funktion der Frequenz zu definieren. Die spektralen Leistungsdichten werden dabei über die Fouriertransformierten der Korrelationsfunktionen gebildet. Diese Transformation wird als Wiener-Khintchine-Transformation bezeichnet.

Autoleistungsdichtespektrum:

Das (zweiseitige) Autoleistungsdichtespektrum ist für ergodische stationär stochastische Signale definiert als

$$S_{xx}(\Omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_{xx}(\tau) e^{-j\Omega\tau} d\tau. \quad (4.64)$$

In der Praxis wird auch oft das einseitige Autoleistungsdichtespektrum G_{xx} verwendet. Es folgt aus der einseitigen Fouriertransformation und ist definiert als

$$G_{xx}(\Omega) = 2 S_{xx}(\Omega) \quad \text{für} \quad 0 \leq \Omega < \infty. \quad (4.65)$$

Die Funktionen $S_{xx}(\Omega)$ und $G_{xx}(\Omega)$ sind positiv reell und enthalten keine Phaseninformationen.

Kreuzleistungsdichtespektrum:

Das (zweiseitige) Kreuzleistungsdichtespektrum ist für ergodische stationär stochastische Signale ist analog zu Gleichung (4.64) definiert als

$$S_{xy}(j\Omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_{xy}(\tau) e^{-j\Omega\tau} d\tau. \quad (4.66)$$

Entsprechend Gleichung (4.65) kann auch das einseitige Kreuzleistungsdichtespektrum G_{xx} ermittelt werden. Es folgt aus der einseitigen Fouriertransformation und ist definiert als

$$G_{xy}(j\Omega) = 2 S_{xy}(j\Omega) \quad \text{für} \quad 0 \leq \Omega < \infty. \quad (4.67)$$

Die Funktionen $S_{xy}(j\Omega)$ und $G_{xy}(j\Omega)$ sind komplex und enthalten Phaseninformationen. Zur praktischen Ermittlung (Schätzung) der Leistungsdichtespektren wird auf Abschnitt 5.1 verwiesen.

Kohärenzfunktion:

Als Maß für die statistische Abhängigkeit zweier Signale im Frequenzbereich wird in der Praxis häufig die reelle Kohärenzfunktion verwendet. Sie ist definiert als

$$\gamma_{xy}^2(\Omega) = \frac{|S_{xy}(j\Omega)|^2}{S_{xx}(\Omega) S_{yy}(\Omega)} \quad \text{mit} \quad 0 \leq \gamma_{xy}^2(\Omega) \leq 1. \quad (4.68)$$

4.4.2.2 Übertragungsverhalten im Frequenzbereich

Für den Fall einer stationär stochastischen Erregung $\mathbf{f}(t)$ des mechanischen Systems (Gleichung (4.1)) gelten nach [22] die folgenden Beziehungen:

$$\mathbf{S}_{qq}(\Omega) = \overline{\mathbf{H}}(j\Omega) \mathbf{S}_{ff}(\Omega) \mathbf{H}^T(j\Omega) \quad \text{sowie} \quad (4.69)$$

$$\mathbf{S}_{fq}(j\Omega) = \mathbf{S}_{ff}(\Omega) \mathbf{H}^T(j\Omega). \quad (4.70)$$

Für die Frequenzgangmatrix $\mathbf{H}(j\Omega)$ bestehen die gleichen Zusammenhänge wie bereits in Abschnitt 4.4.1 dargestellt.

5. Ermittlung des dynamischen Verhaltens mechanischer Systeme

Die Ermittlung des dynamischen Systemverhaltens kann sowohl unter Verwendung experimenteller als auch rechnerischer Verfahren erfolgen. Beide Verfahren haben ihren Ausgangspunkt in unterschiedlichen Arten der Modellbeschreibung. Wie Abbildung 5.1 entnommen werden kann (siehe auch Abschnitt 4), gibt es diesbezüglich drei Möglichkeiten der Beschreibung des Systemverhaltens. Es sind die Beschreibung des Systems im physikalischen Raum auf Grundlage der Parametermatrizen \mathbf{M} , \mathbf{D} , \mathbf{K} , die Beschreibung durch ein modales Modell auf Grundlage der Eigenwerte λ_k und der Eigenvektoren $\boldsymbol{\psi}_k$ (Eigenschwingungsgrößen) sowie die Beschreibung des Systems durch das Antwortverhalten bei z.B. Einheitserregung auf Grundlage von Frequenzgängen h_{ij} . Die Beschreibungsformen sind dabei einander äquivalent. Die Vorgehensweisen bei der experimentellen und der rechnerischen Ermittlung sind in der Regel gegenläufig.

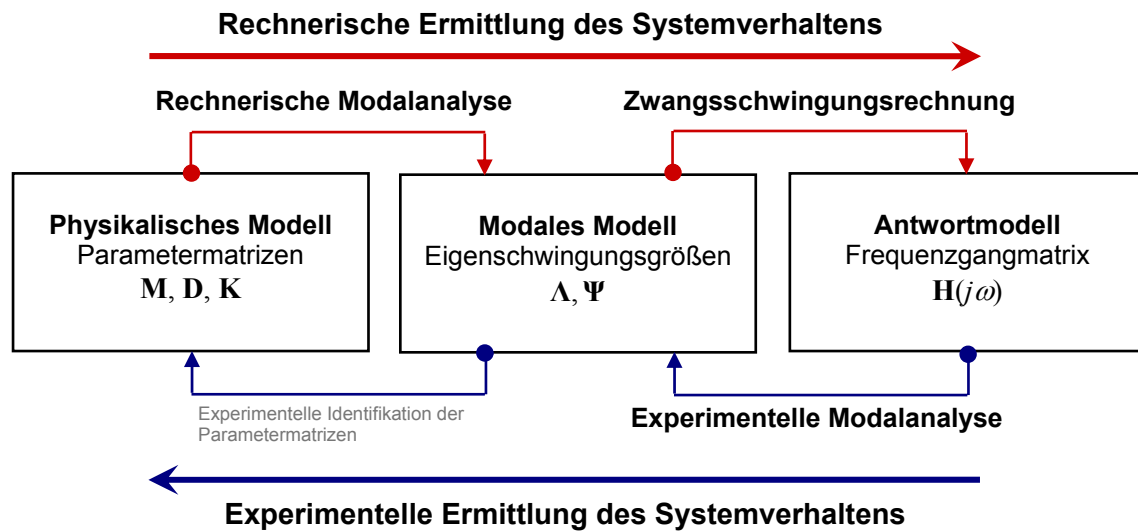


Abbildung 5.1: Vorgehensweisen bei der Ermittlung des dynamischen Systemverhaltens

Die Modalanalyse ist allgemein ein Verfahren zur Bestimmung systembeschreibender modaler Parameter diskretisierter mechanischer Schwingungssysteme mit n Freiheitsgraden. Sie liefert als Ergebnis die Eigenschwingungsgrößen einer Struktur, wobei aus der Superposition der einzelnen n Eigenschwingungen das mögliche Schwingungsverhalten des Systems dargestellt werden kann. Jede Eigenschwingung kann dabei durch vier Eigenschwingungsgrößen vollständig beschrieben werden: Eigenfrequenz, Dämpfungskonstante, generalisierte Masse sowie Eigenschwingungsvektor.

Die Lösung des Eigenwertproblems der diskretisierten Bewegungsgleichung auf Grundlage der Parametermatrizen \mathbf{M} , \mathbf{D} , \mathbf{K} (4.1) liefert die Eigenschwingungsgrößen des dynamischen Systems und wird als theoretische oder rechnerische Modalanalyse bezeichnet. Die Beschreibung des Systemverhaltens unter Verwendung von Eigenschwingungsgrößen ist äquivalent der Beschreibung unter Verwendung der Systemparametermatrizen (\mathbf{M} , \mathbf{D} , \mathbf{K}). In der Regel wird die rechnerische Modalanalyse auf Grundlage der Systemgleichungen des dazugehörigen ungedämpften Systems (4.10) durchgeführt, als Ergebnis werden Eigenfrequenzen und dazugehörige Eigenschwingungs-

vektoren ermittelt. Grundlage für die Durchführung der rechnerischen Modalanalyse ist daher zumindest die Kenntnis der Massenmatrix \mathbf{M} und der Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} .

Steht das dynamische System als reales Objekt zur Verfügung, können die Eigenschwingungsgrößen mit Hilfe der experimentellen Modalanalyse ermittelt werden. Die Experimentelle Modalanalyse nimmt im Rahmen dieser Arbeit eine hervorgehobene Stellung ein, da insbesondere auch Dämpfungsparameter ermittelt werden können. Für die experimentelle Ermittlung der Systemeigenschaften können unterschiedliche Verfahren der Modalanalyse angewendet werden.

Eine Möglichkeit ist die Anwendung der klassischen Modalanalyse. Die Struktur wird dabei künstlich angeregt (z.B. transiente oder harmonische Erregersignale). Die Zeitverläufe von Erregung sowie der resultierenden Strukturantworten (Beschleunigungssignale) werden aufgezeichnet. Basierend auf den aufgezeichneten Zeitverläufen werden Schätzungen der Frequenzgänge $h_{ij}(j\Omega)$ ermittelt (zusammengefasst in der Frequenzgangmatrix $\mathbf{H}(j\Omega)$), aus denen unter Anwendung unterschiedlicher Identifikationsverfahren (Zeit- und Frequenzbereichsverfahren) die modalen Parameter des zugrunde gelegten mathematischen Modells (z.B. (4.52) oder (4.59)) ermittelt werden können.

Eine andere Möglichkeit ist die Anwendung der operativen Modalanalyse. Im Gegensatz zur klassischen Modalanalyse basiert die operative Modalanalyse ausschließlich auf den aufgezeichneten Strukturantworten. Die Erregung erfolgt durch natürliche Umgebungsbedingungen wie z.B. Wind, Wellen, Betriebszustände etc.). Eine Aufzeichnung von Erregerkräften ist dabei nicht notwendig. Die Ermittlung der modalen Parameter kann im Zeit- sowie im Frequenzbereich erfolgen. Aufgrund der fehlenden Informationen bezüglich der Anregung sind die identifizierten Eigenschwingungsvektoren unskaliert. Dieses Verfahren ist besonders geeignet für große, künstlich schwer erregbare Strukturen (Bauwerke, Schiffe) oder für Strukturen, die ständig einer nicht erfassbaren, natürlichen Erregung (in nicht zu vernachlässigender Größenordnung) ausgesetzt sind (z.B. schwimmende Stegsysteme).

Im Allgemeinen gibt es Abweichungen und Unterschiede zwischen den Ergebnissen von experimenteller und rechnerischer Modalanalyse. Anhand der Abweichungen ist eine Bewertung der Qualität der Vorhersagemodelle (meist Finite-Element-Modelle) möglich. Basierend auf den experimentellen Ergebnissen kann außerdem eine zielgerichtete Anpassung von Modellparametern innerhalb der FE-Modelle vorgenommen werden, um so die Vorhersagegenauigkeit zu verbessern [46, 47, 48, 49, 11].

Auf der Grundlage von Eigenfrequenzen und dazugehörigen Eigenschwingungsvektoren ist ein vollständiger Modellvergleich nur unter der Annahme einer richtigen Modellierung entweder von Masse oder Steifigkeit möglich. In [50] werden daher Methoden vorgestellt, die die modalen Massen und modalen Steifigkeiten in diesen Vergleich mit einbeziehen.

Auf ähnliche Weise lässt sich dieser Modellvergleich auch durch die Gegenüberstellung von experimentell und auf Grundlage einer Zwangsschwingungsrechnung (Erregung durch eine Einheitskraft von 1N) rechnerisch ermittelten Übertragungsfunktionen vervollständigen. Zwangsschwingungsrechnungen erfolgen durch die Lösung des diskretisierten inhomogenen Bewegungsgleichungssystems (4.1) z.B. durch Verfahren der modalen Superposition unter Verwendung der im Experiment ermittelten Dämpfungsparameter. Durch den Vergleich können außerdem auch die Annahmen zur Dämpfung im Modell überprüft werden. Im Folgenden werden die einzelnen Verfahren näher erläutert.

5.1 Experimentelle Modalanalyse

5.1.1 Klassische Modalanalyse

Die hier dargestellte Vorgehensweise zu Ermittlung der modalen Parameter entspricht dem Phasentrennungsverfahren. Nach [22] ist dies die rechnerische Ermittlung der Eigenschwingungsgrößen eines Mehrfreiheitsgrad-Systems basierend auf der Zusammensetzung der dynamischen Antworten aus den Eigenvektoren. Im Gegensatz zum Phasenresonanzverfahren (siehe [22, 23]), bei dem mittels harmonischer Mehrpunktanregung die Eigenschwingungen jeweils isoliert angeregt werden, ist der experimentelle Aufwand relativ gering.

5.1.1.1 Experimentelle Ermittlung der Frequenzgangmatrix

Die Grundlage für die Bestimmung der modalen Parameter bilden experimentell ermittelte komplexe Frequenzgänge $h_{ij}(j\Omega)$, die in einer komplexen Frequenzgangmatrix $\mathbf{H}(j\Omega)$ zusammengefasst werden. Die systemtheoretische Beschreibung der Zusammensetzung der komplexen Frequenzgänge in Abhängigkeit verschiedener Modellannahmen kann dem Abschnitt 4.4.1 entnommen werden.

Sollen die Frequenzgänge eines Systems bestimmt werden, so muss das System im Vorfeld in n geeignete Messpunkte diskretisiert werden. Es kann gezeigt werden, dass zur Bestimmung der modalen Parameter die Kenntnis einer Zeile oder einer Spalte der Frequenzgangmatrix ausreichend ist. Bei der Ermittlung einer Spalte wird das System an einem Punkt j erregt, und die zugehörigen Antworten an allen n Systempunkten gemessen. Anders wird bei der Zeilenmessung der Erregerpunkt variiert, während der Messort i der Antwort konstant gehalten wird. Die Übertragungsfunktion für einen identischen Anregungs- und Antwortpunkt wird als „Drivingpoint“-Frequenzgang bezeichnet. Aus den Elementen der komplexen Frequenzgangmatrix $\mathbf{H}(j\Omega)$ können dann unter Anwendung unterschiedlicher Identifikationsverfahren die Eigenschwingungsgrößen ermittelt werden.

Zur Ermittlung der Frequenzgänge werden Zeitsignale von Erregung und Antwort durch die schnelle FOURIER-Transformation (FFT) in den Frequenzbereich transformiert. Das Ergebnis sind Amplituden- und Phasenspektren. Da in der Praxis die Zeitfunktionen nur über eine endliche Zeitdauer T gemessen werden können (vgl. Gleichung (4.42)), sind die experimentell ermittelten Frequenzgänge als Schätzungen der Amplitudendichtespektren entsprechend

$$\tilde{x}(j\Omega, T) = \int_0^T x(t) e^{j\Omega t} dt \quad (5.1)$$

aufzufassen. Werden die so ermittelten Spektren von Erregung und Strukturantwort ins Verhältnis gesetzt, ergibt sich die Schätzung des komplexen Frequenzgangs $\tilde{h}_{ij}(j\Omega)$ mit

$$\tilde{h}_{ij}(j\Omega, T) = \frac{\tilde{q}_i(j\Omega, T)}{\tilde{f}_j(j\Omega, T)}. \quad (5.2)$$

Dabei ist $\tilde{q}_i(j\Omega, T)$ die Schätzung des Amplitudendichtespektrum einer Antwort des Systems am Punkt i und $\tilde{f}_j(j\Omega, T)$ die Schätzung des Spektrums der Erregung am Punkt j jeweils in Bezug auf eine Messdauer T . In der Praxis sind den gemessenen Signalen von Anregung und Antwort im Allgemeinen Störsignale überlagert. Um ihren Einfluss bei der Ermittlung der Frequenzgänge zu

reduzieren, können verschiedene Bildungsvorschriften angewendet werden. Wird die Gleichung (5.2) durch den konjugiert komplexen Term $\bar{f}_j(j\Omega, T)/T$ erweitert, so ergibt sich

$$\tilde{h}_{ij}(j\Omega) = \tilde{h}_{ij1}(j\Omega) = \frac{\bar{f}_j(j\Omega)}{T} \frac{T}{\bar{f}_j(j\Omega)} \frac{\tilde{q}_i(j\Omega)}{\tilde{f}_j(j\Omega)} = \frac{\tilde{S}_{fq_{ji}}(j\Omega)}{\tilde{S}_{ff_{jj}}(\Omega)}. \quad (5.3)$$

Wird die Gleichung (5.2) hingegen durch den Term $\bar{q}_i(j\Omega, T)/T$ erweitert, so ergibt sich

$$\tilde{h}_{ij}(j\Omega) = \tilde{h}_{ij2}(j\Omega) = \frac{\bar{q}_i(j\Omega)}{T} \frac{T}{\bar{q}_i(j\Omega)} \frac{\tilde{q}_i(j\Omega)}{\tilde{f}_j(j\Omega)} = \frac{\tilde{S}_{qq_{ii}}(\Omega)}{\tilde{S}_{qf_{ij}}(j\Omega)}. \quad (5.4)$$

Die Größen \tilde{S}_{qq} , \tilde{S}_{ff} , \tilde{S}_{fq} , \tilde{S}_{qf} sind dabei Schätzungen der Auto- bzw. Kreuzleistungsdichtespektren der Signale von Anregung und Antwort (siehe Gleichungen (4.64) und (4.66)). Schätzungen auf Grundlage von Gleichung (5.3) werden auch als H_1 -Schätzung, auf Grundlage von Gleichung (5.4) als H_2 -Schätzung bezeichnet. Es kann gezeigt werden [22], dass bei einer zunehmenden Anzahl von Mittelungen bei Anwendung der H_1 -Schätzung Störungen der Antwortsignale, bzw. bei Anwendung der H_2 -Schätzung Störungen der Erregersignale verschwinden. Die Schätzung H_1 stellt dabei eine untere, die Schätzung H_2 eine obere Schranke des zu ermittelnden Frequenzganges dar. Der Vergleich der Kohärenzfunktion entsprechend Gleichung (4.68) mit den Gleichungen (5.3) und (5.4) führt zu dem Ergebnis, dass

$$\gamma_{xy}^2(\Omega) = \frac{|S_{xy}(j\Omega)|^2}{S_{xx}(\Omega) S_{yy}(\Omega)} = \frac{\tilde{h}_{ij1}(j\Omega)}{\tilde{h}_{ij2}(j\Omega)}. \quad (5.5)$$

Die Kohärenzfunktion kann somit als Maß für die Größe des von beiden Schätzungen aufgespannten Raumes angesehen werden. Für $\gamma^2(\Omega) = 1$ sind die Schätzungen $\tilde{h}_{ij1}(j\Omega)$ und $\tilde{h}_{ij2}(j\Omega)$ identisch. Für die praktische Anwendung sollte eine Kohärenz $\gamma^2(\Omega) = 0.95$ im interessierenden Frequenzbereich angestrebt werden [51].

Entsprechend den Untersuchungsbedingungen kann eine der beiden Schätzungen ausgewählt werden. Auch ist wichtig, dass Mittelungen über mehrere Einzelmessungen die Schätzungen der Frequenzgänge im Allgemeinen verbessern. Durch die Berechnung der Kohärenz kann die Qualität der ermittelten Frequenzgänge bestimmt werden, was aber nur bei Mittelung über mehrere Einzelmessungen sinnvoll ist (bei Einzelmessung $\gamma^2(\Omega) = 1$, siehe [51]).

Bei der klassischen Modalanalyse gibt es hinsichtlich der Wahl der Erregersignale keine Einschränkungen. Die Anregung kann beispielsweise durch ein transientes Signal (Impulssignal eines Hammerschlages) oder auch durch ein harmonisches Kraftsignal (bei schrittweiser Änderung der Frequenz) erfolgen. Als Antwortsignale werden bei der Modalanalyse häufig die gemessenen Beschleunigungen genutzt. Das prinzipielle Vorgehen bei der experimentellen Modalanalyse ist in Abbildung 5.2 gezeigt.

Da die Zeitsignale nur durch Werte zu diskreten Zeitpunkten im Abstand der Abtastzeit (reziproke Abtastfrequenz) gegeben sind, ergibt auch die FOURIER-Transformation nur Spektren diskreter Spektrallinien. Der Frequenzbereich der gemessenen Spektren ist durch die Abtastfrequenz festgelegt. Die Anzahl und somit der Abstand der Spektrallinien wird weiterhin von der Messdauer bestimmt. Bei der Aufnahme der Signale und der Durchführung der FFT muss beachtet werden, dass Frequenzen oberhalb der halben Abtastfrequenz herauszufiltern sind und eventuell Fenster-

funktionen verwendet werden müssen, um Fehler durch Aliasing oder Abbruchfehler zu vermeiden (siehe z.B. [52]).

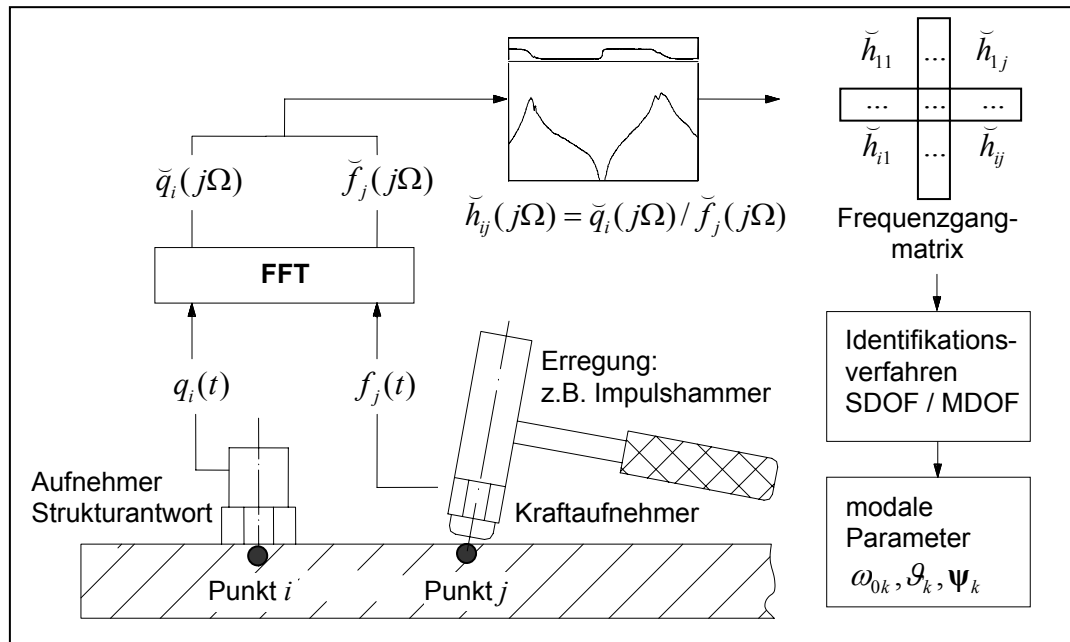


Abbildung 5.2: Prinzip der Durchführung der experimentellen Modalanalyse

5.1.1.2 Parameteridentifikation

Grundlage für die Identifikation von Eigenschwingungsgrößen aus experimentell ermittelten Frequenzgängen ist die Vorgabe der Gleichungsstruktur eines mathematischen Modells, um die Eigenschwingungsgrößen in ihrer entsprechenden Umgebung identifizieren zu können. Ausgehend von Gleichung (4.1) können dies in Abhängigkeit der verwendeten Dämpfungsmodelle z.B. die Ansätze (4.55) oder (4.61) sein. Die Verwendung des Ansatzes (4.55) auf Grundlage allgemeiner viskoser Dämpfung ermöglicht im Unterschied zum Ansatz (4.61) auf Grundlage proportionaler viskoser Dämpfung die Identifikation komplexer Eigenvektoren. Wie bereits im Abschnitt 4.3 dargestellt, können komplexe Eigenvektoren Ausdruck für eine nicht-proportionale Dämpfungsverteilung im System sein. Mit Hilfe des Ansatzes auf Grundlage allgemeiner viskoser Dämpfung ist jedoch auch nur eine Identifikation der Hauptdiagonalelemente der modalen Dämpfungsmatrix möglich.

Aus den gemessenen Frequenzgängen werden als modale Parameter die Eigenfrequenzen ω_{0k} , die modalen Dämpfungsgrade g_k sowie die modalen Konstanten r_{ijk} und daraus abgeleitet die Elemente der Eigenvektoren ψ_{ik} ermittelt. Allgemein erfolgt die Bestimmung der modalen Parameter indem die Modellparameter aus z.B. Gleichung (4.55) bzw. (4.61) so ermittelt werden, dass der daraus resultierende Funktionsverlauf dem experimentell ermittelten Verlauf möglichst weit angenähert wird (Kurvenanpassung). Hierzu gibt es verschiedene Verfahren, um anhand der gemessenen Frequenzgangfunktionen die passenden modalen Parameter und Komponenten der Eigenvektoren zu identifizieren.

Identifikationsverfahren:

Verfahren zur Identifikation modaler Parameter können auf unterschiedliche Weise klassifiziert werden. Ein erstes Unterscheidungsmerkmal ist der Arbeitsbereich der Verfahren. Die Parameter-

identifikation kann dabei im Zeit- oder Frequenzbereich erfolgen. Frequenzbereichsverfahren ermitteln die modalen Parameter direkt aus den gemessenen Frequenzgängen entsprechend den Modellvorgaben (z.B. Gleichung (4.55) bzw. (4.61)). Zeitbereichsverfahren hingegen arbeiten auf Grundlage von Impulsantwort-Funktionen g_{ij} , gebildet z.B. durch die inverse Fouriertransformation der ermittelten Frequenzgänge. Impulsantwort-Funktionen sind ebenfalls charakteristische Funktionen eines dynamischen Systems und beschreiben die Antwort (freie Schwingungen) auf einen Einheitsimpuls im Zeitbereich. Für ein allgemein gedämpftes System (Gleichung (4.55)) lassen sich die Impulsantwort-Funktionen bei gegebenen Anfangsbedingungen nach [24] auch darstellen als

$$g_{ij} = \sum_{k=1}^n \left(r_{ijk} e^{\lambda_k t} + \bar{r}_{ijk} e^{\bar{\lambda}_k t} \right). \quad (5.6)$$

Die Ermittlung der modalen Parameter bei Anwendung von Zeitbereichsverfahren erfolgt im Allgemeinen auf Grundlage von Gleichung (5.6).

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal von Identifikationsverfahren ist die Größe des Frequenzbereiches, auf den die Kurvenanpassung zur Parameteridentifikation angewendet wird, bzw. ob die modalen Größen einer Eigenschwingung oder mehrerer Eigenschwingungen gleichzeitig ermittelt werden. Die Identifikationsverfahren werden dann als SDOF (Single Degree of Freedom) – Verfahren bzw. MDOF (Multi Degree of Freedom) – Verfahren bezeichnet. Die SDOF-Verfahren basieren auf der Theorie des Einmassenschwingers und können nur zur Analyse von modal nicht gekoppelten Eigenformen verwendet werden.

Liegen zwei oder mehrere Eigenfrequenzen so dicht zusammen, dass die Eigenform beim schwingen in einer Eigenfrequenz von den Eigenformen der benachbarten Eigenschwingung überlagert wird, sind die Eigenschwingungen modal gekoppelt. Zur Identifikation der modalen Parameter müssen somit alle zu berücksichtigenden Eigenschwingungen unter Verwendung von MDOF-Verfahren gleichzeitig angepasst werden. Der Begriff der modalen Kopplung lässt sich z.B. am Beispiel des Übertragungsverhaltens eines Systems mit proportionaler Dämpfung (4.44) veranschaulichen. Die Gleichung kann hierzu auch in folgender Form geschrieben werden

$$h_{ij} = \sum_{k=1}^{l-1} \left[\frac{\psi_{ik} \psi_{jk}}{m_k (\omega_{0k}^2 - \Omega^2 + 2j \mathcal{G}_k \omega_{0k} \Omega)} \right] + \frac{\psi_{il} \psi_{jl}}{m_l (\omega_{0l}^2 - \Omega^2 + 2j \mathcal{G}_l \omega_{0l} \Omega)} + \sum_{k=l+1}^n \left[\frac{\psi_{ik} \psi_{jk}}{m_k (\omega_{0k}^2 - \Omega^2 + 2j \mathcal{G}_k \omega_{0k} \Omega)} \right]. \quad (5.7)$$

Wird das System nun in seiner l -ten Eigenfrequenz mit $\Omega = \omega_{0l}$ angeregt, so ergibt sich aus Gleichung (5.7)

$$h_{ij} = \frac{\psi_{il} \psi_{jl}}{2j m_l \mathcal{G}_l \omega_{0l}^2} + \text{Rest}(\Omega = \omega_{0l}). \quad (5.8)$$

Für den Fall, dass entsprechend Gleichung (5.8) gilt: $\text{Rest}(\Omega = \omega_{0l}) \approx 0$, ist die l -te Eigenschwingung nicht modal gekoppelt. Trifft dies allerdings nicht zu, muss von modal gekoppelten Eigenschwingungen ausgegangen werden.

Ein letztes wesentliches Unterscheidungsmerkmal bezieht sich auf die Anzahl von experimentell ermittelten Frequenzgängen, die gleichzeitig zur Parameteridentifikation im Rahmen einer Analyse verwendet werden. Es existieren Verfahren, die nur einen Frequenzgang zur Identifikation der modalen Parameter verwenden. Häufig bietet sich hierzu die Übertragungsfunktion am „Drivingpoint“ an. Die ermittelten Parameter können demzufolge als lokale Schätzungen der Systemparameter

aufgefasst werden. Andere Verfahren verwenden zur Parameteridentifikation gleichzeitig mehrere Frequenzgänge oder auch mehrere Frequenzgänge unterschiedlicher Referenzen (bei Ermittlung mehrerer Spalten oder Zeilen der Übertragungsmatrix). Die so ermittelten modalen Parameter stellen dann eine globale Schätzung dar.

Im Folgenden sollen einige der verwendeten Identifikationsverfahren kurz vorgestellt werden. Vertiefende Informationen sowie Herleitungen der verschiedenen Verfahren sind der Literatur (z.B. [22, 24, 53] zu entnehmen.

Das „SDOF-Polynomial-Verfahren“ sowie „Peak-Amplitudenverfahren-Verfahren“ sind Beispiele für einfache Einfreiheitsgradverfahren und arbeiten im Frequenzbereich. Es werden unter Verwendung eines Frequenzganges jeweils die Parameter einer Eigenschwingung anhand des Kurvenverlaufes in Resonanznähe bestimmt. Es ist aber darauf hinzuweisen, dass diese einfachen Verfahren in zweierlei Hinsicht Einschränkungen unterliegen. Zum einen ist ihre Genauigkeit (Dämpfung und modale Konstante) abhängig von der genauen messtechnischen Erfassung der Frequenzgänge im Bereich der Resonanz (insbesondere beim Peak-Amplituden-Verfahren). Zum anderen können nicht berücksichtigte Anteile benachbarter Moden (Annahme der modalen Entkopplung nicht zutreffend) die Schätzungen der modalen Parameter beeinflussen.

Das „Circle-Fit-Verfahren“ ist ebenfalls ein Einfreiheitsgradverfahren, das unter Verwendung eines Frequenzganges die modalen Parameter im Frequenzbereich abschätzt. Real- und Imaginärteil der Übertragungsfunktion werden dabei als Ortskurve dargestellt und in Resonanznähe durch einen Kreis approximiert. Durch einen Algorithmus zur Minimierung des mittleren quadratischen Fehlers kann die Genauigkeit des angenäherten Kreises erhöht werden. Im Gegensatz zu den zuvor vorgestellten Verfahren kann auch der Einfluss benachbarter Moden bis zu einem gewissen Grade isoliert werden [24, 53].

Das „Komplex-Exponential-Verfahren“ ist ein Mehrfreiheitsgrad-Verfahren, arbeitet im Zeitbereich (siehe Gleichung (5.6)) und ermittelt die modalen Parameter auf Grundlage einer Übertragungsfunktion. Es können somit auch modal gekoppelte Eigenschwingungen identifiziert werden, wobei die Schätzungen lokalen Charakter haben.

Das „Polyreferenz“-Verfahren ist ebenfalls ein Mehrfreiheitsgrad-Verfahren. Es arbeitet im Zeitbereich und verwendet mehrere Frequenzgänge mehrerer Referenzen (bei erfolgter experimenteller Bestimmung mehrerer Spalten bzw. Zeilen der Übertragungsmatrix) gleichzeitig zum Schätzen der Parameter der Eigenschwingungen im betrachteten Frequenzbereich. Zur Kurvenanpassung werden Matrizen mit Polynomfunktionen gebildet, deren Parameter durch ein Fehlerquadratminimum-Verfahren aus den FOURIER-Rücktransformierten der Frequenzgänge ermittelt werden. Die ermittelten modalen Parameter stellen eine globale Schätzung des Systemverhaltens dar.

In vielen praktischen Anwendungsfällen, so auch bei schiffbaulichen Strukturen, ist die Annahme modal entkoppelten Systemverhaltens nicht zutreffend, so dass, insbesondere bei einer hohen modalen Dichte, die Anwendung von Mehrfreiheitsgrad-Verfahren (MDOF) zur Identifikation der modalen Parameter notwendig wird. Zu empfehlen sind dabei Verfahren, die eine globale Schätzung der modalen Parameter ermöglichen (Polyreferenz-Verfahren). Sind globale Schätzungen nicht möglich, so können unter Anwendung z.B. des Complex-Exponential-Verfahrens einzelne, „gut ausgeprägte“ Frequenzgänge (z.B. „Drivingpoint“-Frequenzgang) ausgewertet werden. Die Schätzungen haben dann aber nur lokalen Charakter. Für ausgewählte Moden, die den Annahmen der modalen Entkopplung genügen, ist die Anwendung des Circle-Fit-Verfahrens möglich.

Die Vorgabe des einer Identifikation zugrunde liegenden mathematischen Modells, insbesondere bezüglich der Modellierung (bzw. Identifikation) der Dämpfung, erfolgt unabhängig von den beschriebenen Identifikationsverfahren. Die Verfahren ermitteln im Allgemeinen die modalen Parameter, je nach Modellvorgabe ((4.55) bzw. (4.61)) sowohl auf Grundlage allgemeiner als auch proportionaler viskoser Dämpfung. Da die Festlegung der Modellvorgabe vor einer Parameteridentifikation erfolgt, sind die getroffenen Annahmen nachträglich zu prüfen und gegebenenfalls zu ändern. Fehlerhafte Annahmen zur Dämpfungsmodellierung können die Identifikation der modalen Parameter (nicht nur der Dämpfungsparameter) beeinflussen. Nochmals sei hier auch auf die Problematik der reellen und komplexen Eigenvektoren hingewiesen (siehe auch Abschnitt 5.3).

5.1.2 Operative Modalanalyse

5.1.2.1 Experimentelle Ermittlung von Strukturantworten

Die Ermittlung modaler Parameter bei Anwendung der operativen Modalanalyse basiert auf der messtechnischen Erfassung ausschließlich von Strukturantworten, hervorgerufen durch die auf die Struktur einwirkenden natürlichen Erregungen wie z.B. Wind und Wellen. Eine künstliche Anregung der Struktur sowie eine messtechnische Erfassung von Erregerkräften sind darum nicht notwendig. Eine Anregung durch Umgebungsbedingungen kann idealer Weise als unkorreliertes, stationäres, mittelwertfreies, GAUSS-verteiltes weißes Rauschen ($S_{ff}(\Omega) = \text{konst.}$ für $0 < \Omega < \infty$), also allgemein als eine zeitlich zufällig verteilte Erregungen, angenommen werden. Für eine effektive Anwendung der Identifikationsverfahren, insbesondere zur Identifikation gekoppelter Eigenschwingungen, ist außerdem eine Mehrpunktanregung sicherzustellen. Die Erregung sollte also nicht nur zeitlich sondern auch örtlich zufällig verteilt sein (Bereiche „örtlich korrelierender“ Erregungen wesentlich kleiner als die Strukturabmessungen).

Dies ist bei der Untersuchung großer Schiffsstrukturen als gegeben anzusehen, da Wind und Wellenlasten im betrachteten Größenmaßstab eine zufällige örtliche Verteilung aufweisen. Einschränkungen gibt es bezüglich der spektralen Eigenschaften der Wellenanregung, da mit abnehmender Wellenlänge auch die Wellenhöhen abnehmen. Die Anregung kann daher als tiefpassgefiltertes weißes Rauschen angenommen werden. Somit ist auch der erfass- und auswertbare Frequenzbereich der Strukturantworten spektral begrenzt.

Werden Strukturen in ihrer natürlichen Umgebung (z.B. Betriebszustand) untersucht, so können auch zusätzliche Erregungen durch den Betrieb von Maschinen und Aggregaten auf die Struktur einwirken, die oft harmonische sind. Die Spektren der Anregung und daraus resultierend auch die der Strukturantworten können somit harmonische Anteile enthalten, die im Verlauf der Parameteridentifikation von den strukturellen Moden separiert werden müssen. Hierfür existieren verschiedene Verfahren bzw. Vorgehensweisen (siehe Abschnitt 6.5).

Die in den letzten Jahren zunehmende Anwendung der operativen Modalanalyse ist nicht zuletzt auf die beschleunigte Entwicklung von Sensorik und Messdatenerfassung zurückzuführen. Strukturantworten infolge natürlicher Erregung sind im Allgemeinen sehr klein, was zu erhöhten Anforderungen an die Empfindlichkeit und die dynamische Bandbreite (hohe dynamische Auflösung, geringer Rauschpegel) von Sensoren führt. Harmonische Anteile des Antwortspektrums infolge im Betrieb befindlicher Maschinen und Aggregate können unter Umständen die Anteile infolge der natürlichen, stochastischen Anregung um ein Vielfaches übersteigen und führen zu erhöhten Anforderungen an die dynamische Auflösung (geringes digitales Rauschen) des Datenerfassungssystems.

Neben der Qualität der aufgezeichneten Daten sind die erforderlichen Messdauern sicherzustellen. Die Korrelationsdauer für einen ausgewählten Mode bei stochastischer Anregung beträgt nach [25] $(\mathcal{G}_k \omega_k)^{-1}$. Ein Datensegment sollte mindestens diese Zeitdauer aufweisen, um den Einfluss von Abbruchfehlern (Leakage) bei der Ermittlung der Leistungsdichtespektren (siehe auch Abschnitt 5.1.2.1) deutlich zu minimieren. Bei der Annahme, dass für eine zuverlässige Schätzung der spektralen Leistungsdichten 100 Mittelungen notwendig sind, ergibt sich die Gesamtmessdauer aus

$$T = \max \left[\frac{100}{\mathcal{G}_k \omega_k} \right] \quad (5.9)$$

Analog zur klassischen Modalanalyse müssen die Systemantworten an unterschiedlichen Orten der Struktur aufgenommen werden. Dabei sind die Anzahl, die Position sowie die Orientierung der zu messenden Freiheitsgrade festzulegen, um die interessierenden Eigenschwingformen eindeutig unterscheidbar aufzulösen. Sind mehrere Messreihen notwendig, um alle Datensätze aufzuzeichnen, ist die Verwendung von Referenzsensoren erforderlich, die ihre Positionen während der gesamten Untersuchung beibehalten.

Als Ergebnis des messtechnischen Teils der Untersuchung liegen Zeitdatensätze von verschiedenen Messstellen vor, die sich, wie in Abbildung 5.3 dargestellt, aus unterschiedlichen Anteilen zusammensetzen

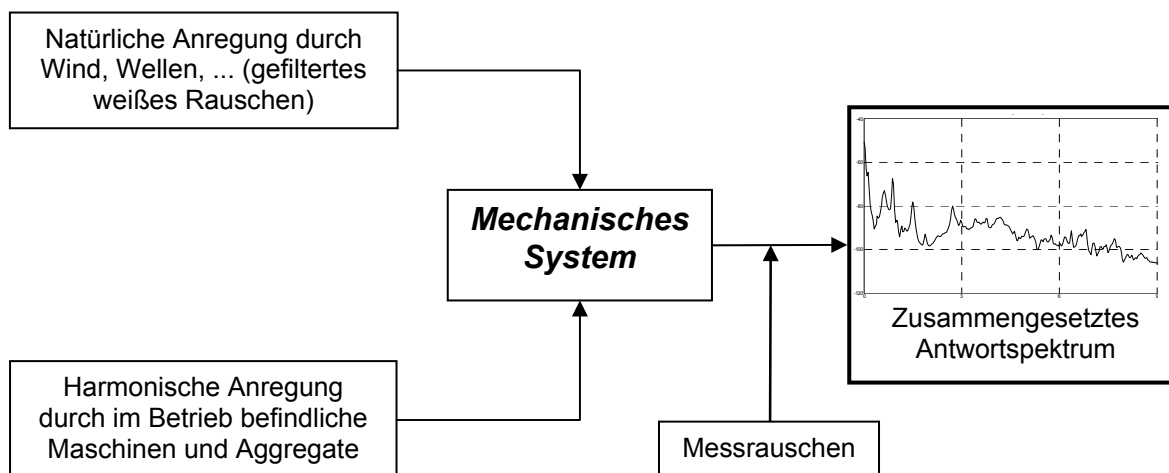
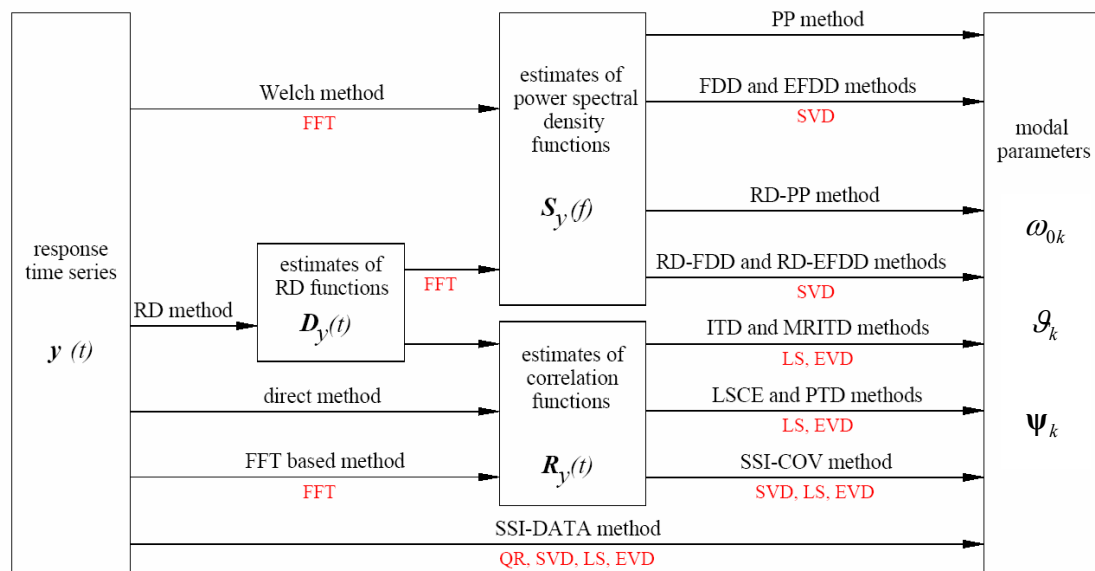


Abbildung 5.3: Zusammensetzung der aufgezeichneten Strukturantworten

Die weitere Aufgabe besteht nun darin, unter Anwendung geeigneter Identifikationsverfahren die strukturellen Moden aus dem zusammengesetzten Antwortspektrum zu separieren, sowie deren modale Parameter zu bestimmen. Als modale Parameter können Eigenkreisfrequenzen ω_{0k} , Dämpfungsgrade \mathcal{G}_k sowie Eigenschwingungsvektoren ψ_k ermittelt werden. Aufgrund fehlender Informationen über die Erregung ist die Ermittlung modaler Konstanten bzw. skalierten Eigenschwingungsvektoren in der Regel nicht möglich. Auf spezielle Verfahren der Ermittlung skalierten Eigenschwingungsvektoren auf Grundlage wiederholter Messungen mit Zusatzmassen (z.B. [54, 55]) soll hier nicht eingegangen werden.

5.1.2.2 Parameteridentifikation

Verfahren zur Identifikation modaler Parameter auf Grundlage gemessener Strukturantworten bei stochastischer Anregung existieren sowohl für den Zeit- als auch den Frequenzbereich. Einen Überblick über die unterschiedlichen Verfahren wird z.B. in [25, 26] gegeben. Für Abbildung 5.4 wurde aus [26] eine Darstellung übernommen, die Zusammenhänge veranschaulicht und einzelne Verfahren sowie deren zugrunde liegenden Techniken vorstellt.



Numerical techniques used:

FFT	fast Fourier transformation	SVD	singular value decomposition
LS	least squares fitting	EVD	eigenvector decomposition
QR	orthogonal decomposition		

Abbildung 5.4: Identifikationsverfahren der operativen Modalanalyse aus [26]

Frequenzbereichsverfahren sind in der Regel nicht-parametrische Identifikationsverfahren. Ihnen liegen Schätzungen der Leistungsdichtespektren der Strukturantworten zugrunde (siehe auch [22, 56]). Ausgangspunkt für die Anwendung parametrischer Zeitbereichsverfahren können zum einen Schätzungen der Korrelationsfunktionen aber auch direkt die aufgezeichneten Zeitdatensätze sein. Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen wurden die Enhanced Frequency Domain Decomposition Technik (EFDD) als Frequenzbereichsverfahren sowie die Stochastic Subspace Identification Technik (SSI) als Zeitbereichsverfahren, direkt basierend auf gemessenen Zeitdatensätzen, angewendet. Im Folgenden sollen beide Verfahren kurz erläutert werden.

Frequenzbereichsverfahren: Frequency Domain Decomposition Technique (FDD)

Ausgangspunkt dieses von Brinker et al [57, 58, 59] im Jahre 2000 vorgestellten Verfahrens bildet die Darstellung des Übertragungsverhaltens mechanischer Systeme im Frequenzbereich bei stochastischer Anregung entsprechend Gleichung (4.69).

Erfolgt die Erregung des Systems durch zeitlich und örtlich unkorreliertes weißes Rauschen, was bedeutet, dass die dazugehörige Leistungsdichtematrix im Idealfall eine ausschließlich diagonal besetzte Matrix $S_{ff}(j\Omega) = S_{diag}$ ist, so kann zusammen mit der Darstellung der Übertragungsmatrix

des allgemein gedämpften Systems entsprechend Gleichung (4.54) die Systemantwort beschrieben werden mit

$$\mathbf{S}_{qq}(j\Omega) = \sum_{k=1}^n \sum_{l=1}^n \left[\frac{\mathbf{R}_k}{-j\Omega - \lambda_k} + \frac{\overline{\mathbf{R}}_k}{-j\Omega - \bar{\lambda}_k} \right] \mathbf{S}_{diag} \left[\frac{\mathbf{R}_l}{j\Omega - \lambda_l} + \frac{\overline{\mathbf{R}}_l}{j\Omega - \bar{\lambda}_l} \right]^T. \quad (5.10)$$

Das Leistungsdichtespektrum der Systemantworten lässt sich somit unter Berücksichtigung unbekannter Skalierungsfaktoren (Diagonalelemente der Matrix \mathbf{S}_{diag}) als eine modale Superposition darstellen bzw. in modale Komponenten zerlegen. Die Diagonalelemente der Matrix \mathbf{S}_{diag} können dabei frequenzinvariant (ideal weißes Rauschen) oder in Abhängigkeit der realen Gegebenheiten frequenzveränderlich sein ($\mathbf{S}_{diag}(j\Omega)$). Nach [57, 59] ist die Darstellung der Systemantworten als Überlagerung modaler Komponenten auch dann möglich, wenn die Matrix \mathbf{S}_{ff} einen Rangabfall aufweist, die Erregung also zum Teil örtlich korreliert und die Matrix nicht ausschließlich diagonal besetzt ist. Voraussetzung ist, dass bei einer beliebigen Frequenz Ω nur wenige Moden (meist ein oder zwei) einen signifikanten Anteil an der Systemantwort haben. Generell können aber bei einer zunehmend örtlich unkorrelierten Anregung (unabhängige natürliche Anregung an einer zunehmenden Anzahl von Freiheitsgraden) verbesserte Ergebnisse erzielt werden.

Die Leistungsdichtematrix der Systemantworten \mathbf{S}_{qq} beschreibt das Antwortverhalten der Struktur in physikalischen Koordinaten \mathbf{q} . Auch hier ist es möglich, entsprechend der Transformationsbeziehung (4.12), die Leistungsdichtematrix in modale Koordinaten \mathbf{x} zu transformieren. Es folgt somit

$$\mathbf{S}_{qq}(j\Omega) = \mathbf{\Psi} \mathbf{S}_{xx}(j\Omega) \mathbf{\Psi}^T. \quad (5.11)$$

Die Matrizen in physikalischen und modalen Koordinaten sind über die Modalmatrix miteinander verknüpft. Da die einzelnen Moden in der Regel nicht miteinander korrelieren, ist die Spektralmatrix in modalen Koordinaten eine Diagonalmatrix. Die in der Modalmatrix zusammengefassten Eigenvektoren sind orthogonal. Gleichung (5.11) entspricht somit einer Singulärwertzerlegung der spektralen Leistungsdichtematrix. Wird die Singulärwertzerlegung für jeden aufgenommenen Frequenzschritt durchgeführt, so erhält man den Verlauf der Singularwerte über der Frequenz. Im Bereich der Resonanz wird der erste Singulärwert maximal und entspricht dem Verlauf des Autoleistungsdichtespektrums. Bei Resonanz ist der dazugehörige Singulärvektor gleich dem Eigenvektor. Für den Fall gekoppelter Moden werden auch die nachfolgenden Singulärwerte groß. Erfüllt die Anregung die bereits genannten Anforderungen, so ergibt der Verlauf der Singulärwerte eine Darstellung der Autoleistungsdichtefunktionen der entkoppelten Moden des Systems. Beispielhaft wird in Abbildung 5.5 eine Singulärwertzerlegung der spektralen Leistungsdichtematrizen der Systemantworten eines diskreten Schwingungssystems (Abbildung 4.1) dargestellt, wobei der Vorgang von Erregung und Datenerfassung rechnerisch simuliert wurde.

Eigenfrequenzen und Dämpfungen können anhand des durch die Singulärwertzerlegung ermittelten Autoleistungsdichtespektrums bestimmt werden (*Enhanced Frequency Domain Decomposition*, EFDD). Hierzu wird der Verlauf der Singulärwerte im Bereich der Resonanz in den Zeitbereich transformiert. Die Größe des Bereiches wird über die Orthogonalitätseigenschaften (MAC-Kriterium, siehe Gleichung (5.14)) der dazugehörigen Singulärvektoren festgelegt. Bei gekoppelten Moden kann auch der Verlauf des zweiten Singulärwertes in den zu transformierenden Bereich mit einbezogen werden, wie in Abbildung 5.6 zu sehen ist. Als Ergebnis einer Transformation in den Zeitbereich liegt die Autokorrelationsfunktion der betrachteten Eigenschwingung vor. Aus ihr lassen sich mit Hilfe einfacher Verfahren Eigenfrequenz und Dämpfung bestimmen (siehe Abbildung 5.7).

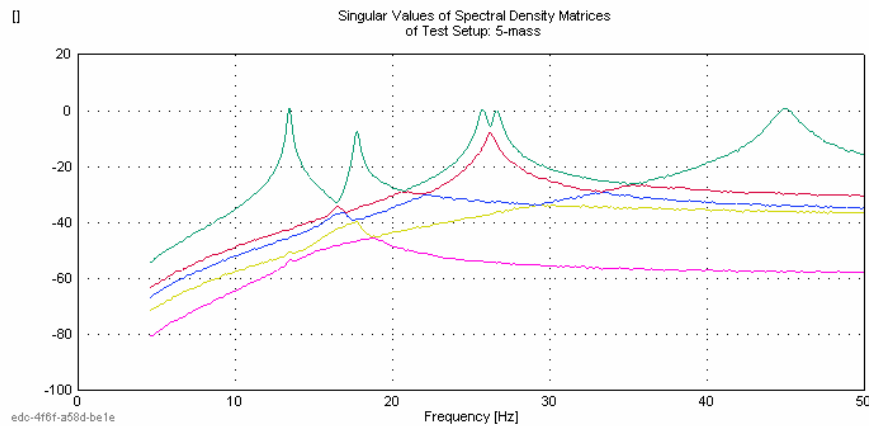


Abbildung 5.5: Verlauf der Singulärwerte am Beispiel eines diskreten Schwingungssystems (rechnerische Simulation)

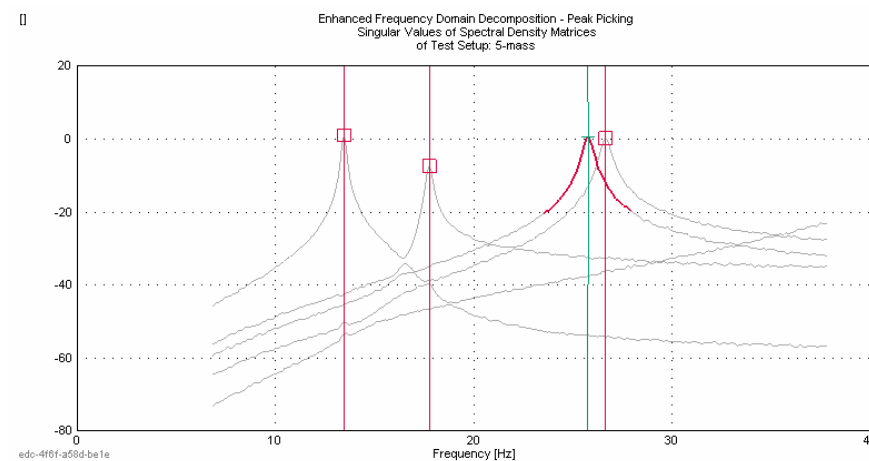


Abbildung 5.6: Ausgewählter Verlauf der Singulärwerte zur Transformation in den Zeitbereich bei gekoppelten Moden (Berücksichtigung der ersten und zweiten Singulärwerte)

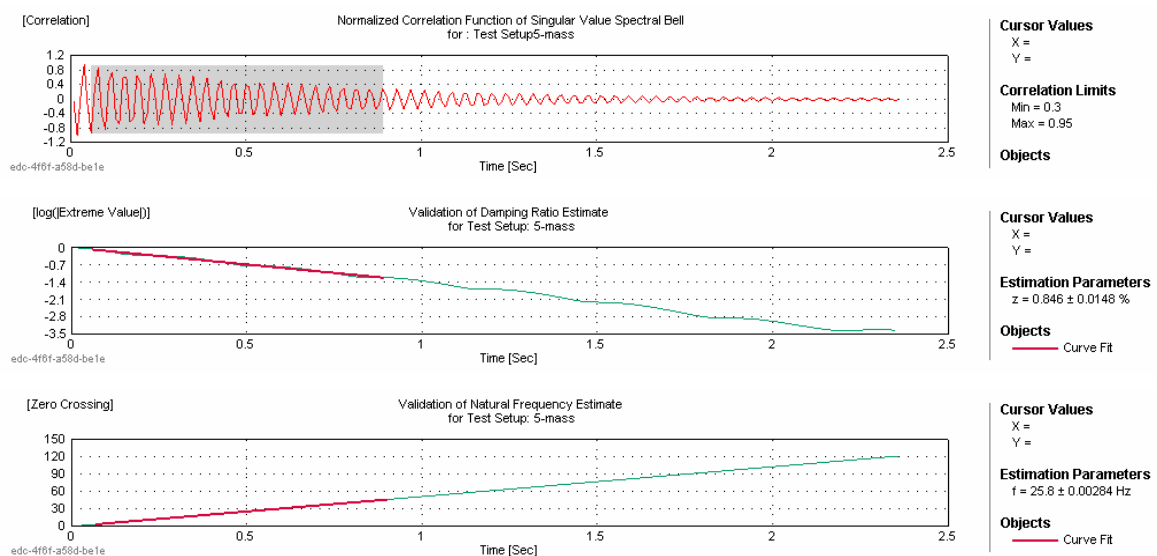


Abbildung 5.7: Ermittelte Autokorrelationsfunktion und daraus resultierende Bestimmung der Dämpfung über das logarithmische Dekrement sowie der Eigenfrequenz über die Periodendauer

Zeitbereichsverfahren: Stochastic Subspace Identifikation (SSI)

Bei herkömmlichen Zeitbereichsverfahren erfolgt die Schätzung der modalen Parameter durch eine Anpassung exponentiell abklingender Ansatzfunktionen entsprechend Gleichung (5.6). Bei der klassischen Modalanalyse bilden die Impulsantwortfunktionen die Datenbasis für diese Anpassung. Werden die Systemantworten durch eine stochastische Anregung hervorgerufen, beschränkt sich die zugrunde liegende Datenbasis auf Korrelationsfunktionen (siehe Abschnitt 4.4.2.1). Aufgrund der gleichen Vorgehensweise finden einzelne Anpassungsverfahren sowohl in der operativen als auch der klassischen Modalanalyse Anwendung. Bei den herkömmlichen Zeitbereichsverfahren erfolgt keine zusätzliche Modellierung des Rauschens. Bei der Anpassung wird das vorhandene Rauschen durch zusätzliche Moden, so genannte Rausch-Moden, berücksichtigt. Im Unterschied dazu wird bei den SSI-Verfahren die Modellierung des Rauschens mit in die Anpassung einbezogen, was im Anpassungsergebnis zu einer reduzierten Anzahl von Rausch-Moden führt.

Die hier verwendeten SSI-Verfahren basieren direkt auf den Zeitdatensätzen der Systemantworten und nutzen die Vorteile der Zustandsraumdarstellung. In der zeitdiskreten Formulierung kann das Zustandsraum-Modell beschrieben werden mit

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{t+1} &= \mathbf{A}_D \mathbf{x}_t + \mathbf{w}_t \\ \mathbf{y}_t &= \mathbf{C} \mathbf{x}_t + \mathbf{v}_t \end{aligned} \quad (5.12)$$

Die erste Modellgleichung wird als Zustandsgleichung bezeichnet und beschreibt das dynamische Verhalten des mechanischen Systems. Die zweite Gleichung ist die Beobachtungs- oder Messgleichung. Sie legt fest, welche Teile (Freiheitsgrade) des mechanischen Systems beobachtet bzw. gemessen werden können. Die gemessene Antwort des Systems \mathbf{y}_t wird von den zwei stochastischen Prozessen \mathbf{w}_t und \mathbf{v}_t generiert. Das Prozessrauschen \mathbf{w}_t ist die Anregung des mechanischen Systems, wohingegen das Messrauschen \mathbf{v}_t eine direkte Störung der Systemantworten darstellt. Das dynamische Verhalten des Systems wird durch die Zustandsmatrix \mathbf{A}_D beschrieben, der Vektor \mathbf{x}_t ist der Zustandsvektor des Systems. Im Verlauf der Identifikation erfolgt die Ermittlung der Zustandsvariablen \mathbf{x}_t (Projektion) sowie der Matrizen \mathbf{A}_D und \mathbf{C} (Regression) aus denen abschließend die modalen Parameter ermittelt werden können. Eine ausführliche Darstellung zur Theorie der SSI-Verfahren kann [60] entnommen werden.

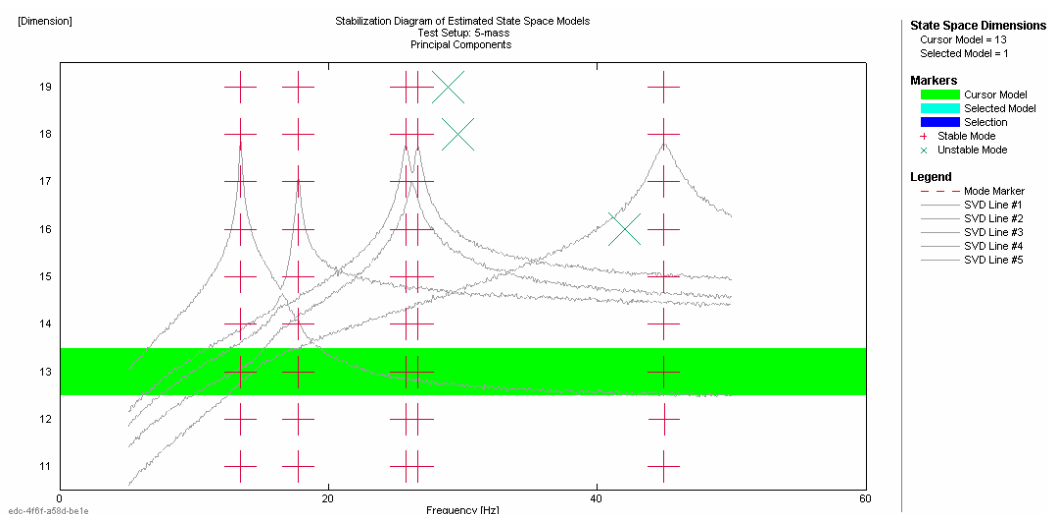


Abbildung 5.8: Stabilitätsdiagramm für ein diskretes Schwingungssystem (Abbildung 4.1)

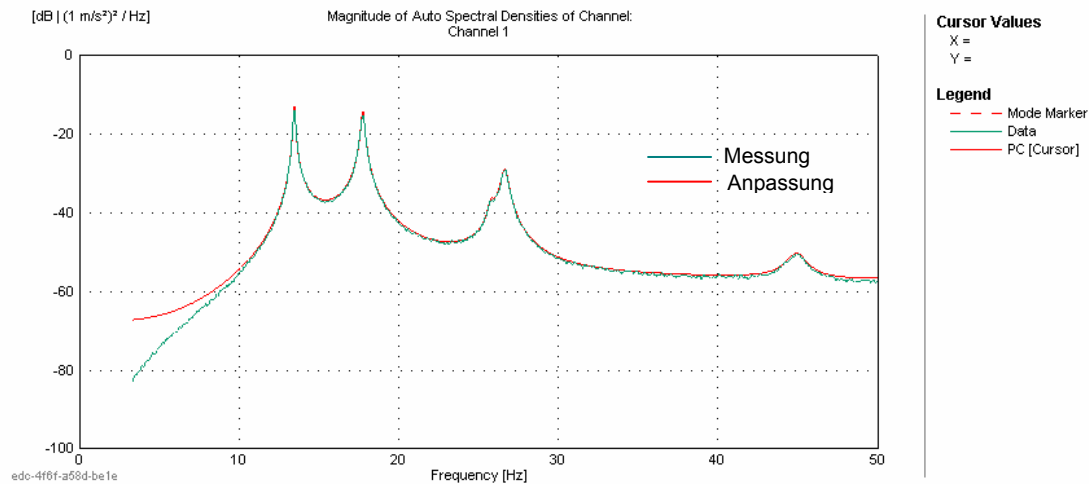


Abbildung 5.9: Synthetisiertes Autoleistungsdichtespektrum am Freiheitsgrad 1

Im Rahmen der Untersuchungen wurden drei unterschiedliche SSI-Algorithmen angewendet: der Unweighted Principal Component Algorithmus (UPC), der Principal Component Algorithmus (PC) sowie der Canonical Variate Analysis Algorithmus (CVA). Die Auswahl eines Algorithmus in Abhängigkeit von den Anregungsbedingungen kann die Qualität der Parameterschätzung erhöhen. In der praktischen Anwendung des Verfahrens werden die Moden (bzw. Modelle) aus einem auch für die klassische Modalanalyse typischen Stabilitätsdiagramm ausgewählt. Die Dimension des Zustandsmodells soll dabei doppelt so groß sein wie die Anzahl der berücksichtigten Moden. In Abhängigkeit von festgelegten Kriterien kann die Stabilität der Moden bei unterschiedlichen Modellordnungen (Dimensionen) die Auswahl des optimalen Modells unterstützen. Stabilitätsdiagramm und ein synthetisiertes Leistungsdichtespektrum für das bereits beschriebene diskrete Schwingungssystem sind beispielhaft in den Abbildungen 5.8 und 5.9 dargestellt.

5.2 Rechnerische Modalanalyse

Wie in Abbildung 5.1 dargestellt sind die Vorgehensweisen bei der experimentellen und rechnerischen Ermittlung des Systemverhaltens unterschiedlich. Während die experimentelle Modalanalyse ausgehend von experimentell ermittelten Frequenzgängen die modalen Parameter eines dynamischen Systems im allgemeinen mit Hilfe von Kurvenanpassungsverfahren bestimmt, basiert die rechnerische Modalanalyse auf der Lösung des Eigenwertproblems der Bewegungsgleichungen entsprechend Gleichung (4.1).

In den meisten Fällen wird die rechnerische Modalanalyse unter Verwendung der Finite-Elemente-Methode durchgeführt. Voraussetzung ist hierfür die Vorgabe bzw. Kenntnis von Masse-, Steifigkeits- und Dämpfungsverteilung.

Aufgrund der oft ungenügenden Vorabkenntnis des Dämpfungsverhaltens beschränkt man sich in diesem Stadium der Untersuchungen meist ausschließlich auf eine Modellierung von Masse und Steifigkeit und somit auf eine Ermittlung der (dazugehörigen) ungedämpften Bewegungsgleichungen (4.10) des diskretisierten dynamischen Systems. Das zu lösende Eigenwertproblem ist somit ein reelles Eigenwertproblem, als Ergebnis werden rein imaginäre Eigenwertpaare (4.11) und reelle Eigenvektoren ermittelt. Die Berücksichtigung einer proportionalen (z.B. RAYLEIGH'SCHEN) Dämpfung führt ebenfalls auf ein reelles Eigenwertproblem, wobei die ermittelten Eigenfrequenzen und Eigenvektoren identisch denen des ungedämpften Systems sind.

Zur Lösung des Eigenwertproblems können verschiedene Verfahren angewendet werden. Am gebräuchlichsten ist hierbei die LANCZOS'SCHE Methode. Weiterführende Informationen zu den Lösungsverfahren sind der Literatur z.B. [2] zu entnehmen.

5.3 Vergleich rechnerischer und experimenteller Modalanalyse

Sowohl die rechnerische als auch die experimentelle Modalanalyse führen zu einer Beschreibung des Systemverhaltens auf Grundlage des modalen Modells. Somit können die rechnerisch (theoretisch) und die experimentell ermittelten Modellparameter miteinander verglichen werden. Bei einem Vergleich werden in den meisten Fällen Unterschiede zwischen der rechnerischen Vorhersage und der experimentellen Identifikation auftreten. Ursachen können zum einen im Bereich der experimentellen Modalanalyse liegen und resultieren aus Mess- und Auswertefehlern. Diese Fehler können jedoch nach dem heutigen Stand der Technik weitestgehend vermieden werden. Es ist aber anzumerken, dass es nicht immer möglich ist, experimentelle Untersuchungen unter entsprechend idealen Bedingungen durchzuführen. Insbesondere bei komplexen Strukturen mit einer hohen Modendichte können z.B. Einschränkungen bei der Wahl geeigneter Erregerpunkte oder Einschränkungen bei der Anzahl der zu messenden Strukturpunkte zu Problemen bei der nachfolgenden Identifikation bezüglich der vollständigen Erfassung aller Eigenschwingungen eines festgelegten Frequenzbereiches führen.

Eine weitere Ursache für Unterschiede zwischen Rechnung und Experiment können Fehler in der Finite-Element-Modellierung sein. Mögliche Fehlerquellen bei der Modellierung werden häufig in Modellstruktur-Fehler und in Modellparameter-Fehler unterteilt. Zu den Modellstruktur-Fehlern zählen fehlerhafte Annahmen bei der Beschreibung des strukturmechanischen Verhaltens (z.B. Verwendung eines ungeeigneten Elementtyps) sowie Diskretisierungsfehler (zu geringe Netzdichte). Ebenso zählen hierzu Probleme, die bei der Abschätzung von Systemrandbedingungen auftreten können, insbesondere wenn ein aus einem Gesamtsystem herausgelöstes Rechenmodell betrachtet wird. Modellparameter-Fehler werden hingegen durch fehlerbehaftete Annahmen von Modellparametern wie z.B. E-Modul, Flächenträgheitsmomenten usw. verursacht. Eine weitere Fehlerquelle des theoretischen Modellierens sowie auch der experimentellen Identifikation kann eine durchgeführte Linearisierung eines möglichen nichtlinearen Strukturverhaltens durch Vorgabe der linearen Gleichungsstruktur (4.1) sein.

Doch nicht nur die beschriebenen Fehler haben einen Einfluss auf den Vergleich von Experiment und Berechnung. Auch haben berechnete und experimentell ermittelte Eigenvektoren „naturgemäß“ unterschiedliche Eigenschaften. So ist die Ordnung p des experimentell ermittelten modalen Modells normalerweise kleiner als die Anzahl n der auf dem System verteilten Messpunkte ($p < n$). Man spricht hierbei auch von einem unvollständigen experimentellen Modell. Weiterhin ist die Ordnung m des aus der Finite-Element-Methode resultierenden Rechenmodells in der Regel viel größer als die des experimentellen Modells, woraus folgt, dass $m > n > p$. Für die modale Betrachtungsweise folgt daraus, dass die Eigenschwingungsvektoren nicht identisch sind und somit die des Rechenmodells in geeigneter Weise reduziert oder die experimentell identifizierten erweitert werden müssen.

Auch können im Gegensatz zu den berechneten Eigenvektoren experimentell identifizierte Eigenschwingungsvektoren in Abhängigkeit vom zugrundeliegenden Anpassungsmodell komplex sein und müssen so für einen Vergleich auf „äquivalente reelle Eigenvektoren“ transformiert werden. Eine sehr einfache Möglichkeit dieser Transformation ist die Berechnung des Betrages jedes Elementes des komplexen Eigenvektors multipliziert mit dem Vorzeichen des Realteils des entspre-

chenden Elementes. Obwohl dieses Vorgehen eine sehr grobe Approximation darstellt, wird es insbesondere bei leicht gedämpften Strukturen mit nur geringen Streuungen des Phasenwinkels oft angewendet. Andere Verfahren (z.B. [61]) benutzen eine globale Transformationsmatrix für alle Eigenvektoren, um die äquivalenten reellen Eigenvektoren zu ermitteln. In [41] wird eine Methode vorgeschlagen, nach der für die einzelnen Eigenvektoren jeweils unterschiedliche Transformationen durchgeführt werden. Dabei ist der passendste äquivalente reelle Eigenvektor $\tilde{\Psi}_k$ derjenige, der die maximale Korrelation mit dem dazugehörigen komplexen Eigenvektor Ψ_k aufweist. Abgeleitet vom Modal Assurance Criterion (MAC) kann dieses dargestellt werden in der Form

$$\frac{|\tilde{\Psi}_k^T \Psi_k|}{\|\tilde{\Psi}_k\|^2 \|\Psi_k\|^2} = \max, \quad \text{wobei} \quad \tilde{\Psi}_k = \tilde{\Psi}_{k0} + \varepsilon \mathbf{p} \quad (5.13)$$

Der Vektor $\tilde{\Psi}_{k0}$ ist dabei eine Ausgangsschätzung für den äquivalenten reellen Vektor, \mathbf{p} ist ein frei wählbarer Vektor. Die skalare Größe ε wird dann im Verlauf der Maximierung von (5.13) ermittelt. In [62] wird gezeigt, dass die Maximumforderung in (5.13) wie folgt erreicht werden kann: der gesuchte äquivalente reelle Eigenvektor $\tilde{\Psi}_k$ ergibt sich aus dem Realteil des derart gedrehten komplexen Eigenvektors Ψ_k , dass die Norm seines Realteils maximal wird.

Es ist zu bemerken, dass so die ermittelten „äquivalenten reellen Eigenvektoren“ den Eigenvektoren des dazugehörigen ungedämpften bzw. proportional gedämpften Systems nur annähernd entsprechen. Im Rahmen der hier vorgestellten Untersuchungen wird die einfache Form der Umwandlung von komplexen in reelle Eigenvektoren (Betrag der Elemente des komplexen Vektors mit Vorzeichen des Realteils) angewendet.

Nach erfolgter Bearbeitung von rechnerisch und experimentell ermittelten Eigenvektoren können beide miteinander verglichen werden. Bei der Korrelation der modalen Daten kommt diesem Vergleich eine große Bedeutung zu. Nur auf Grundlage dieses Vergleiches ist eine Zuordnung von Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden von Experiment und Berechnung möglich. Eigenvektoren besitzen eine Vielzahl von Komponenten und sind normierungsabhängig. So gibt es verschiedene Methoden, die einen normierungsunabhängigen Wert für die Übereinstimmung reeller Eigenvektoren ermitteln. Die am häufigsten verwendete Methode zum Vergleich von Eigenvektoren ist das Modal Assurance Criterion (MAC). Der MAC-Wert beschreibt den Winkel zwischen zwei Vektoren und prüft damit die Orthogonalitätseigenschaften eines Eigenvektorpaars in der Form

$$MAC(k, l) = \frac{(\Psi_{ek}^T \Psi_{al})^2}{(\Psi_{ek}^T \Psi_{ek})(\Psi_{al}^T \Psi_{al})} \quad (5.14)$$

Darin sind Ψ_{ek} der k-te experimentell ermittelte und Ψ_{al} der l-te analytisch (rechnerisch) ermittelte Eigenvektor. Sind die zuzuordnenden experimentell und analytisch ermittelten Eigenvektoren annähernd identisch und haben die gleiche Position in der Modalmatrix, so ist die Hauptdiagonale der MAC-Matrix mit Elementen $MAC(k, k) \approx 1$ belegt, die Außerdiagonalelemente haben Werte nahe Null. Anhand der Belegung der MAC-Matrix ist eine Zuordnung von experimentell bestimmten und berechneten Eigenvektoren möglich, insbesondere wenn experimentell und rechnerisch ermittelte Eigenvektoren bezüglich der zugeordneten Eigenfrequenzen nicht in der gleichen Reihenfolge auftreten.

Ist die Massenmatrix des dynamischen Systems bekannt, kann auch durch die Anwendung der Normalised Cross Orthogonality (NCO) eine Zuordnung von Eigenvektoren erfolgen. Dieses Verfahren nutzt die Eigenschaften der verallgemeinerten Orthogonalität von Eigenvektoren bezüglich der Massenmatrix.

Sind die Eigenvektoren aus Messung und Rechnung einander zugeordnet, so kann mit dem Coordinate Modal Assurance Criterion (COMAC) die Übereinstimmung in den einzelnen Koordinaten des zugeordneten Eigenvektorpaars ermittelt werden. Dieses Kriterium ermöglicht somit eine Bewertung der örtlichen Modellabweichung.

Die mit Hilfe der beschriebenen Methoden (MAC, NCO) erfolgte Zuordnung von experimentell und rechnerisch ermittelten Eigenvektoren bildet die Grundlage für den Vergleich der entsprechenden rechnerisch und experimentell ermittelten Eigenfrequenzen und die Zuordnung der experimentell ermittelten modalen Dämpfungsgrade.

In [50] werden Methoden vorgeschlagen, die die modalen Massen und Steifigkeiten in der Modellkorrelation mit berücksichtigt und somit einen vollständigen Vergleich des rechnerisch und experimentell ermittelten modalen Modells ermöglicht. Durch die Betrachtung der globalen modalen Parameter, modale Masse und modale Steifigkeit, wird ein direkter Bezug zu den Frequenzgängen und damit zu den Systemmatrizen geschaffen.

Eine weitere Möglichkeit des Modellvergleiches ist eine Zuordnung von berechneten Eigenvektoren und den aus experimentellen Frequenzgängen für jede Frequenzlinie ermittelten Operating Deflection Shapes (ODS). Dieser Vergleich basiert auf dem Modal Assurance Criterion (MAC) (Gleichung (5.14)) und überprüft die Orthogonalitätseigenschaften zwischen den berechneten Eigenvektoren und den „Betriebsschwingungsvektoren“ (ODS) (Abbildung 5.10). Besonders beim Auftreten gekoppelter Moden wird dieser Vergleich durch Einfluss benachbarter modaler Anteile auf die ermittelte „Betriebsschwingform“ gestört. Dieser Vergleich ist aber durchaus praktikabel, um bei komplexen Systemen mit unsicherer Zuordnung einen Überblick über mögliche Übereinstimmungen zu erhalten, welche die Grundlage für weiterführende Vergleiche bilden können.

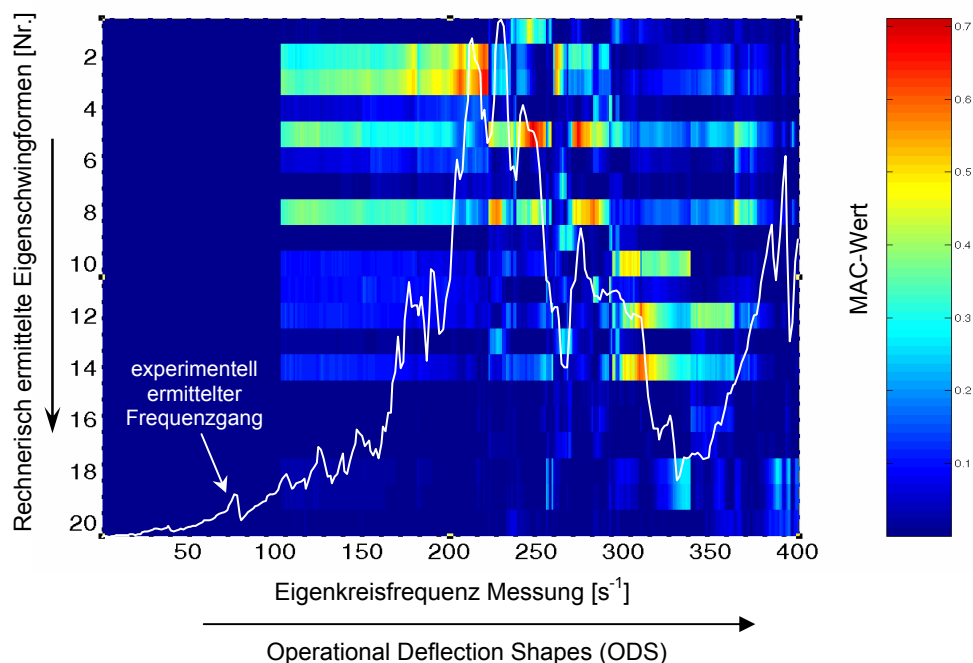


Abbildung 5.10: Vergleich berechneter Eigenschwingungsvektoren und experimentell ermittelter Betriebsschwingungsvektoren auf Grundlage des MAC-Wertes

5.4 Berechnung erzwungener Schwingungen

Ausgehend von der Zuordnung und dem Vergleich von Eigenschwivngungsvektoren und Eigenfrequenzen auf Grundlage von MAC-Werten kann eine Erweiterung des Modellvergleiches durch den Vergleich von experimentell bestimmten und berechneten Frequenzgängen (Übertragungsfunktionen) erfolgen. Während die gemessenen Frequenzgänge nach einer experimentellen Untersuchung vorliegen, müssen die entsprechenden berechneten Frequenzgänge mit Hilfe einer Finite-Elemente-Berechnung ermittelt werden.

Grundlage bildet dabei die Bewegungsgleichung in Form von Gleichung (4.44) unter Einbeziehung von Dämpfungseffekten (siehe auch Abschnitt 4.3) und der Erregung. Die Erregung wird zur rechnerischen Ermittlung des Frequenzganges als Einheitserregung (1N) im zu berechnenden Frequenzbereich am Ort der Erregung im Experiment implementiert. Zur Modellierung der Dämpfungseffekte werden oft die experimentell ermittelten modalen Dämpfungsgrade verwendet. Wie bereits beschrieben ermöglicht die Verwendung des modalen Dämpfungskonzeptes wie auch der RAYLEIGH'SCHEN Dämpfung eine Entkopplung der Bewegungsgleichungen und somit die Anwendung des effektiven Berechnungsverfahrens der modalen Superposition [2]. Die Gesamtlösung resultiert dabei aus einer Summation der einzelnen modalen Anteile entsprechend den Gleichungen (4.41) und (4.56). Erfolgt hingegen eine Modellierung nicht-proportionaler Dämpfungseffekte, müssen andere Lösungsverfahren angewendet werden. In vielen Finite-Element-Berechnungsprogrammen ist hierfür ein direkter Löser implementiert, der die Lösung des Gleichungssystems (4.44) für die einzelnen Frequenzschritte auf Grundlage komplexer Matrizenalgebra ermittelt. Insbesondere bei großen Rechenmodellen und einer großen Anzahl an zu berechnenden Frequenzschritten (vorwiegend im unteren Frequenzbereich) ist diese Methode aber weitaus kostenintensiver als die Methode der modalen Superposition. Für die Lösung von Systemgleichungen mit nicht-proportionaler Dämpfung wurde in [15] ein effektives Berechnungsverfahren auf Grundlagen einer Entkopplung im Zustandsraum (siehe auch Abschnitt 4.2.2) entwickelt und in einem Finite-Element-Programm implementiert. Ausgangspunkt für diese Entwicklung war die Berechnung erzwungener Schwingungen von Gesamtschiffsstrukturen unter Annahme nicht-proportionaler Dämpfungsverteilung.

5.5 Zusätzliche Möglichkeiten des Modellvergleiches

Experimentell und rechnerisch ermittelte Frequenzgänge können in einfachster Form visuell miteinander verglichen werden. Hauptaugenmerk ist dabei auf die Schwingungsamplituden zu richten. Diese werden neben der Modellierung der Dämpfung auch durch die Modellierung von Masse und Steifigkeit beeinflusst. Stimmen berechnete und experimentell ermittelte Eigenfrequenzen (Bewertung nach erfolgter Zuordnung der Eigenvektoren) überein, kann ein Vergleich der Frequenzgänge in Resonanznähe bezüglich Dämpfung, Masse und Steifigkeit aussagekräftig sein. Bei größeren Abweichungen in den Eigenfrequenzen ist dieser Vergleich nur eingeschränkt möglich. Sinnvoll ist dann ein erneuter Vergleich nach erfolgter Anpassung des Berechnungsmodells (siehe z.B. [46, 47, 48, 49]).

Bei einem Vergleich von Frequenzgängen ist auf die örtliche Übereinstimmung der Strukturpunkte in Messung und Rechnung zu achten. Schon geringe örtliche Abweichungen haben einen großen Einfluss auf das dargestellte Übertragungsverhalten. Bei Anwendung der Methode der modalen Superposition ist außerdem der Einfluss der Anzahl der berücksichtigten Eigenschwingungen auf das berechnete Übertragungsverhalten zu beachten.

6. Untersuchungen globaler Schiffsstrukturen

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Untersuchungen zum dynamischen Verhalten globaler Schiffsstrukturen am Beispiel von drei unterschiedlichen Schiffstypen vorgestellt. Die Zielstellungen und Vorgehensweisen wurden bereits im Abschnitt 3.1 beschrieben. Das Kapitel umfasst die Darstellung von Ergebnissen der rechnerischen Modalanalyse (Eigenschwingungsberechnungen), der experimenteller Modalanalyse bei Anwendung klassischer und operativer Verfahren sowohl unter Werft- als auch unter Probefahrtsbedingungen, der Auswertung von Hochfahrvorgängen sowie von Ergebnissen aus Zwangsschwingungsberechnungen. Die Ergebnisse werden abschließend verfahrens- und schiffsspezifisch zusammengefasst und bewertet.

Die Grundlage für die Bewertung der experimentellen Identifizierbarkeit der Eigenschwingungsgrößen in Abhängigkeit der verwendeten Verfahren und der Umgebungsbedingungen bilden die rechnerisch ermittelten Eigenschwingungsgrößen. Deshalb soll mit der Darstellung dieser Ergebnisse begonnen werden.

6.1 Rechnerische Ermittlung des Eigenschwingungsverhaltens

Die rechnerische Ermittlung des Eigenschwingungsverhaltens erfolgte auf Grundlage von Finite-Element-Modellen der globalen Schiffsstrukturen, die von den Werften für diese Untersuchungen bereitgestellt wurden. Aus Gründen der besseren Vergleichbarkeit werden die Eigenschwingformen in den im Rahmen der experimentellen Untersuchungen erfassten Freiheitsgraden dargestellt. Zur Ansicht der vollständigen berechneten Eigenschwingformen wird auf den Anhang verwiesen.

6.1.1 Containerschiff Typ CV2500

Das für die Berechnungen verwendete Finite-Element-Modell wurde von der Aker MTW Werft zur Verfügung gestellt und stimmt prinzipiell mit den auf der Wismarer Werft gefertigten Schiffen überein. Die dem Berechnungsmodell zugrunde liegende (zusätzliche) Massenverteilung von Tankinhalt und Ballast entspricht dem Zustand bei Probefahrt. Die wirksamen hydrodynamischen Massen

Tabelle 6.1: Rechnerisch ermittelte Eigenfrequenzen für das Containerschiff Typ CV2500 bei unterschiedlicher Berücksichtigung der hydrodynamischen Massen

Mode-Nr.	Beschreibung	Eigenfrequenzen [Hz]		
		FEM	FEM (korr.)	BEM
1	Torsion (1-Knoten)	0.92	0.92	1.01
2	Biegung vert. (2-Knoten)	1.16	1.07	1.05
3	Biegung horiz. (2-Knoten)	1.53	1.53	1.50
4	Biegung vert. (3-Knoten)	2.28	2.16	2.08
5	Biegung horiz. (3-Knoten)	2.96	2.96	2.90
6	Torsion (2-Knoten)	3.10	3.10	3.10
7	Biegung vert. (4-Knoten)	3.30	3.22	3.14
8	Biegung vert. (5-Knoten)	3.99	3.99	4.15

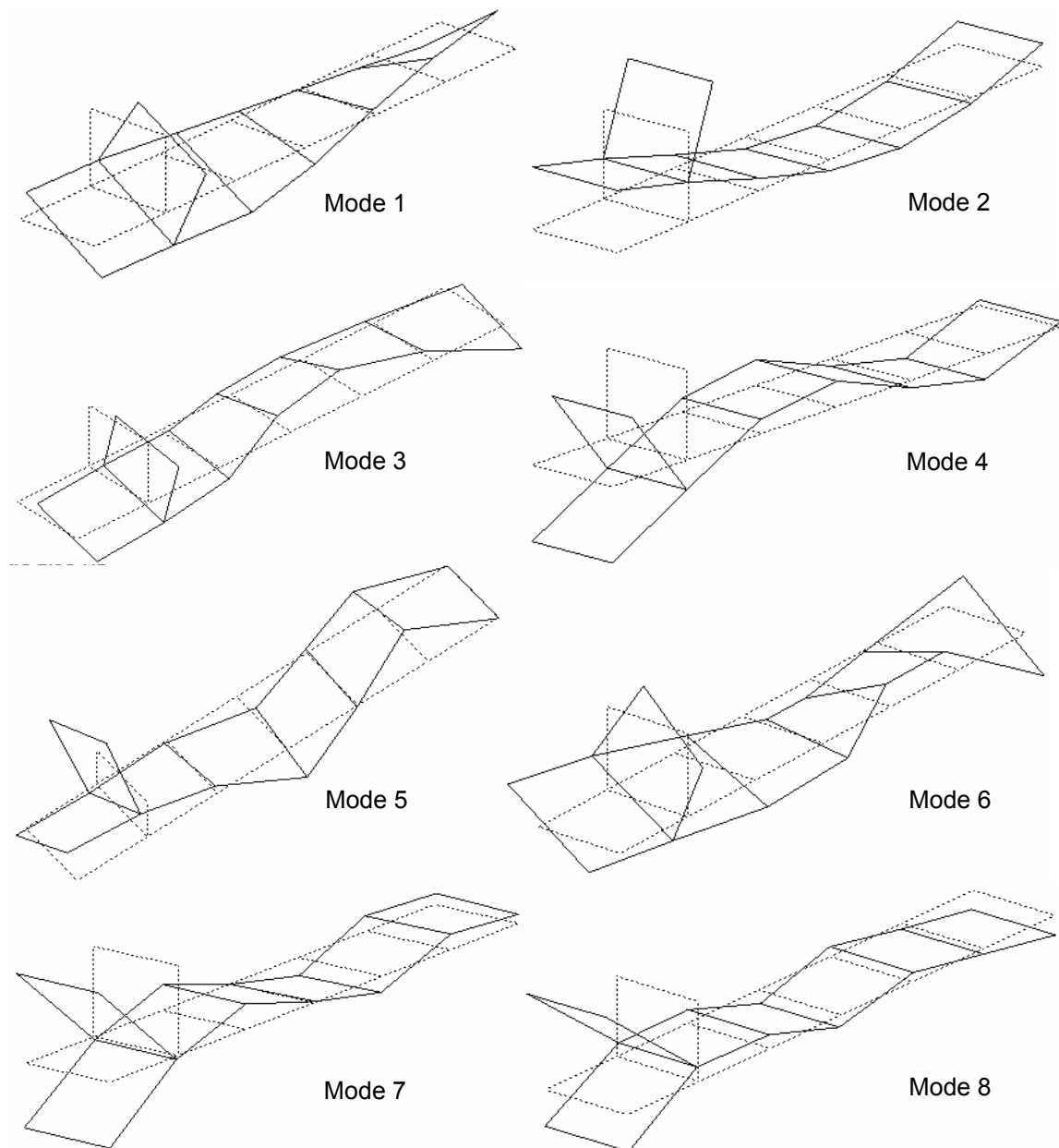


Abbildung 6.1: Rechnerisch ermittelte Eigenschwingformen des Containerschiffes Typ CV2500, Darstellung in den Freiheitsgraden des Messmodells bei klassischer Modalanalyse (Abbildung 6.5)

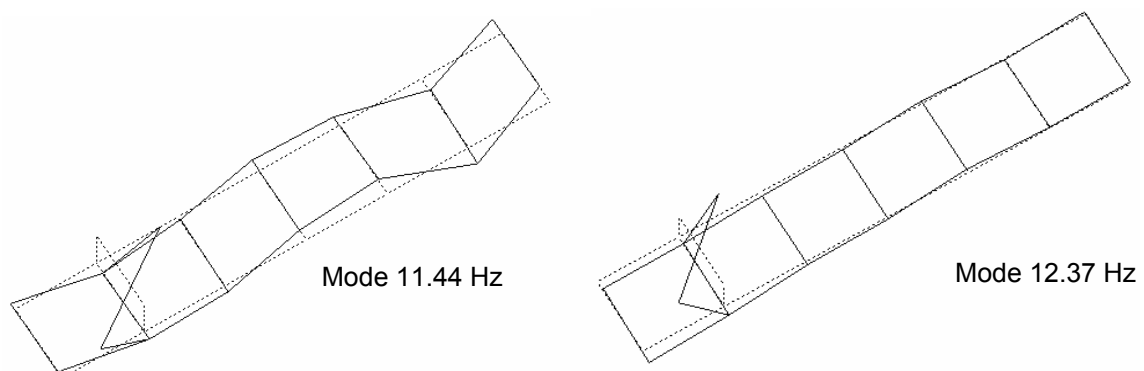


Abbildung 6.2: Rechnerisch ermittelte Eigenschwingformen des Containerschiffes Typ CV2500 im höheren Frequenzbereich mit elastischer Verformung des Deckshauses

wurden mit dem Verfahren von LEWIS [3] berechnet und auf die entsprechenden FE-Knotenpunkte aufgebracht. Da diese Zusatzmassen schwingformabhängig sind, ist die Modellierung streng genommen nur für eine Schwingform korrekt. In der Regel werden die vertikal mitschwingenden Wassermassen auf den vierten Schwingungsgrad (5-Knoten Biegeschwingung, vertikal) bezogen. Da mit zunehmendem Schwingungsgrad die Wirkung der hydrodynamischen Massen abnimmt, sind die für die Schwingungsgrade eins bis drei berücksichtigten hydrodynamischen Massen zu klein und für alle höheren Schwingungsgrade zu groß. In [63] ist eine Vorgehensweise zur Korrektur der berechneten Eigenfrequenzen für die vertikalen Biegeschwingungen vorgeschlagen. In Tabelle 6.1 sind die ersten acht berechneten Eigenfrequenzen ohne und mit Korrektur für die vertikalen Schwingungsgrade dargestellt. Die Berechnung der Korrekturparameter kann im Anhang Tabelle A6.1 entnommen werden. Die Tabelle 6.1 enthält weiterhin die auf Grundlage einer Fluid-Struktur-Kopplung (BEM) berechneten Eigenfrequenzen, die bezüglich der hydrodynamischen Massen für alle Schwingformen korrekt sind. Diese Berechnungen wurden vom Germanischen Lloyd für das Containerschiff VWS**8 (Stralsund) durchgeführt, die Ergebnisse sind einem entsprechenden GL-Bericht [64] entnommen. Trotz unterschiedlicher konstruktiver Detaillösungen auf beiden Werften, ist von einem sehr ähnlichen dynamischen Verhalten auszugehen. Darum scheint eine Gegenüberstellung der Grundschwingungen des Schiffskörpers gerechtfertigt.

Die dazugehörigen berechneten Eigenschwingformen, reduziert auf die Freiheitsgrade der experimentellen Untersuchungen, werden in Abbildung 6.1 gezeigt. In Abbildung 6.2 sind zusätzlich zwei Eigenschwingformen aus dem höheren Frequenzbereich dargestellt. Es sind die niedrigsten elastischen Moden der Substruktur Deckshaus (Verwindung) und für die Bewertung des Schwingungsverhaltens hinsichtlich des Einflusses auf den Menschen (da Aufenthalts- und Arbeitsbereich) besonders wichtig. Die berechneten Eigenschwingformen, dargestellt am vollständigen FE-Modell, können im Anhang zum Kapitel 6 den Abbildungen A6.1 und A6.2 entnommen werden.

6.1.2 RoRo-Schiff FSG**0

Das für die Berechnungen verwendete Finite-Element-Modell wurde von der Flensburger Schiffbau Gesellschaft (FSG) zur Verfügung gestellt und entspricht dem Zustand bei Probefahrt. Die Berücksichtigung der hydrodynamischen Massen basiert auf dem Verfahren nach LEWIS [3]. Auf eine Korrektur der Eigenfrequenzen der vertikalen Schwingungsgrade wurde verzichtet.

Tabelle 6.2: Rechnerisch ermittelte Eigenfrequenzen für das RoRo-Schiff FSG**0

Mode-Nr.	Beschreibung	Eigenfrequenz [Hz]
1	Biegung vert. (2-Knoten)	1.56
2	Biegung horiz. (2-Knoten)	1.84
3	Biegung vert. (3-Knoten)	2.87
4	Torsion (1-Knoten)	2.99
5	Torsion (1-Knoten)+ Biegung horiz.	3.52
6	Biegung horiz. (3-Knoten)	3.65
7	Torsion (2-Knoten)	4.08
8	Biegung vert. (4-Knoten)	4.29
9	Torsion (2-Knoten), + Biegung horiz.	4.50
10	Biegung vert. (5-Knoten)	5.37

In Tabelle 6.2 sind die ersten 10 berechneten Eigenfrequenzen dargestellt. Abbildung 6.3 zeigt die dazugehörigen Eigenschwingformen in den Messfreiheitsgraden. Die berechneten vollständigen Eigenschwingformen können Abbildung A6.3 (Anhang zum Kapitel 6) entnommen werden.

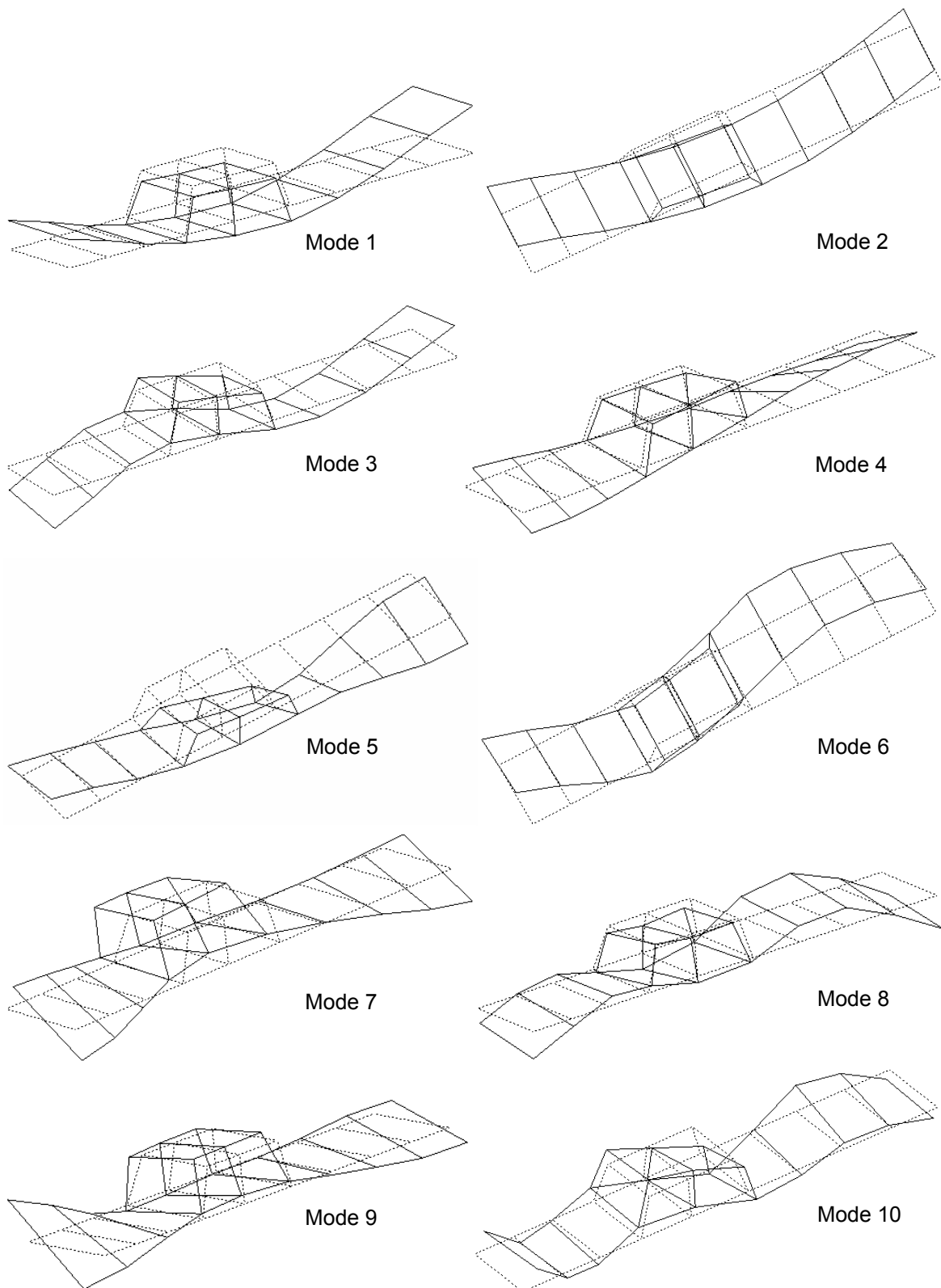


Abbildung 6.3: Berechnete Eigenschwingformen des RoRo-Schiffes FSG**0, Darstellung in den Freiheitsgraden des im Rahmen der Werftmessung verwendeten Messmodells (Abbildung 6.6)

6.1.3 RoRo-Schiff FSG**1

Bezüglich der Berechnung des Eigenschwingungsverhaltens dieses Schiffes gelten die gleichen Angaben wie für das Schiff FSG**0 (siehe Abschnitt 6.1.2). In Tabelle 6.3 sind die ersten fünf berechneten Eigenfrequenzen dargestellt. Abbildung 6.4 zeigt sowohl das verwendete Finite-Element-Modell als auch die dazugehörigen Eigenschwingformen in den Freiheitsgraden der experimentellen Untersuchung während der Probefahrt. Da bei diesem Schiffstyp die globalen Eigenschwingungen des Schiffskörpers stark mit den Eigenschwingungen der großen, freitragenden Decksstrukturen gekoppelt sind, erfolgt aus Gründen der Anschaulichkeit keine Darstellung der Eigenschwingungen im vollständigen Finite-Element-Modell.

Tabelle 6.3: Rechnerisch ermittelte Eigenfrequenzen für das RoRo-Schiff FSG**1

Mode-Nr.	Beschreibung	Eigenfrequenz [Hz]
1	Biegung vert. (2-Knoten)	1.78
2	Biegung horiz. (2-Knoten)	2.26
3	Biegung horiz. (2-Knoten) + Torsion	2.61
4	Biegung vert. (3-Knoten)	3.02
5	Torsion (1-Knoten)	3.07

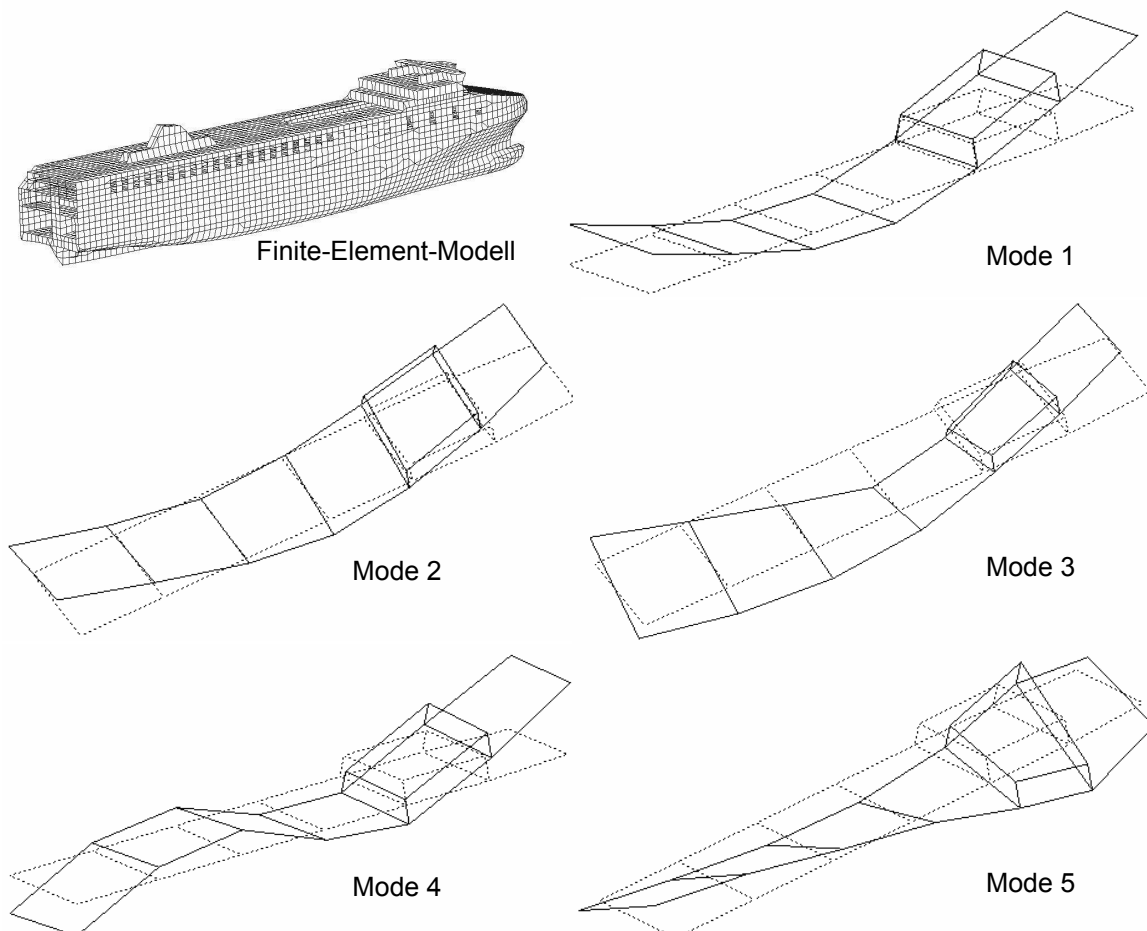


Abbildung 6.4: Finite-Element-Modell und berechnete Eigenschwingformen des RoRo-Schiffes FSG**1, Darstellung in den Freiheitsgraden des bei Probefahrt verwendete des Messmodells

6.2 Anwendbarkeit von experimentellen Identifikationsverfahren in Abhängigkeit von Untersuchungsbedingungen

Wie allgemein bei mechanischen Systemen beeinflussen auch bei den globalen Schiffsstrukturen variable Systemgrößen die dynamischen Eigenschaften. Variable Systemgrößen sind bei Schiffen vorwiegend die wirksame Gesamtmasse sowie ihre Verteilung. Hierzu zählen die Ladung, Ballast (Ballastwasser und Treibstoff) sowie die hydrodynamischen Massen. Werden Untersuchungen unter Werftbedingungen durchgeführt, so ist diese Massebelegung meist nicht näher definiert, da Ballastwasser und Treibstoffe je nach technischen Erfordernissen vorhanden sind und verteilt werden. Bedingt durch die geringe Wassertiefe und den Einfluss der Uferbefestigung (Werftkai) ist auch die Bestimmung von hydrodynamischen Massen unsicher. Rechenmodelle, die diese besonderen Gegebenheiten berücksichtigen, sind meist nicht verfügbar. So ist in der Regel auch nur ein eingeschränkter Vergleich zwischen Rechnung und Messung möglich, da insbesondere Abweichungen in den Eigenfrequenzen auftreten können. Die dazugehörigen Schwingformen werden weniger beeinflusst. Einflüsse der Vertäuerung des Schiffes auf identifizierte Dämpfungsparameter sind möglich. Obwohl Werftbedingungen stark von realen Einsatzbedingungen abweichen, eignen sich Messungen unter diesen Gegebenheiten dennoch, um die Anwendbarkeit von Mess- und Identifikationsverfahren zu testen, da insbesondere zu arbeitsfreien Zeiten die Bedingungen für experimentelle Untersuchungen ideal sind. Experimentelle Untersuchungen im Rahmen von Probefahrten ermöglichen einen Vergleich von experimentellen und rechnerischen Ergebnissen, da für diese definierten Bedingungen (Ballastzustand) entsprechende Rechenmodelle vorhanden sind. Somit ist eine Bewertung der Vorhersagegenauigkeit der Rechenmodelle möglich. Der Einfluss von Ladung insbesondere auf das Dämpfungsverhalten kann nur unter realen Einsatzbedingungen (Liniendienst) ermittelt werden.

Im Rahmen der hier vorgestellten Untersuchungen kamen zwei experimentelle Verfahren zum Einsatz, die hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit Unterschiede aufweisen. Die klassische Modalanalyse basiert auf einer messtechnischen Erfassung von Anregung und Strukturantwort und erfordert eine künstliche Erregung der Struktur. Diese wurde in den hier vorgestellten Untersuchungen durch eine große Erregermasse (ca. 650 kg) realisiert, die als Massependel oder auf Schienen rollend zur Anregung genutzt wurde. In beiden Fällen war die Unterstützung durch einen Kran erforderlich, so dass die Anwendung dieses Verfahrens auf Untersuchungen unter Werftbedingungen beschränkt blieb. Zusätzliche Gründe für diese Beschränkung waren Bedenken vom Standpunkt der Sicherheit sowie die verstärkte zusätzliche Wellenanregung der Struktur im Schiffsbetrieb, welche durchaus in der Größenordnung der künstlich eingebrachten Erregung liegen kann und damit die Qualität der ermittelten Frequenzgänge beeinträchtigt.

Die operative Modalanalyse basiert auf der experimentellen Ermittlung ausschließlich der Systemantworten bei natürlicher Anregung, hauptsächlich durch Wind und Wellen. Somit gab es hinsichtlich des Einsatzes keine Einschränkungen, so dass das Verfahren für die Untersuchungen unter Werft- und Einsatzbedingungen angewendet wurde. Somit war es möglich, sowohl die Anwendbarkeit dieses Verfahrens im Vergleich zur klassischen Modalanalyse zu untersuchen, als auch dynamische Kennwerte der Schiffsstruktur unter Betriebsbedingungen zu ermitteln. Die Wahrscheinlichkeit einer intensiveren stochastischen Anregung ist unter Einsatzbedingungen jedoch höher als unter Werftbedingungen.

6.3 Anwendung der klassischen Modalanalyse unter Werftbedingungen

6.3.1 Durchführung der experimentellen Untersuchungen

Ist es für die experimentelle Bestimmung von Eigenfrequenzen und Dämpfungsparametern ausreichend, einzelne Frequenzgänge zu ermitteln, so müssen zur Ermittlung der dazugehörigen Eigenschwingformen (Eigenvektoren) zusätzliche Frequenzgänge an in einem Messmodell festgelegten Strukturpunkten aufgenommen werden. Anzahl und Verteilung dieser Messstellen werden mit dem Ziel festgelegt, Eigenschwingformen räumlich so aufzulösen, dass eine eindeutige Unterscheidbarkeit im betrachteten Frequenzbereich gewährleistet ist und ein Vergleich mit berechneten Eigenschwingungen somit möglich wird. Auf Grundlage des MAC-Kriteriums (siehe Gleichung (5.14)) sowie berechneter Eigenschwingformen ist es möglich, die Messstellen bzw. die benötigten Komponenten des Eigenvektors rechnerisch so zu ermitteln, dass eine optimale Anordnung der Messstellen bei einer bekannten (meist begrenzten) Anzahl an Sensoren realisiert werden kann. Die hierzu durchgeführten Untersuchungen sowie Anwendungen am Beispiel eines Containerschiffes sind in [65] beschrieben.

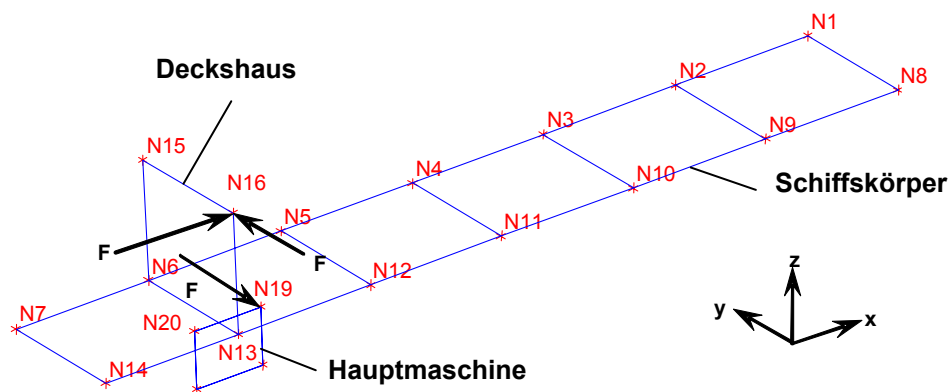


Abbildung 6.5: Messmodell mit Anregungspunkten des Containerschiffes Aker**9 (Typ CV2500)

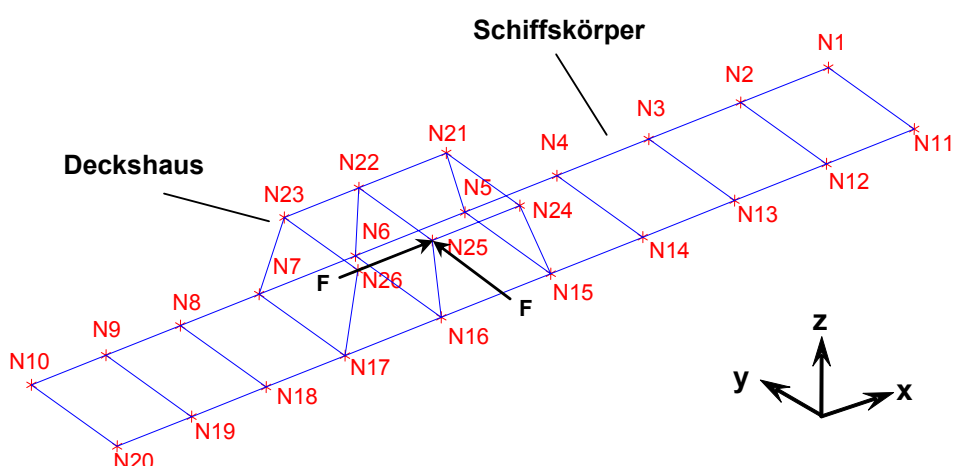


Abbildung 6.6: Messmodell mit Anregungspunkten des RoRo-Schiffes FSG**0

Die klassische Modalanalyse wurde insgesamt an 5 Containerschiffen und einem RoRo-Schiff durchgeführt (siehe auch Tabelle 3.1). Die Abbildungen 6.5 und 6.6 zeigen die verwendeten Messmodelle für das Containerschiff Aker**9 und für das RoRo-Schiff FSG**0. Das Messmodell

von Aker**9 war das umfangreichste der untersuchten Containerschiffe. Die Systemantworten wurden am Schiffskörper in y- und z-Richtung sowie am Deckshaus zusätzlich in x-Richtung ermittelt. Beim Containerschiff VWS**8 konnten am Schiffskörper an einer reduzierten Anzahl an Messstellen nur Systemantworten in z-Richtung ermittelt werden. Bei den Containerschiffen Aker0*2, Aker0*4 sowie Aker0*5 wurden Antwortsignale nur im Bereich des Deckshauses aufgezeichnet. Die Anregung der Containerschiffe erfolgte wie in Abbildung 6.5 dargestellt am oberen, äußeren Punkt des Deckshauses. Bei Aker**9 wurde ein zusätzlicher Erregerpunkt an der Hauptmaschine genutzt. Das RoRo-Schiff FSG**0 wurde ebenfalls am Deckshaus angeregt (siehe Abbildung 6.6), wobei der Erregerpunkt im Vergleich zu den Containerschiffen nur bedingt geeignet war, die Eigenschwingungen möglichst vollständig anzuregen.

Die Anregung der Schiffsstrukturen erfolgte durch eine Erregermasse (Masse ca. 650 kg), welche in Abhängigkeit der örtlichen Gegebenheiten auf Schienen geführt oder als Massependel eingesetzt wurde (siehe Anhang, Abbildung A6.4). Über ein Gummielement wurde der Kraftimpuls in die Schiffsstruktur eingeleitet, wobei die Steifigkeit des Gummielementes den angeregten Frequenzbereich bestimmte. Der Kraftverlauf wurde mit einem piezoelektrischen Kraftaufnehmer aufgezeichnet. Die maximale Erregerkraft betrug ca. 30kN bei einem angeregten Frequenzbereich bis ca. 15 Hz. Ein charakteristischer Kraftverlauf und das dazugehörige Amplitudenspektrum sind im Anhang zum Kapitel 6 in den Abbildungen A6.5 und A6.6 dargestellt.

Zur messtechnischen Erfassung der Systemantworten wurden hochempfindliche (seismische) piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer (Empfindlichkeit 10V/g) verwendet. Die Signale wurden mit einer Abtastfrequenz von 128 Hz über eine Zeitdauer von ca. 83 s aufgezeichnet. Die resultierende Auflösung im Frequenzbereich betrug 0.012 Hz. Der auswertbare Frequenzbereich wurde durch das Erregerspektrum (siehe Abbildung A6.6) begrenzt. Das Antwortsignal setzte sich aus der Antwort der Struktur auf den Kraftimpuls sowie der nicht zu vermeidenden Strukturantwort auf die stochastische Anregung durch die Umgebungsbedingungen (Wellenanregung) zusammen. Um den Einfluss dieser Störungen auf die zu ermittelnden Frequenzgänge zu minimieren, wurde ein Exponentialfenster auf die Antwortsignale angewendet. Die besten Ergebnisse konnten bei einer exponentiellen Abnahme von 90% erzielt werden. Diese durch die Signalverarbeitung eingefügte zusätzliche Dämpfung wurde bei der späteren Identifikation der modalen Dämpfungsparameter berücksichtigt. Im Anhang zum Kapitel 6 in der Abbildung A6.7 ist beispielhaft eine Systemantwort vor und nach Anwendung der Fensterfunktion dargestellt.

Aus den Zeitverläufen von Anregung und Systemantworten wurden unter Anwendung der H1-Schätzung entsprechend Gleichung (5.3) aus jeweils 10 Einzelmessungen die Frequenzgänge bestimmt.

Die Ermittlung der modalen Parameter (Eigenfrequenzen, Eigenschwingformen, Dämpfungsparameter) erfolgte unter Anwendung der im Abschnitt 5.1.1.2 beschriebenen Identifikationsverfahren unter Verwendung der Modalanalyse-Software IDEAS-Test (*SDRC Inc.*). Bei komplexen Strukturen mit modal gekoppelten Schwingformen ist das Polyreferenz-Verfahren (Mehrfreiheitsgrad-Verfahren unter Verwendung mehrerer Frequenzgänge) ein geeignetes Verfahren zur Ermittlung der modalen Parameter. Es bietet den Vorteil einer sicheren Identifikation eng benachbarter Schwingformen sowie der Ermittlung globaler Schätzungen der modalen Parameter. Dieses Verfahren wurde im speziellen Fall jedoch nur eingeschränkt angewendet, da die Güte der Parameteridentifikation nicht immer ausreichend war. Bedingt durch die lange Dauer (ca. 12 h) der experimentellen Untersuchung (Verwendung mehrerer Erregerpunkte (Referenzen) sowie die Notwendigkeit des Umsetzens von Aufnahmen) waren geringfügige Veränderungen des Systemverhaltens (z.B. Veränderungen in der Verankerung durch Wind, Wellen etc.) nicht auszuschließen, so dass

im Zusammenhang mit dem Polyreferenzverfahren Probleme bei der Verwendung mehrerer (zeitlich auseinander liegender) Frequenzgänge auftraten. Alternativ kam das Komplex-Exponential-Verfahren (Mehrfreiheitsgrad-Verfahren unter Verwendung eines Frequenzganges) an ausgewählten Frequenzgängen zur Anwendung. Dieses Vorgehen lieferte im Allgemeinen sehr gute Ergebnisse. Für einzelne, modal nicht gekoppelte Eigenschwingungen konnte auch das Circle-Fit-Verfahren (Einfreiheitsgrad-Verfahren) angewendet werden. Beispielhaft ist die Anwendung der verschiedenen Verfahren im Anhang in den Abbildungen A6.8 bis A6.10 dargestellt.

6.3.2 Ergebnisse der klassischen Modalanalyse

Im folgenden Abschnitt werden die durch die klassische Modalanalyse ermittelten modalen Parameter von zwei Containerschiffen Typ CV2500 und einem RoRo-Schiff (FSG**0) vorgestellt. Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt dabei in der Reihenfolge der zugeordneten Berechnungsergebnisse!

6.3.2.1 Containerschiffe Typ CV2500

Im Rahmen der Anwendung der klassischen Modalanalyse an Containerschiffen wurden insgesamt fünf Schiffe vom Typ CV2500 untersucht. Die Ergebnisse der Untersuchungen an zwei dieser Schiffe (VWS**8 und Aker**9) werden in diesem Abschnitt dargestellt. Die für diese Schiffe verwendeten Messgitter erlaubten durch ihre örtliche Auflösung eine Zuordnung der experimentell ermittelten Eigenfrequenzen und Eigenschwingformen zu den berechneten Größen, wobei die umfassendsten Untersuchungen am Schiff Aker**9 durchgeführt wurden. Die Untersuchungen an den Containerschiffen Aker0*2, Aker0*4 und Aker0*5 stellten erste Versuche zur Anwendung der klassischen Modalanalyse an globalen Schiffsstrukturen dar und beschränkten sich ausschließlich auf das Deckshaus. Dass heißt, die Schiffsstruktur wurde am Deckshaus angeregt und die Systemantworten ausschließlich am Deckshaus aufgezeichnet. Abgesehen von lokalen Schwingformen des Deckshauses (z.B. Verwindung) konnten somit keine Aussagen zu den globalen Schwingformen des Schiffskörpers getroffen werden. Verwendung fanden die ermittelten Frequenzgänge aber für die Identifikation von Dämpfungsparametern (siehe Abschnitt 6.7.1). Ausgewählte Frequenzgänge und Kohärenzfunktionen sowie das verwendete Messgitter können im Anhang zum Kapitel 6 den Abbildungen A6.11 bis A6.15 entnommen werden.

Für die experimentellen Untersuchungen an VWS**8 wurden in Erweiterung zu den drei Vorgängerschiffen zusätzliche Messpunkte am Schiffskörper verwendet. Aus organisatorischen Gründen (Werftablauf) sowie aufgrund einer zu diesem Zeitpunkt noch eingeschränkten Anzahl von Sensoren konnten am Schiffskörper nur Schwingungsantworten in vertikaler Richtung aufgezeichnet werden. Die Anregung erfolgte am Deckshaus in Schiffslängsrichtung, andere Erregerkonfigurationen konnten nicht realisiert werden. Dies hatte zur Folge, dass zum einen nicht alle Eigenschwingungen im auszuwertenden Frequenzbereich angeregt wurden und zum anderen eine Zuordnung von berechneten und experimentell ermittelten Eigenfrequenzen auf Grundlage der dazugehörigen Eigenschwingformen nur eingeschränkt möglich war. In Abbildung 6.7 ist der ermittelte Driving-point-Frequenzgang (Anregung und Systemantwort am gleichen Ort) dargestellt. Die Abbildung enthält außerdem das verwendete Messmodell sowie eine Kennzeichnung von identifizierten Eigenfrequenzen. Im Anhang in den Abbildungen A6.16 und A6.17 sind ergänzend weitere Frequenzgänge und dazugehörigen Kohärenzfunktionen dargestellt.

Die Tabelle 6.4 beinhaltet die identifizierten Eigenfrequenzen in Bezug auf die berechneten Schwingformen (siehe auch Abbildung 6.1) sowie identifizierte Dämpfungsparameter. Aufgrund der

beschriebenen Einschränkungen konnten nicht alle Eigenschwingungen (Moden) identifiziert und den berechneten Größen zugeordnet werden. Auch war eine sichere Identifikation der Dämpfungsparameter nicht für alle experimentell ermittelte Eigenschwingungen möglich. Trotz dieser Einschränkungen werden die ermittelten Ergebnisse in diesem Zusammenhang vorgestellt, da an diesem Schiff weitere experimentelle Untersuchungen im Rahmen einer Probefahrt durchgeführt wurden und ein Vergleich der Ergebnisse wichtige Schlussfolgerungen zulässt.

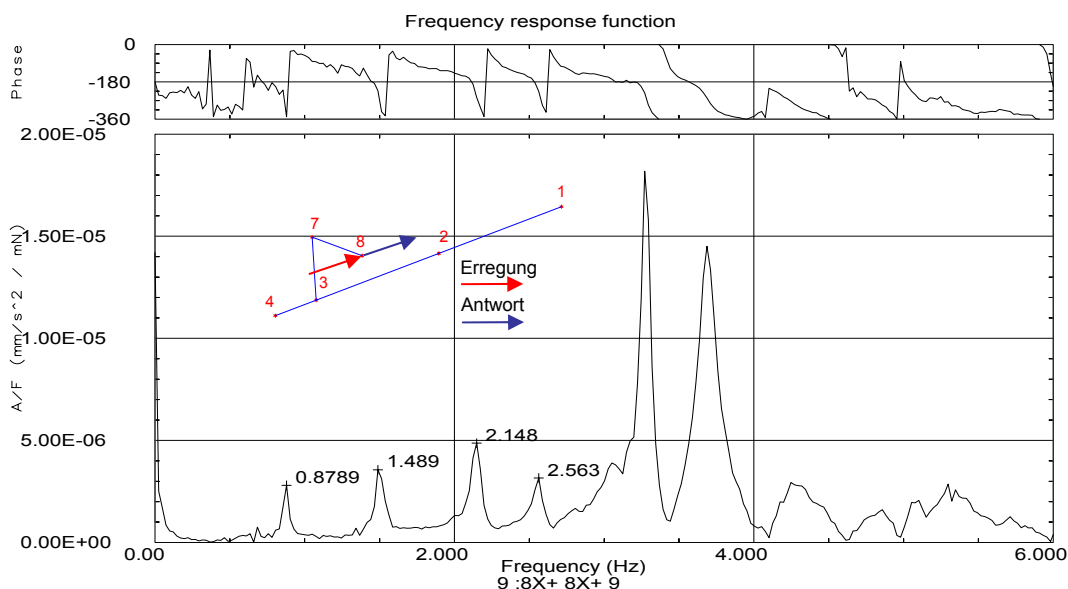


Abbildung 6.7: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang am Containerschiff VWS**8

Tabelle 6.4: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (klassische MA) zu den berechneten Eigenschwingungen am Containerschiff VWS**8

Mode-Nr. (FEM)	1	2	3	4	5	6	7	8
Frequenz [Hz]	1.00	0.88	1.47	1.49	-	-	2.14	2.56
Dämpfung η [%]	-	-	-	0.74	-	-	0.51	0.61

Die Anwendung der klassischen Modalanalyse am Containerschiff Aker**9 erfolgte auf Grundlage des in Abbildung 6.5 gezeigten umfangreichen Messmodells. Die Systemantworten wurden am Schiffskörper in y- und z-Richtung sowie am Deckshaus zusätzlich in x-Richtung ermittelt. Die Anregung erfolgte am Deckshaus in x- und in y-Richtung sowie an der Hauptmaschine in y-Richtung. Dadurch war es möglich, im betrachteten Frequenzbereich alle Eigenschwingungen zu identifizieren. In Abbildung 6.8 sind die ermittelten Drivingpoint-Frequenzgänge am Deckshaus dargestellt sowie die identifizierten Eigenfrequenzen gekennzeichnet. Im Anhang in den Abbildungen A6.18 bis A6.26 sind weitere ausgewählte Frequenzgänge und dazugehörigen Kohärenzfunktionen des Schiffes Aker**9 dargestellt.

Tabelle 6.5: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (klassische MA) zu den berechneten Eigenschwingungen am Containerschiff Aker**9

Mode-Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8
Frequenz [Hz]	1.07	0.89	1.55	1.58	2.88	2.80	2.26	2.68
Dämpfung η [%]	0.87	-	1.27	0.45	0.80	0.51	0.62	0.67

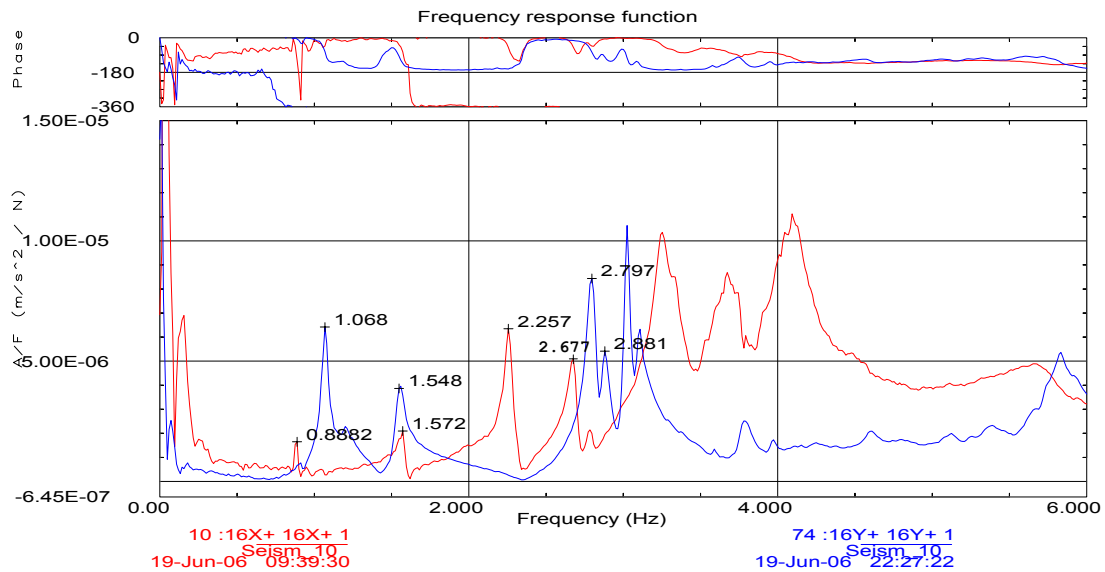


Abbildung 6.8: Experimentell ermittelte Drivingpoint-Frequenzgänge am Containerschiff Aker**9 bei Anregung am Deckshaus in einem Frequenzbereich bis 6 Hz (vgl. Tabelle 6.5, Abbildung 6.9)

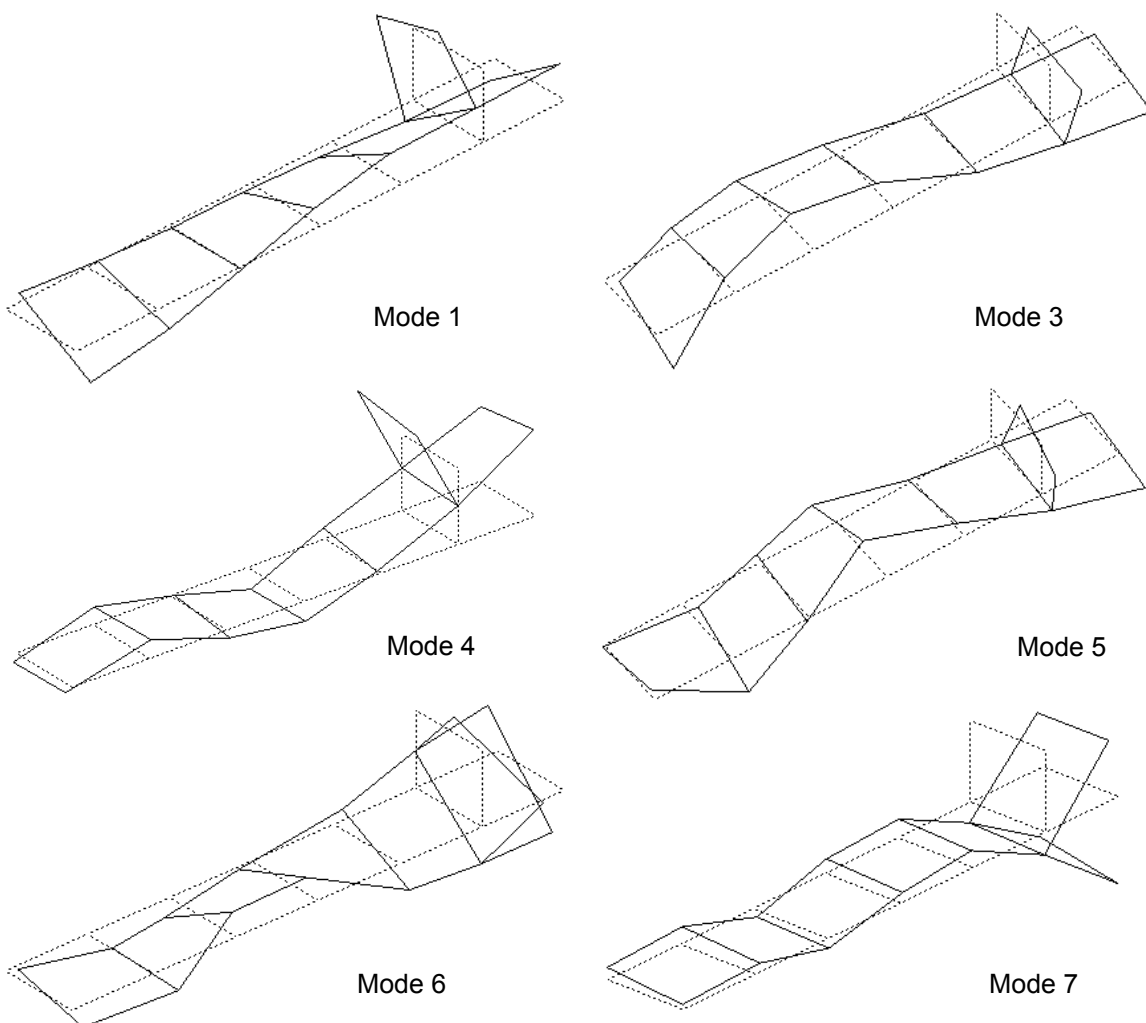


Abbildung 6.9: Auswahl an experimentell identifizierten Eigenschwingformen (klassische MA) des Containerschiffes Aker**9 in einem Frequenzbereich bis ca. 3 Hz (siehe auch Abbildung 6.1)

Die Tabelle 6.5 beinhaltet die identifizierten Eigenfrequenzen in Bezug auf die berechneten Schwingformen (siehe auch Abbildung 6.1) sowie die identifizierten Dämpfungsparameter. Die vertikale 2-Knoten Biegeschwingung (Mode 2) konnte nur ungenügend angeregt werden, so dass eine sichere Dämpfungsidentifikation nicht möglich war.

In der Abbildung 6.9 ist eine Auswahl der ersten acht experimentell identifizierten Eigenschwingformen dargestellt. Auch über diesen Frequenzbereich hinaus war es möglich, globale Eigenschwingungen zu identifizieren und den berechneten Ergebnissen zuzuordnen. Beispielhaft sind dafür in Abbildung 6.10 Eigenschwingungen mit vorwiegender Beteiligung des Deckshauses in einem Frequenzbereich bis ca. 13 Hz dargestellt. Die Abbildung 6.11 enthält die dazugehörigen Frequenzgänge in dem entsprechenden Frequenzbereich. Die Darstellung aller ermittelten Dämpfungsparameter erfolgt im Abschnitt 6.7.1 im Rahmen der schiffsspezifischen Auswertungen.

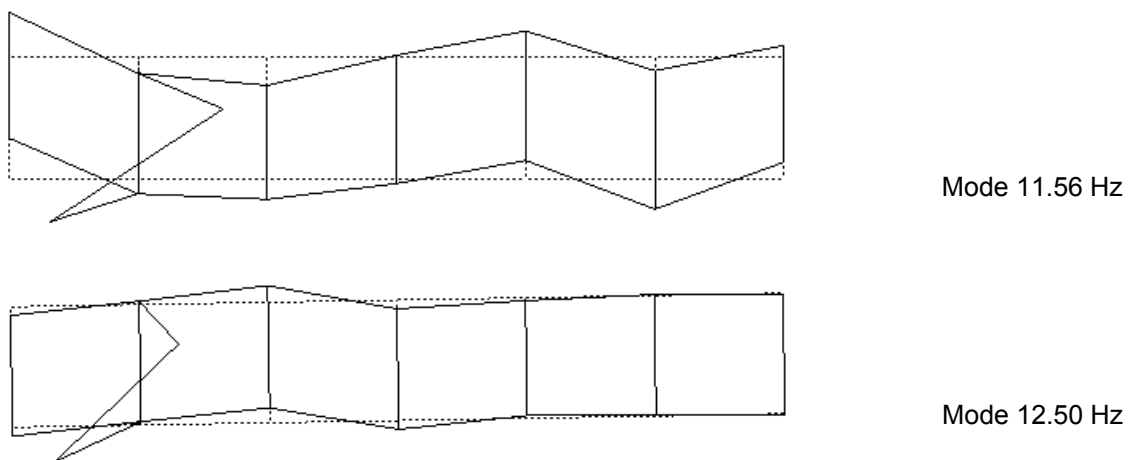


Abbildung 6.10: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (klassische MA) des Containerschiffes Aker**9 mit hauptsächlicher Beteiligung des Deckshauses in einem Frequenzbereich bei ca. 12 Hz (siehe auch Abbildung 6.2)

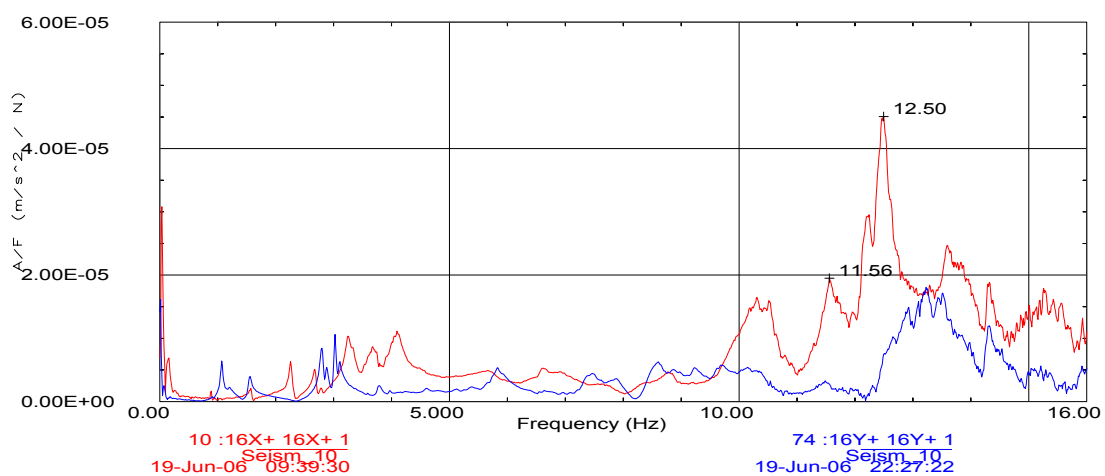


Abbildung 6.11: Experimentell ermittelte Drivingpoint-Frequenzgänge am Containerschiff Aker**9 bei Anregung am Deckshaus in einem Frequenzbereich bis 16 Hz (vgl. Abbildung 6.10)

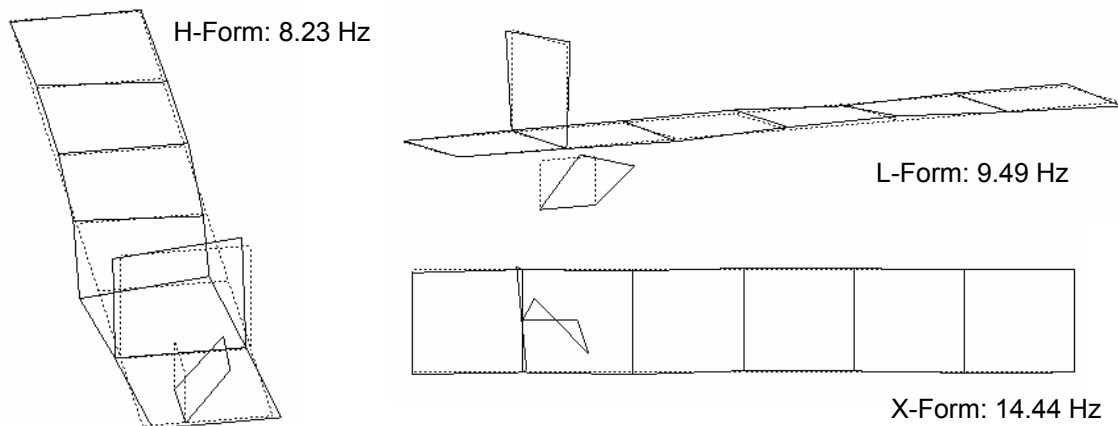


Abbildung 6.12: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (klassische MA) der Hauptmaschine des Containerschiffes Aker**9

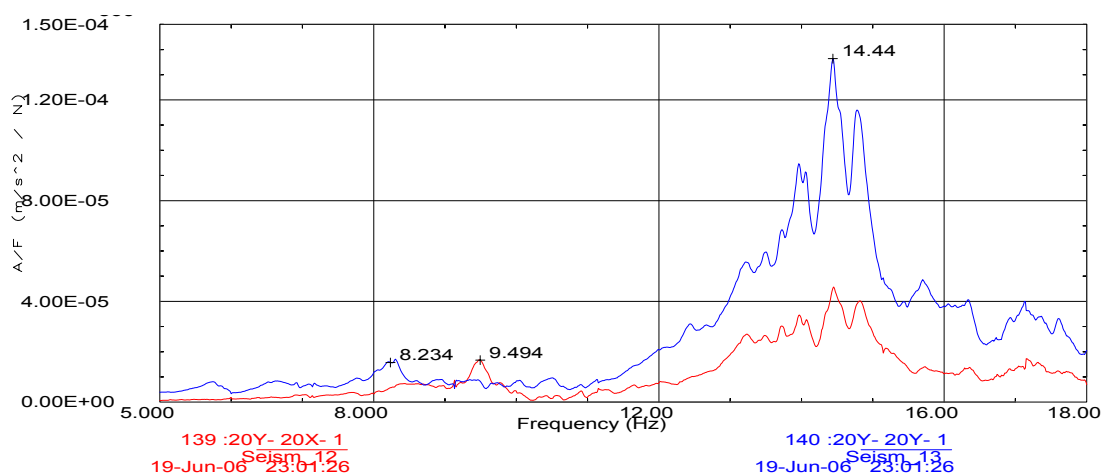


Abbildung 6.13: Experimentell ermittelte Frequenzgänge an der Hauptmaschine des Containerschiffes Aker**9 (vgl. Abbildung 6.12)

Durch die Verwendung eines Anregungspunktes am Motor war es zum einen möglich, das Eigenschwingungsverhalten der Hauptmaschine experimentell zu ermitteln. Die charakteristischen H-, L-, und X-Formen sind in der Abbildung 6.12 dargestellt, die entsprechenden Frequenzgänge mit den gekennzeichneten Frequenzen in Abbildung 6.13 (bzw. A6.22 und A6.26 im Anhang). Außerdem lieferten die Frequenzgänge zwischen dem Motor als (einer) Haupterregerquelle und anderen Punkten der Schiffstruktur, z.B. dem Deckshaus, wichtige Zusatzinformationen für das dynamische Verhalten.

6.3.2.2 RoRo-Schiff FSG**0

Die Anwendung der klassischen Modalanalyse am RoRo-Schiff FSG**0 erfolgte auf Grundlage des in Abbildung 6.6 gezeigten Messmodells. Die Systemantworten wurden an der gesamten Schiffstruktur in y- und z-Richtung ermittelt. Im Unterschied zu den Containerschiffen wurde auf die Aufzeichnung von Antwortsignalen am Deckshaus in x-Richtung (Schiffslängsrichtung) verzichtet, da aufgrund der Bauart kein signifikanter Anteil dieser Komponenten an den Eigenschwingungsvektoren zu erwarten war. Die Anregung erfolgte am Deckshaus in x- und in y-Richtung. Der verfügbare Anregungspunkt erwies sich für eine vollständige Anregung der globalen Eigenschwingungen im unteren Frequenzbereich als ungeeignet. Das Ziel, die vertikalen Eigenschwingungen durch eine

Anregung am Deckshaus in x-Richtung (siehe Abbildung 6.6) anzuregen, konnte, bedingt durch die kompakte Bauweise, die geringe Bauhöhe sowie die Lage relativ zum Schiffskörper, nicht erreicht werden. Aus konstruktiven Gründen stand aber kein anderer Strukturpunkt für eine verbesserte Anregung zur Verfügung. Nachteilig wirkte sich auch der Umstand aus, dass während der experimentellen Untersuchungen die Heckklappe des Schiffes aufgrund eines technischen Defektes nicht geschlossen werden konnte und somit Veränderungen im dynamischen Verhalten der Schiffsstruktur nicht auszuschließen waren.

In Abbildung 6.14 ist der experimentell ermittelte Drivingpoint-Frequenzgang (Anregung und Antwort am Deckshaus in Schiffsquerrichtung) dargestellt sowie die identifizierten Eigenfrequenzen gekennzeichnet. Weitere ausgewählte Frequenzgänge und dazugehörigen Kohärenzfunktionen des Schiffes FSG**0 können den Abbildungen A6.27 bis A6.31 des Anhanges zum Kapitel 6 entnommen werden. Aus den Abbildungen A6.30 und A6.31 ist dabei ersichtlich, dass bei einer Anregung der Schiffsstruktur am Deckshaus in Schiffslängsrichtung im betrachteten (unteren) Frequenzbereich keine Eigenschwingungen angeregt wurden.

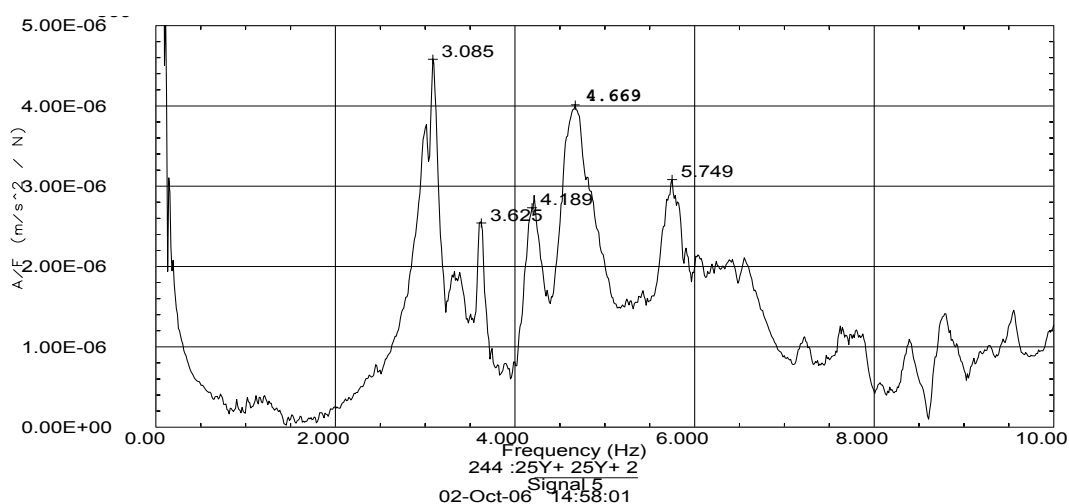


Abbildung 6.14: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang am RoRo-Schiff FSG**0 bei Anregung am Deckshaus in einem Frequenzbereich bis 10 Hz (vgl. Tabelle 6.6, Abbildung 6.15)

Tabelle 6.6: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (klassische MA) zu den berechneten Eigenschwingungen am RoRo-Schiff FSG**0

Mode-Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Frequenz [Hz]	-	-	-	3.09	3.63	4.67	4.19	-	5.75	-
Dämpfung η [%]	-	-	-	1.40	1.08	2.55	2.29	-	1.65	-

Die Tabelle 6.6 beinhaltet die identifizierten Eigenfrequenzen in Bezug auf die berechneten Schwingformen (siehe auch Abbildung 6.3) sowie die identifizierten Dämpfungsparameter. Die vertikalen Biegeschwingungen (Moden 1, 3, 8 und 10) konnten ebenso wie die horizontale 2-Knoten Biegung (Mode 2) nicht angeregt und somit nicht identifiziert werden. In der Abbildung 6.15 sind als Auswahl die experimentell identifizierten Eigenschwingformen mit Torsionsanteilen dargestellt. Für einen Vergleich mit den berechneten Eigenschwingformen wird auf die Abbildung 6.3 verwiesen.

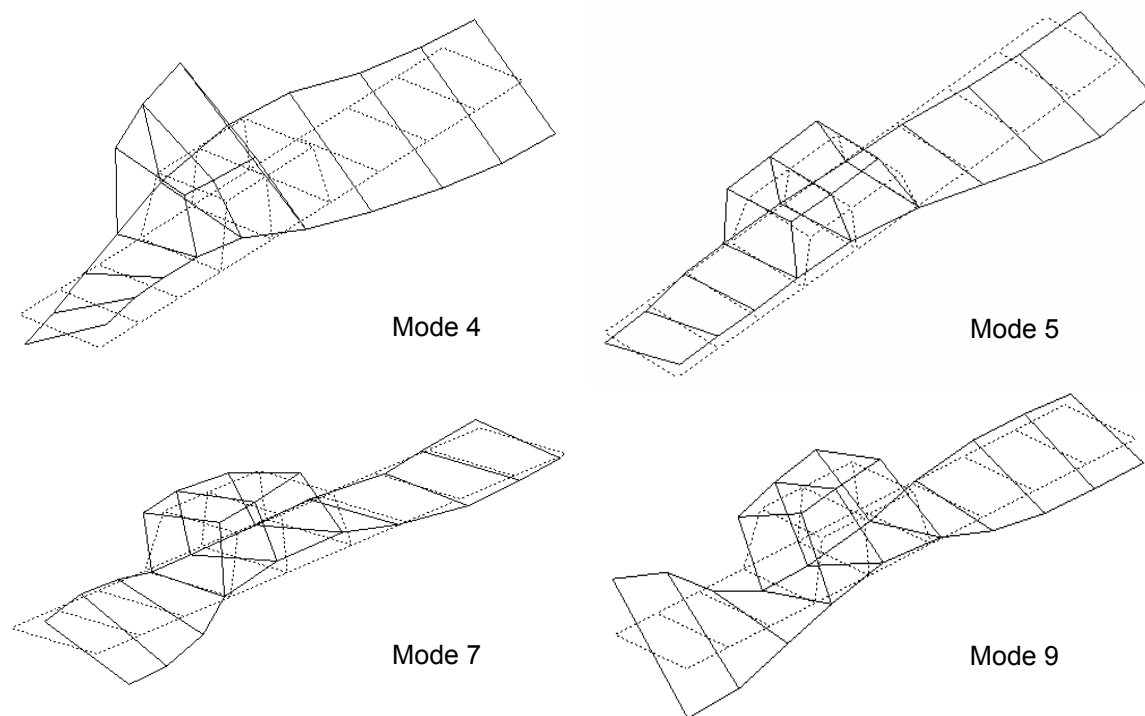


Abbildung 6.15: Auswahl an experimentell identifizierten Eigenschwingformen (klassische MA) des RoRo-Schiffes FSG**0 in einem Frequenzbereich bis ca. 6 Hz (siehe auch Abbildung 6.3)

Wie auch beim bereits vorgestellten Containerschiff konnten mehr lokal ausgeprägte Schwingformen der Schiffsstruktur im höheren Frequenzbereich angeregt und identifiziert werden. In Abbildung 6.16 ist der Drivingpoint-Frequenzgang in einem Frequenzbereich bis 20 Hz dargestellt. Gut zu erkennen sind darin die lokal begrenzten Eigenschwingungen an einer erhöhten Inertanz (Beschleunigbarkeit) der Struktur. Dazugehörige Schwingformen können Abbildung 6.17 entnommen werden. Es handelt sich dabei um lokale Schwingungen des Deckshauses in Kopplung mit der seitlichen Berandung einer Rampe.

Die Darstellung aller ermittelten Dämpfungsparameter des RoRo-Schiffes FSG**0 erfolgt im Abschnitt 6.7.1 im Rahmen der schiffsspezifischen Auswertungen.

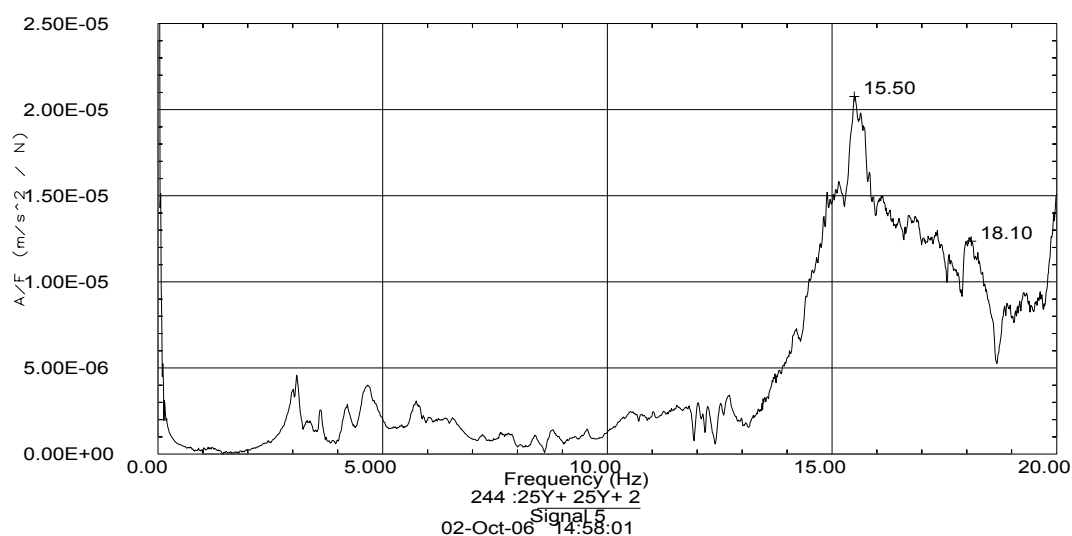


Abbildung 6.16: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang am RoRo-Schiff FSG**0 bei Anregung am Deckshaus in einem Frequenzbereich bis 20 Hz (vgl. Abbildung 6.17)

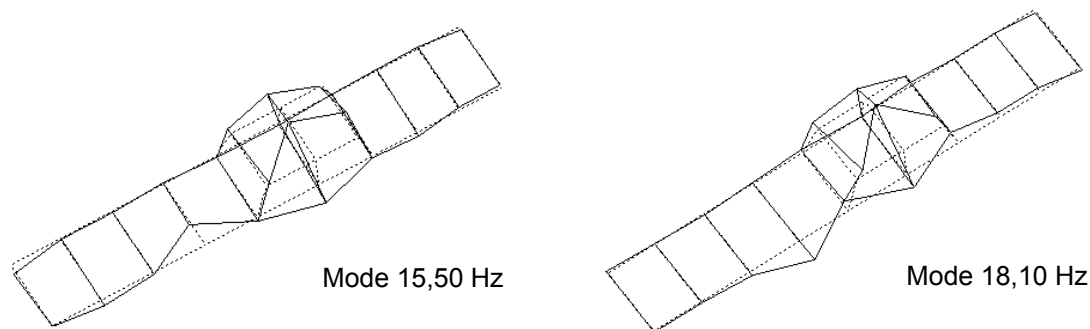


Abbildung 6.17: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (klassische MA) des RoRo-Schiffes FSG**0 mit hauptsächlicher Beteiligung des Deckshauses und einer Rampenberandung

6.4 Anwendung der operativen Modalanalyse unter Werftbedingungen

6.4.1 Durchführung der experimentellen Untersuchungen

Im Rahmen der Anwendung der operativen Modalanalyse unter Werftbedingungen wurden zwei Containerschiffe vom Typ CV2500 (Aker**6 und Aker**9) auf der Aker MTW Werft in Wismar sowie das RoRo-Schiff FSG**0 auf dem Werftgelände der Flensburger Schiffbaugesellschaft untersucht. Im Gegensatz zur klassischen Modalanalyse beschränkt sich der experimentelle Teil der operativen Modalanalyse ausschließlich auf die messtechnische Erfassung der Strukturantworten. Die Anregung erfolgt durch die Umgebungsbedingungen, bei den Schiffsstrukturen hauptsächlich durch eine Wellenanregung. Da die Werftgewässer im Allgemeinen eine geschützte Lage aufweisen, war die Intensität dieser stochastischen Anregung vergleichsweise gering. Die während aller Untersuchungen vorherrschenden ruhigen Wetterverhältnisse führten zu einer weiteren Verringerung der stochastischen Anregung. Eine Darstellung der örtlichen Gegebenheiten sowie der Wellensituationen während der Untersuchungen der Schiffe Aker**9 sowie FSG**0 sind den Abbildungen A6.32 und A6.33 des Anhangs zu entnehmen.

Wie auch bei der klassischen Modalanalyse war es notwendig, geeignete Strukturpunkte für die Messwerterfassung in Form eines Messmodells festzulegen. Während die Messmodelle von Aker**6 und FSG**0 den im Rahmen der klassischen Modalanalyse verwendeten Modellen entsprachen (siehe Abbildungen 6.5 und 6.6), wurde für das Containerschiff Aker**9 ein verfeinertes Messmodell mit zusätzlichen Messpunkten verwendet. Da für die Aufzeichnung der Strukturantworten insgesamt nur 16 Messkanäle zur Verfügung standen, mussten die Messungen mit einer jeweils veränderten Sensorpositionierung mehrfach wiederholt werden. Um diese einzelnen Messreihen miteinander in Beziehung zu setzen, war es notwendig, mindestens drei Referenzsensoren an ausgewählten Strukturpunkten unverändert zu belassen. Die daraus resultierenden Sensoranordnungen für die drei untersuchten Schiffe können im Anhang den Abbildungen A6.34 bis A6.36 entnommen werden.

Zur Verringerung des zufälligen Fehlers und zur Minimierung von Abschneideeffekten (Leakage) bei der Auswertung der Messsignale ist eine ausreichend lange Messdauer entsprechend Gleichung (5.9) zu wählen. Für die Untersuchungen an den Containerschiffen (Aker**6 und Aker**9) wurde eine Messdauer von 60 Minuten gewählt, beim RoRo-Schiff FSG**0 wurde die Messdauer auf 90 Minuten erweitert. Die Abtastfrequenz betrug einheitlich 128 Hz. Die Erfassung der Strukturantworten erfolgte wie schon bei der klassischen Modalanalyse unter Verwendung hochempfindlicher piezoelektrischer Beschleunigungsaufnehmer mit einer Empfindlichkeit von 10V/g.

Die Auswertung der vorliegenden Datensätze erfolgte entsprechend den im Abschnitt 5.1.2.2 beschriebenen Verfahren unter Verwendung der Software ARTeMIS Extractor (SVIBS). Die modalen Parameter der Schiffstrukturen wurden sowohl unter Anwendung der Enhanced Frequency Domain Decomposition Technik (EFDD) als auch der Stochastic Subspace Identifikation (SSI) ermittelt. Im Allgemeinen erfolgte eine erste Auswertung unter Anwendung der EFDD. Anschließend wurden mit Hilfe der SSI-Verfahren die modalen Parameter erneut bestimmt. Der Zeitaufwand war bei der Anwendung dieses modellbasierten Verfahrens deutlich erhöht, da begrenzte Frequenzbereiche separiert und einzeln ausgewertet werden mussten. In den meisten Fällen konnten mit beiden Verfahren gleiche Ergebnisse erzielt werden. Die SSI-Verfahren lieferten aber bei modal stark gekoppelten Eigenschwingungen, insbesondere im Hinblick auf die Dämpfungsparameter, die zuverlässigeren Ergebnisse. Am Beispiel von am Schiff Aker**9 aufgezeichneten Daten ist im Anhang die Vorgehensweise bei der Parameteridentifikation unter Anwendung beider Verfahren dargestellt. Die Abbildungen A6.37 bis A6.41 stellen schrittweise die Vorgehensweise bei der Anwendung der EFDD zur Parameteridentifikation dar. Den Ausgangspunkt bildet dabei die Ermittlung der spektralen Leistungsdichtematrizen, bestehend aus den Auto- und Kreuzleistungsdichten (Abbildungen A6.37 und A6.38). Durch Anwendung der Singulärwertzerlegung auf die Leistungsdichtematrizen kann anschließend der spektrale Verlauf der Singulärwerte ermittelt werden (Abbildungen A6.39 und A6.40). Durch Separation des Verlaufes des ersten (bzw. bei gekoppelten Moden auch zweiten) Singulärwertes im Bereich einer Eigenschwingung und Rücktransformation des ausgewählten Bereiches in den Zeitbereich kann die Autokorrelationsfunktion der betrachteten Eigenschwingung ermittelt und zur Identifikation der modalen Parameter verwendet werden (siehe Abbildung A6.41). Die SSI-Verfahren basieren direkt auf den gemessenen Zeitdatensätzen. Die Generierung von parametrisierten Modellen unterschiedlicher Ordnungen zur analytischen Beschreibung des Schwingungsverhaltens führt auf auch aus der klassischen Modalanalyse bekannte Stabilitätsdiagramme, dargestellt im Anhang in Abbildung A6.42. Anhand festgelegter Stabilitätskriterien erfolgte die Auswahl eines Modells. Durch eine Gegenüberstellung von z.B. experimentell ermittelten und analytisch generierten Auto- und Kreuzleistungsdichten, dargestellt im Anhang in Abbildung A6.43, kann die Güte des Modells und damit der identifizierten modalen Parameter bewertet werden.

6.4.2 Ergebnisse der operativen Modalanalyse unter Werftbedingungen

In den folgenden Abschnitten sind die Ergebnisse der Anwendung der operativen Modalanalyse unter Werftbedingungen an den drei genannten Schiffen dargestellt. Trotz der geringen Intensität der stochastischen Anregung bei allen drei Untersuchungen war die Qualität der experimentellen Identifikationen entgegen den Erwartungen zum Teil sehr gut. Die traf insbesondere für einen Frequenzbereich bis ca. 6 Hz zu. Aufgrund der spektralen Charakteristik der Wellenanregung war mit zunehmender Frequenz eine Abnahme der Intensität der stochastischen Anregung und somit eine Abnahme der Identifizierbarkeit modaler Parameter zu verzeichnen.

6.4.2.1 Containerschiffe Typ CV2500

Die Ergebnisse der operativen Modalanalyse am Containerschiffen Typ CV2500 werden anhand von Untersuchungen an den Schiffen Aker**9 und Aker**6 dargestellt. Die baugleichen Schiffe unterschieden sich nur im Hinblick auf die vorhandenen Ballastmassen und resultierenden Tiefgänge (siehe auch Abschnitt 6.7.2). Am Schiff Aker**9 waren außerdem zum Zeitpunkt der Messungen die Motorquerabstützungen noch nicht angebracht, was anhand rechnerischer Untersuchungen insbesondere einen Einfluß auf das Schwingungsverhalten der Deckshausstruktur hatte.

In Abbildung 6.18 sind die experimentell ermittelten Eigenschwingformen aller in diesem Frequenzbereich betrachteten Eigenschwingungen dargestellt. Die Tabelle 6.7 beinhaltet die dazugehörigen identifizierten Eigenfrequenzen in Bezug auf die berechneten Schwingformen (siehe auch Abbildung 6.1) sowie die identifizierten Dämpfungsparameter. Der Abbildung 6.19 kann der Verlauf der gemittelten Singulärwerte sowie die Kennzeichnung der ausgewählten Eigenschwingungen entnommen werden. Anhand des Verlaufes der Singulärwerte ist die gute Anregung bzw. Identifizierbarkeit der untersten Eigenschwingungen ersichtlich.

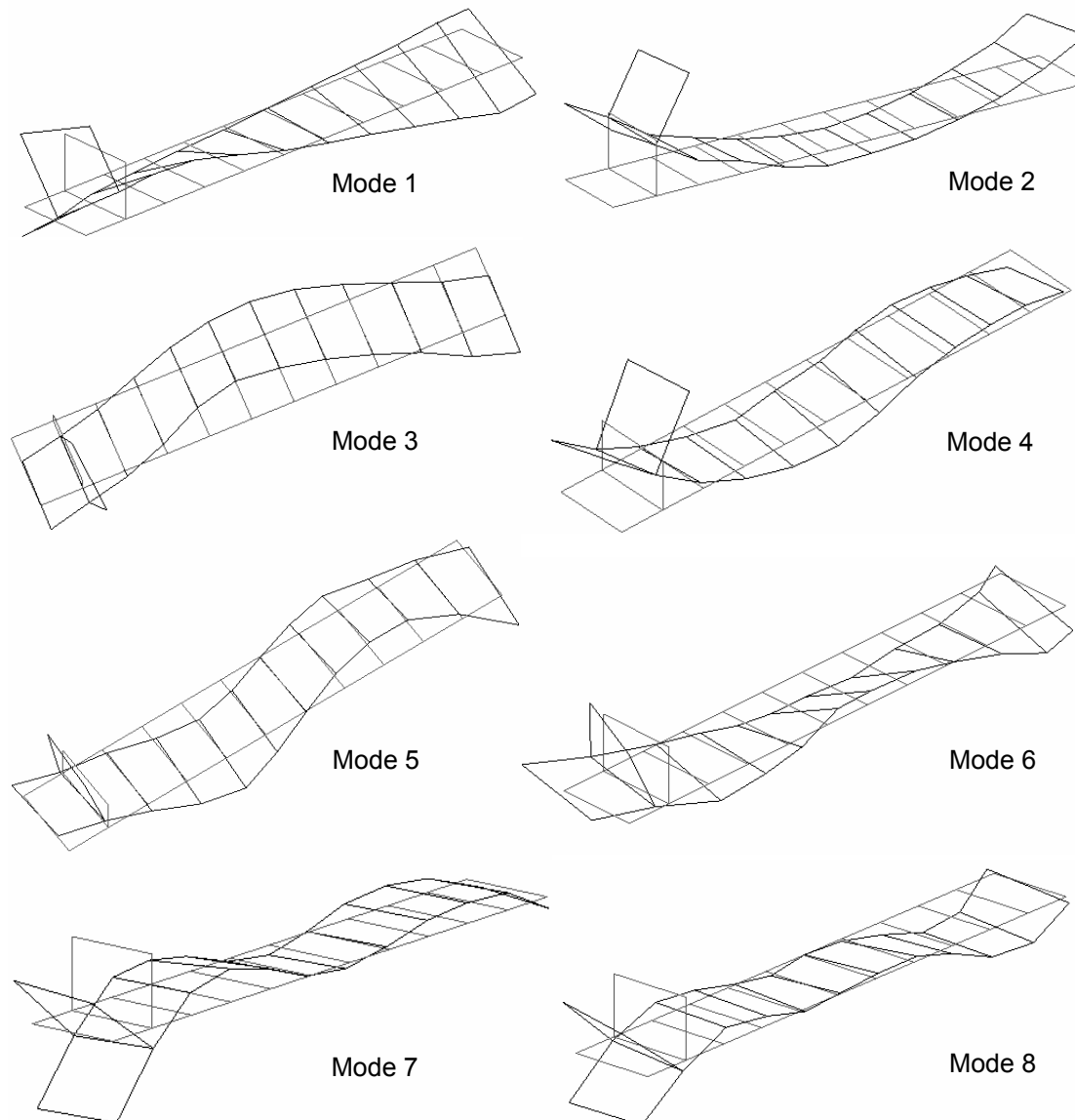


Abbildung 6.18: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (operative MA, Werft) des Containerschiffes Aker**9 in einem Frequenzbereich bis ca. 3 Hz (siehe auch Abbildung 6.1)

Tabelle 6.7: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (operative MA, Werft) zu den berechneten Eigenschwingungen am Containerschiff Aker**9

Mode-Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8
Frequenz [Hz]	1.21	0.93	1.72	1.69	3.29	2.96	2.41	2.87
Dämpfung η [%]	1.40	0.61	0.92	0.56	1.54	0.63	0.86	0.87

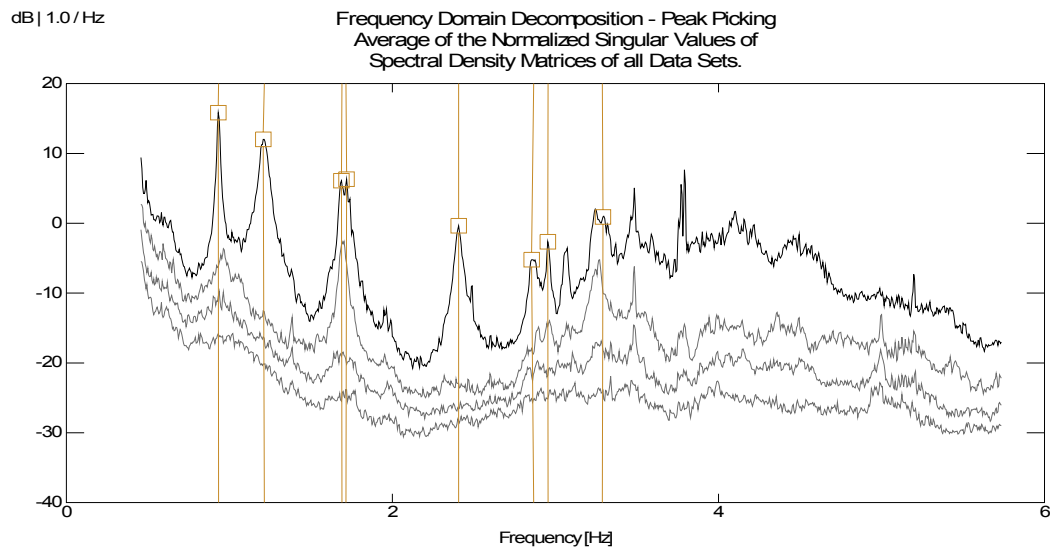


Abbildung 6.19: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte-Matrizen aller am Schiff Aker**9 aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden (siehe Tabelle 6.7)

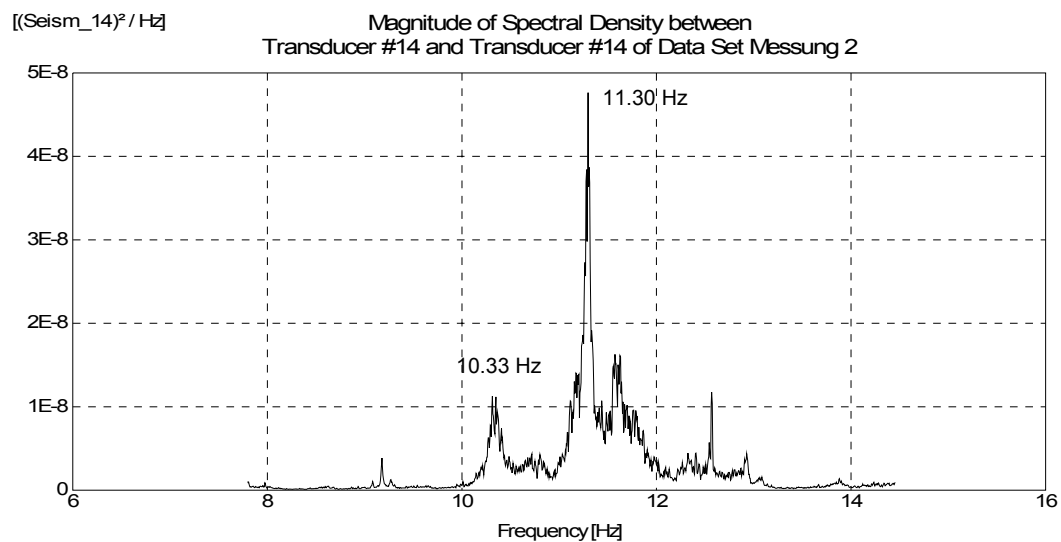


Abbildung 6.20: Spektrale Autoleistungsdichte, ermittelt am Deckshaus Schiff Aker**9 (steuerbord, Schiffslängsrichtung) mit markierten Deckshausmoden (siehe auch Abbildung 6.11)

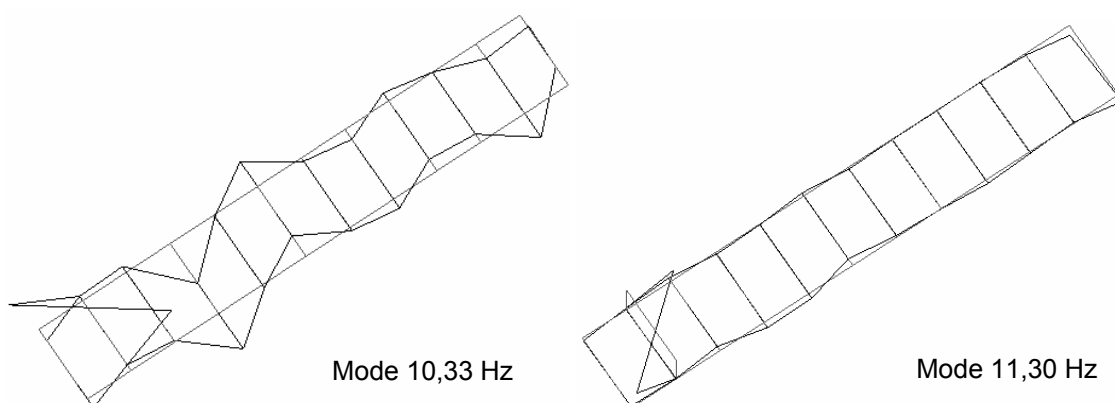


Abbildung 6.21: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (operative MA) des Containerschiffes Aker**9 mit hauptsächlicher Beteiligung des Deckshauses (siehe auch Abbildung 6.2 und 6.10)

Bedingt durch die geringe Anregungsintensität im höheren Frequenzbereich war eine Identifikation der ersten elastischen Moden der Substruktur Deckshaus schwierig, aber trotzdem möglich. Besonders deutlich wird die spektrale Charakteristik der Deckshausstruktur am Autoleistungsdichtespektrum einer am Deckshaus aufgezeichneten Strukturantwort (Abbildung 6.20). Die dazugehörigen Eigenschwingformen sind in Abbildung 6.21 dargestellt. Die Frequenzverschiebungen im Vergleich zu den Untersuchungen mit der klassischen Modalanalyse (vgl. Abbildungen 6.10 und 6.11 sowie 6.2) resultieren aus unterschiedlichen Bauzuständen. Die hier dargestellte operative Modalanalyse erfolgte zu einem früheren Zeitpunkt in einem Bauzustand ohne installierte Motorquerabstützungen.

Die Anwendung der operativen Modalanalyse am Containerschiff Aker**6 erfolgte in einem Zustand nach Probefahrt (Ballastzustand). Veränderungen von Massenverteilung und Tiefgang führten im Vergleich zu den anderen Untersuchungen zu Veränderungen im dynamischen Verhalten, auf die im Abschnitt 6.7.2 näher eingegangen wird. Abbildung 6.22 zeigt den Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichtematrizen aller am Schiff Aker**6 aufgezeichneten Datensätze sowie die Kennzeichnung der ausgewählten Eigenschwingungen. In Tabelle 6.8 sind die identifizierten Eigenfrequenzen in Bezug auf die berechneten Schwingformen (siehe auch Abbildung 6.1) sowie die identifizierten Dämpfungsparameter dargestellt. Eine Identifikation von Mode 8 war nicht möglich. Auf die Darstellung der experimentell ermittelten Schwingformen wird verzichtet, sie entsprechen denen aus Abbildung 6.18.

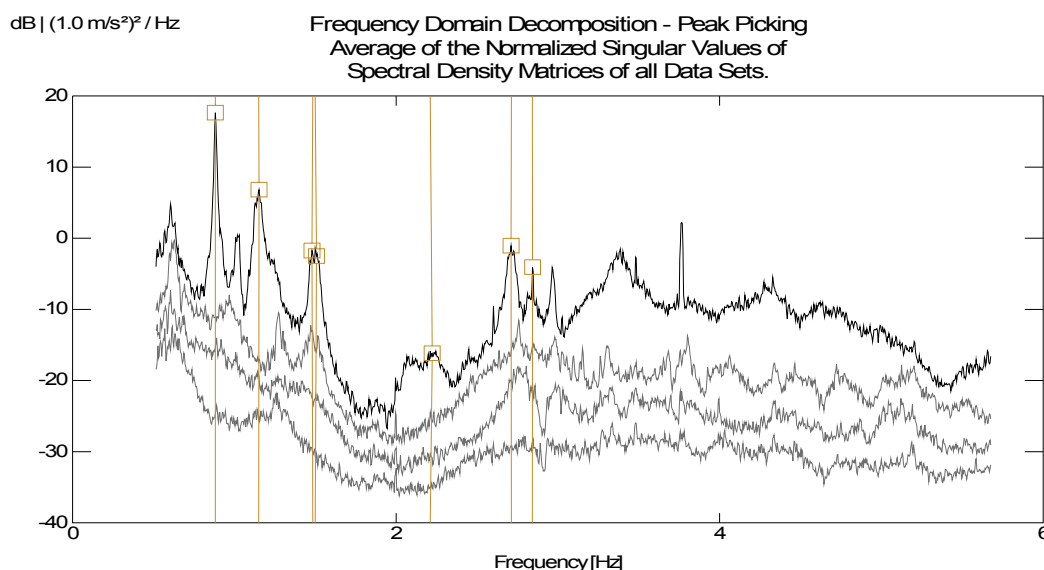


Abbildung 6.22: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte-Matrizen aller am Schiff Aker**6 aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden (siehe Tabelle 6.8)

Tabelle 6.8: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (operative MA, Werft) zu den berechneten Eigenschwingungen am Containerschiff Aker**6

Mode-Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8
Frequenz [Hz]	1.15	0.88	1.50	1.48	2.83	2.71	2.25	-
Dämpfung η [%]	1.65	0.41	1.26	2.40	1.28	0.93	1.95	-

6.4.2.2 RoRo-Schiff FSG**0

Die Anwendung der operativen Modalanalyse am Schiff FSG**0 erfolgte zeitgleich mit der Anwendung der klassischen Modalanalyse. Aus diesem Grund ist ein direkter Vergleich der mit den verschiedenen Verfahren ermittelten modalen Parameter möglich. Eingeschränkt wird dieser Vergleich aber durch eine nur unvollständige Identifikation der Eigenschwingungen im betrachteten Frequenzbereich. Zwar konnten bei der Anwendung der operativen Modalanalyse die untersten zwei Eigenschwingungen (Mode 1 und 2) zusätzlich identifiziert werden, eine Identifikation insbesondere der höheren vertikalen Biegeeigenschwingungen (Mode 3, 8 und 10) war aber ebenfalls nicht möglich. Gründe für diese Einschränkungen liegen wahrscheinlich in einer begrenzten stochastischen Anregung der Schiffsstruktur bedingt durch die sehr geschützte Lage des Liegeplatzes (siehe Anhang, Abbildung A6.32).

In Abbildung 6.23 sind die experimentell ermittelten Eigenschwingformen von FSG**0 dargestellt. Die Tabelle 6.9 beinhaltet die dazugehörigen identifizierten Eigenfrequenzen in Bezug auf die berechneten Schwingformen (siehe auch Abbildung 6.3) sowie die identifizierten Dämpfungsparameter. Der Abbildung 6.24 kann der Verlauf der gemittelten Singulärwerte sowie die Kennzeichnung der ausgewählten Eigenschwingungen entnommen werden.

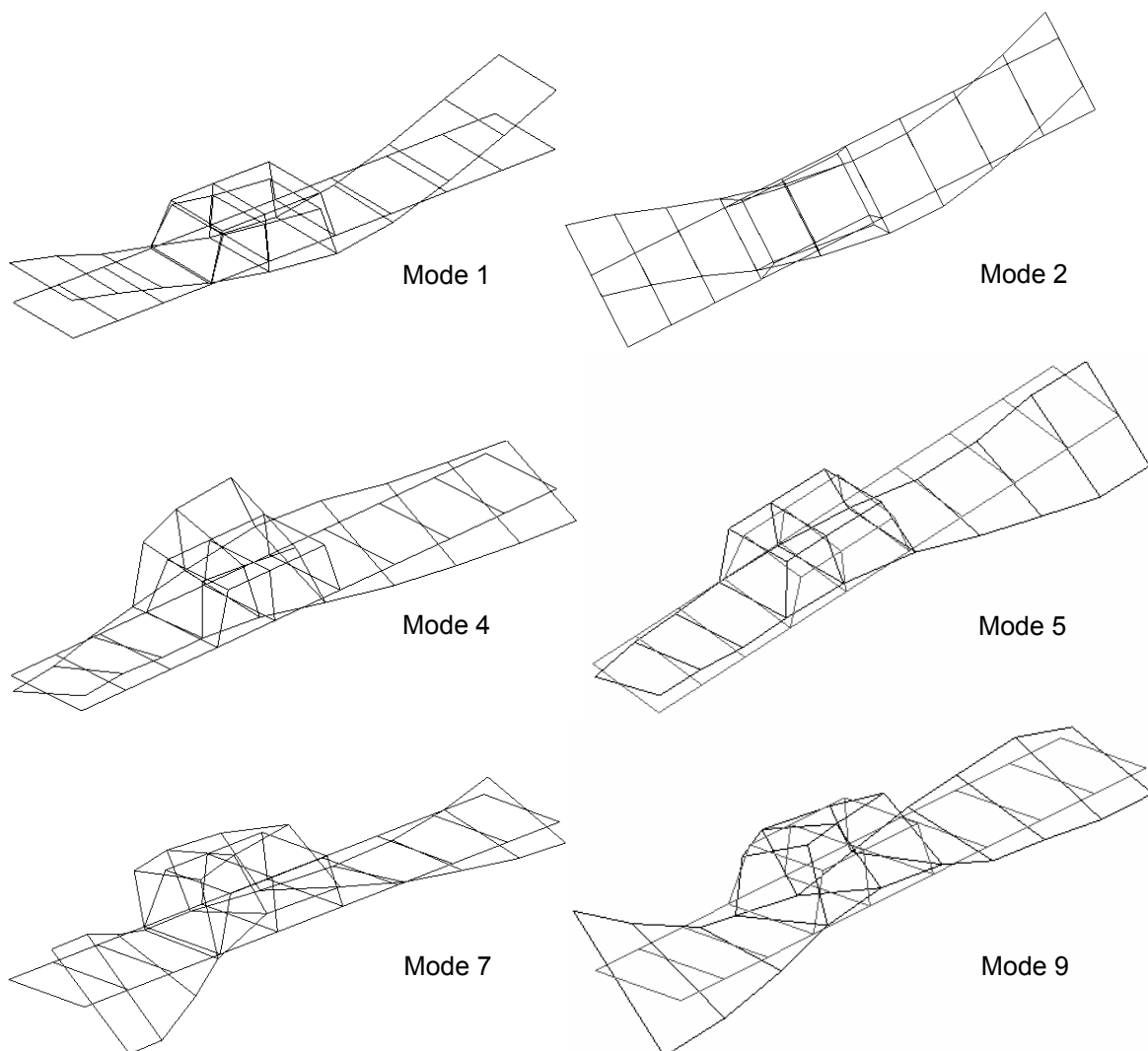


Abbildung 6.23: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (operative MA, Werft) des Ro-Ro-Schiffes FSG**0 in einem Frequenzbereich bis ca. 6 Hz (siehe auch Abbildung 6.3)

Tabelle 6.9: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (operative MA, Werft) zu den berechneten Eigenschwingungen am RoRo-Schiff FSG**0

Mode-Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Frequenz [Hz]	1.50	2.47	-	3.09	3.63	-	4.19	-	5.78	-
Dämpfung η [%]	3.52	2.18	-	1.66	1.25	-	2.37	-	2.30	-

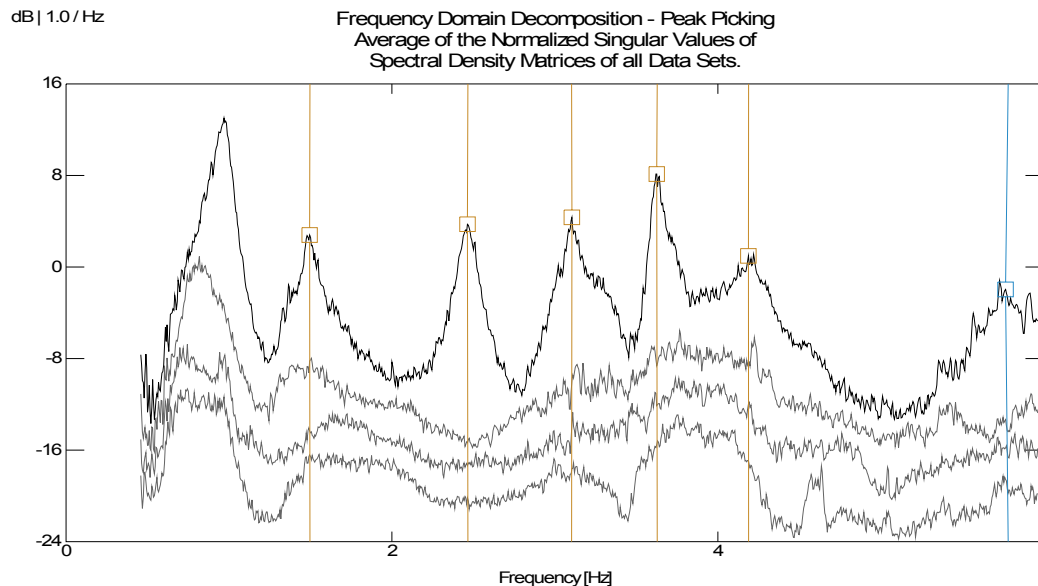


Abbildung 6.24: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte-Matrizen aller am Schiff FSG**0 aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden (siehe Tabelle 6.9)

6.5 Anwendung der operativen Modalanalyse bei Probefahrt

6.5.1 Durchführung der experimentellen Untersuchungen

Die Anwendung der operativen Modalanalyse unter Probefahrtsbedingungen erfolgte an zwei Containerschiffe vom Typ CV2500 (Aker**9 und VWS**8) sowie an den RoRo-Schiffen FSG**0 und FSG**1. Aufgrund eines begrenzten Zeitrahmens zur Durchführung der Untersuchungen während einer Probefahrt war es notwendig, die örtliche Auflösung der verwendeten Messmodelle zu reduzieren, um die Anzahl der notwendigen Messreihen zur Erfassung aller Messfreiheitsgrade auf zwei zu begrenzen. Die daraus abgeleiteten Messmodelle sowie die resultierenden Sensoranordnungen können im Anhang der Darstellung A6.44 entnommen werden.

Während des Schiffsbetriebes wirkten neben der natürlichen stochastischen Anregung zusätzliche harmonische Anregungen auf die Schiffstruktur ein, hauptsächlich verursacht durch die Hauptmaschine mit ihren unterschiedlichen Erregerordnungen sowie durch den Schiffspropeller mit vorwiegend ein- und zweifacher Propellerblattfrequenz. Diese Art der Anregung hatte ein zusammengesetztes Antwortspektrum der Schiffstruktur, bestehend aus strukturellen Moden und harmonischen Komponenten, zur Folge (siehe auch Abbildung 5.3). Beispielhaft ist ein solches Antwortspektrum anhand des Verlaufes der Singulärwerte in Abbildung 6.25 dargestellt.

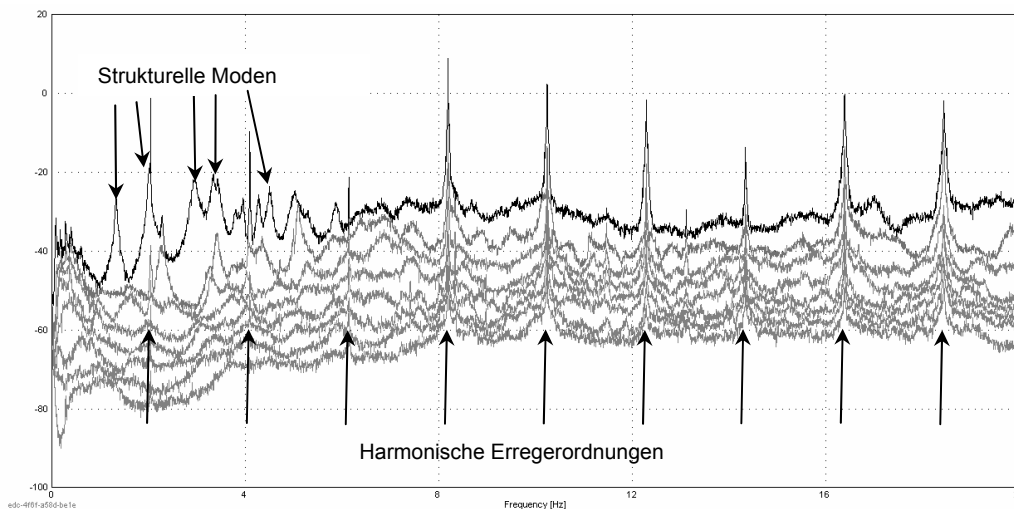


Abbildung 6.25: Verlauf der Singulärwerte der Strukturantworten bei stochastischer und harmonischer Anregung der Schiffstruktur im Betrieb (FSG**0)

Im Allgemeinen unterscheidet sich die Anwendung der operativen Modalanalyse in Anwesenheit harmonischer Erregerordnungen nicht von dem Fall bei alleiniger stochastischer Anregung. Folgende Besonderheiten sind aber zu berücksichtigen.

Bei Schiffsbetrieb übersteigen die harmonischen Anteile des Antwortspektrums die Anteile infolge der natürlichen stochastischen Anregung zum Teil um ein Vielfaches und führen zu erhöhten Anforderungen an die dynamische Auflösung des Datenerfassungssystems. So wurde im Rahmen der Untersuchungen ein Datenerfassungssystem mit einer 2*24 Bit A/D-Wandlung (*Dyn-X*, *Brüel&Kjær*) verwendet, um auch den auf stochastischer Erregung basierenden Anteil der Strukturantworten in einer guten Qualität aufzuzeichnen. Auch sind längere Messzeiten bei Vorhandensein harmonischer Erregerordnungen zu empfehlen [66].

Im Rahmen der Parameteridentifikation ist es im weiteren Verlauf notwendig, harmonische Komponenten zu erkennen und von den gesuchten strukturellen Moden zu trennen. Hierfür sind verschiedene Vorgehensweisen möglich [66, 67]. So können harmonische Komponenten im Antwortspektrum visuell am Verlauf der Singulärwerte erkannt werden, da im Bereich dieser Komponente alle Singulärwerte deutlich erhöht sind (siehe Abbildung 6.25). Weiterhin ist es möglich, harmonische Komponenten von strukturellen Moden durch ihre signifikant unterschiedlichen Verteilungsdichtefunktionen [22] zu unterscheiden. Auch werden für harmonische Komponenten in der Regel deutlich geringere Dämpfungskennwerte identifiziert, so dass diese ebenfalls als Indikator verwendet werden können. Harmonische Erregerordnungen können aber auch bekannt sein oder durch separate Messungen ermittelt werden. So erfolgte während der Probefahrten parallel zur Aufzeichnung der Strukturantworten die Erfassung der Wellendrehzahl durch einen zusätzlichen Sensor. Da im Schiffsbetrieb alle Haupterregerordnungen Vielfache der Drehzahl der Propellerwelle sind, konnten diese für jeden Betriebszustand auf einfache Weise ermittelt werden.

Sind die harmonischen Komponenten identifiziert, können die modalen Parameter der verbleibenden strukturellen Moden ermittelt werden. Liegen die harmonischen Komponenten außerhalb des Resonanzbereiches struktureller Moden, ist eine Parameteridentifikation problemlos möglich. Schwierigkeiten treten auf, wenn die Resonanzbereiche durch harmonische Erregerlinien gestört werden. Während die SSI-Verfahren auch strukturelle Moden mit dicht benachbarten harmonischen Erregerlinien sicher identifizieren können, ist eine direkte Anwendung der EFDD nicht möglich. In [66] wurde ein Verfahren vorgeschlagen und in der verwendeten Software umgesetzt, das

die harmonischen Komponenten über ihre charakteristische Verteilungsdichtefunktion identifiziert und anschließend aus dem Bereich der strukturellen Moden durch Interpolation eliminiert, so dass eine Parameteridentifikation auch unter Anwendung der EFDD möglich wird. Untersuchungen zur Anwendbarkeit der verschiedenen Verfahren zur Parameteridentifikation bei zusätzlicher harmonischer Anregung wurden am Beispiel von Messdaten des RoRo-Schiffes FSG**0 durchgeführt. Messdaten standen dabei für zwei geringfügig unterschiedliche Drehzahlzustände sowie für einen Zustand ohne harmonische Erregung (Inspektion der Hauptmaschine) zur Verfügung. So war es möglich, für einen ausgewählten strukturellen Mode die ermittelten modalen Parameter bei den drei Zuständen: harmonische Erregerordnung identisch mit dem strukturellen Mode, eng benachbart oder ohne harmonische Erregung zu ermitteln und zu vergleichen. Dabei konnte festgestellt werden, dass nur im Fall einer mit dem strukturellen Mode identischen harmonischen Erregerordnung die ermittelten Dämpfungsparameter fehlerbehaftet waren. Für den Zustand der eng benachbarten harmonischen Erregerordnung konnte die Dämpfung sicher identifiziert werden. Eigenfrequenzen und dazugehörige Eigenschwingformen konnten bei allen Zuständen ermittelt werden. Ausführlich sind diese Untersuchungen in [67] beschrieben. Auszugsweise wird im Anhang in den Abbildungen A6.45 und A6.46 die Parameteridentifikation in Gegenwart harmonischer Erregerordnungen bei Anwendung der EFDD mit dem Verfahren der harmonischen Identifikation sowie eines SSI-Verfahrens dargestellt.

Problematisch erwies sich die Separation höherer Erregerordnungen, da diese auf Grund vorhandener Frequenz- und Amplitudenmodulationen der harmonischen Komponenten teilweise einen größeren Frequenzbereich überdeckten. Somit wurde auch eine Identifikation struktureller Moden im höheren Frequenzbereich (>8 Hz) erschwert, was besonders die Deckshausschwingungen bei Containerschiffen betraf. Gleichzeitig war im Schiffsbetrieb aber auch eine erhöhte Intensität der natürlichen Anregung durch Wind und vorwiegend Wellen festzustellen (siehe Anhang, Abbildung A6.47), die die Identifikation insbesondere der unteren Eigenschwingungen verbesserte. Als besonders geeignet haben sich Messungen unter konstanten Betriebsbedingungen (konstante Wellendrehzahl) erwiesen, um den Einfluss der harmonischen Erregung bestmöglich eliminieren zu können. Bei den RoRo-Schiffen war dieser Zustand fast immer gegeben, da diese Schiffe mit einem Verstellpropeller ausgerüstet waren und die Hauptmaschine mit konstanter Drehzahl lief. Bei Containerschiffen hingegen wurden die Schiffsgeschwindigkeiten über die Wellendrehzahl reguliert. Messungen bei unterschiedlichen (im Rahmen einer Einzelmessung aber konstanten) Wellendrehzahlen ermöglichten aber auch eine sehr einfache Elimination harmonischer Erregerlinien, indem unterschiedliche Messungen zur Parameteridentifikation beeinflusster struktureller Moden verwendet wurden.

Die für die Auswertungen nutzbaren Datensatzlängen (Messdauern) waren abhängig von den vorliegenden Betriebszuständen. Da nur Zeitbereiche konstanter Wellendrehzahlen verwendet wurden, variierte die Länge der verwendeten Zeitdatensätze zwischen 60 und 180 Minuten.

6.5.2 Ergebnisse der operativen Modalanalyse unter Probefahrtbedingungen

In den folgenden Abschnitten sind die Ergebnisse der Anwendung der operativen Modalanalyse unter Probefahrtsbedingungen an den Schiffen Aker**9, VWS**8, FSG**0 sowie FSG**1 dargestellt. Aufgrund von in dem betrachteten Frequenzbereich vorliegenden kinematischen Zwangsbedingungen wurden einzelne Freiheitsgrade der Messgitter messtechnisch nicht erfasst (siehe Abbildung A6.44 im Anhang). So erfolgte z.B. bei den RoRo-Schiffen die Erfassung der Querkompo-

nenten der Schiffskörperschwingungen nur auf der Steuerbord-Seite. Zur Darstellung der Eigenschwingformen wurden die entsprechenden Werte dann für die Backbord-Seite übernommen.

6.5.2.1 Containerschiffe Typ CV2500

In Abbildung 6.26 sind die während der Probefahrt des Schiffes Aker**9 experimentell ermittelten Eigenschwingformen dargestellt. Die Tabelle 6.10 beinhaltet die dazugehörigen identifizierten Eigenfrequenzen in Bezug auf die berechneten Schwingformen (siehe auch Abbildung 6.1) sowie die identifizierten Dämpfungsparameter. Der Abbildung 6.27 kann der Verlauf der gemittelten Singulärwerte sowie die Kennzeichnung der ausgewählten Eigenschwingungen entnommen werden. In der Darstellung enthalten ist außerdem die Kennzeichnung der harmonischen Erregerordnungen bei einer Wellendrehzahl von $81,7 \text{ min}^{-1}$ (entspricht einer ersten Erregerordnung von $1,36 \text{ Hz}$).

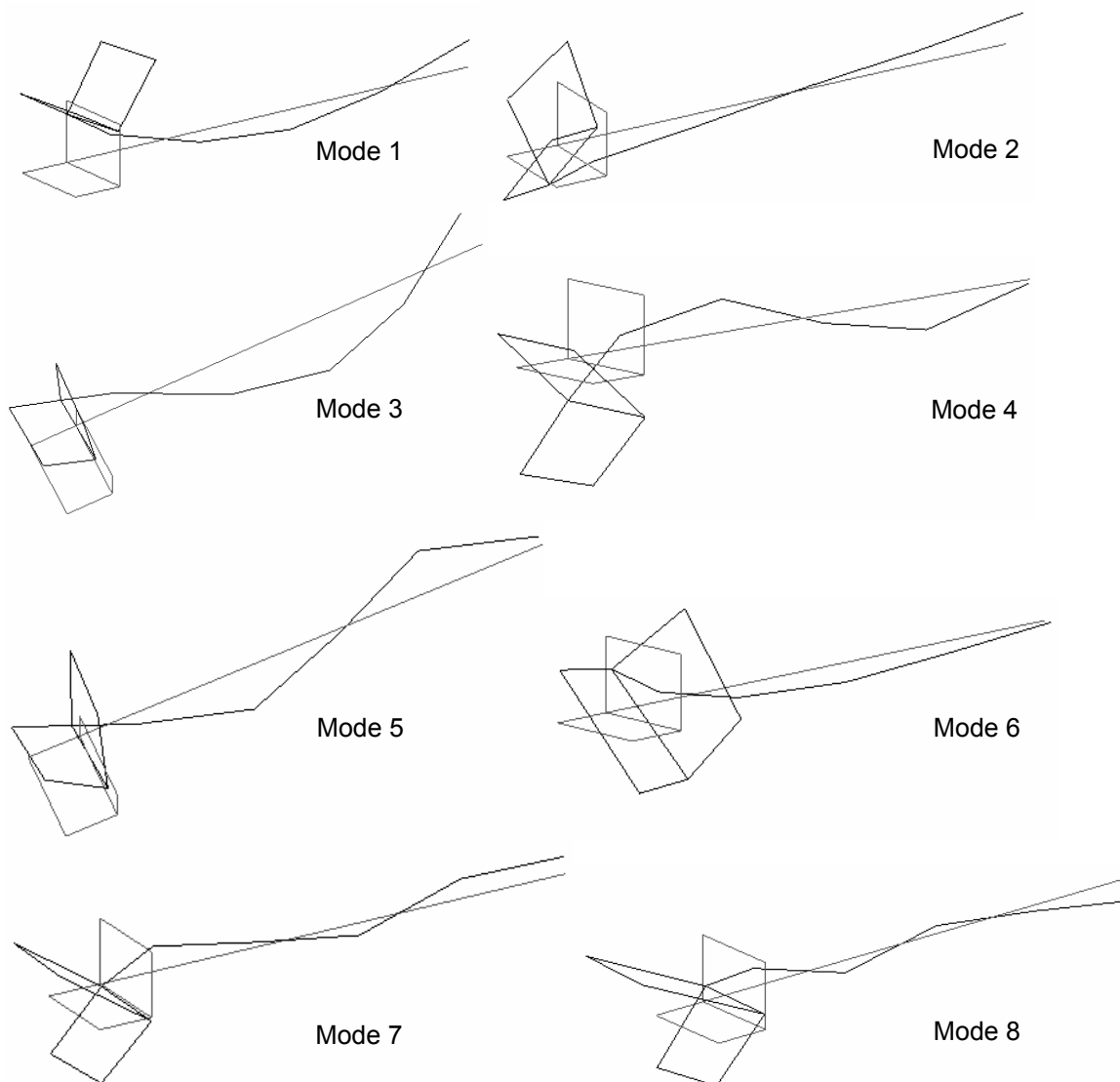


Abbildung 6.26: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (operative MA, Probefahrt) des Containerschiffes Aker**9 in einem Frequenzbereich bis ca. 3 Hz (siehe auch Abbildung 6.1)

Tabelle 6.10: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (operative MA, Probefahrt) zu den berechneten Eigenschwingungen am Containerschiff Aker**9

Mode-Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8
Frequenz [Hz]	1.08	0.99	1.53	1.93	2.91	3.06	2.74	3.56
Dämpfung η [%]	3.30	0.80	1.41	1.34	0.84	0.61	0.59	1.09

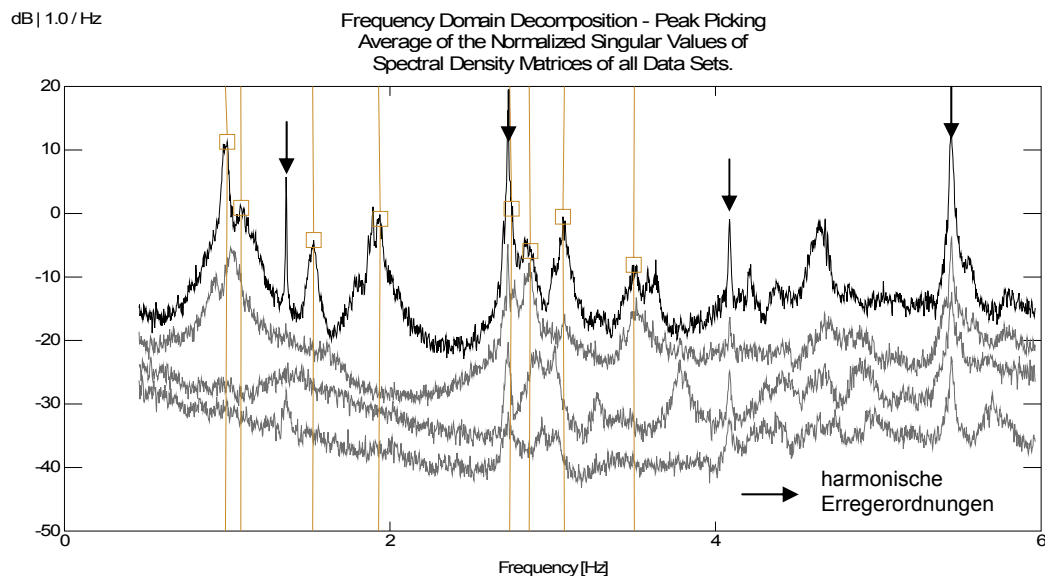


Abbildung 6.27: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte-Matrizen aller am Schiff Aker**9 aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden (siehe Tabelle 6.10)

Die Abbildung 6.28 stellt den Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte-Matrizen vom Schiff VWS**8 während der Probefahrt dar. Die Tabelle 6.11 beinhaltet die identifizierten Eigenfrequenzen in Bezug auf die berechneten Schwingformen (siehe auch Abbildung 6.1) sowie die identifizierten Dämpfungsparameter. Für die ermittelten Eigenschwingformen des Schiffes VWS**8 wird auf die Darstellungen vom Schiff Aker**9 (Abbildung 6.26) verwiesen.

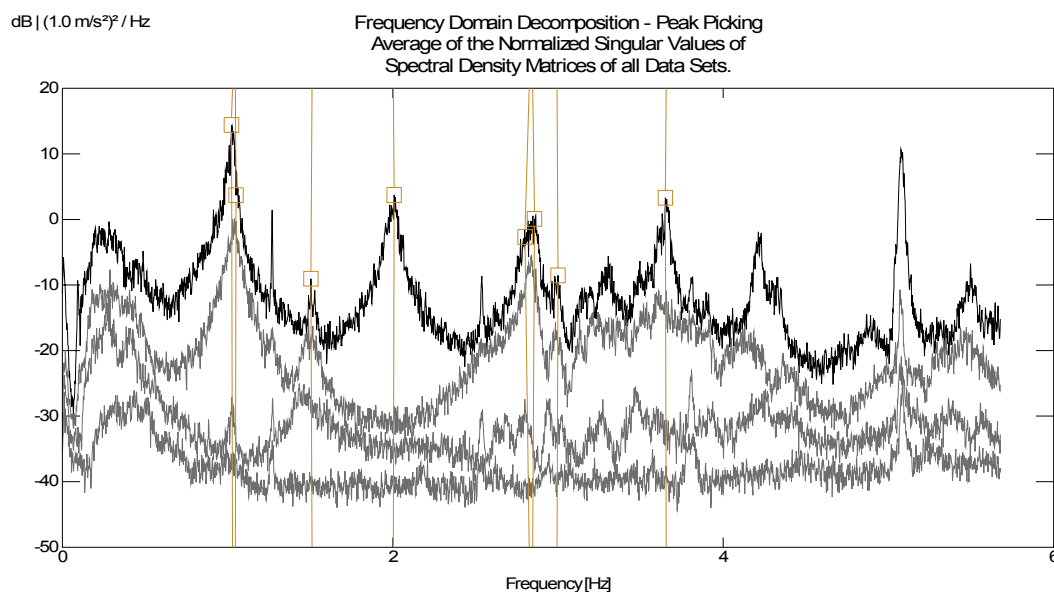


Abbildung 6.28: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte-Matrizen aller am Schiff VWS**8 aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden (siehe Tabelle 6.11)

Tabelle 6.11: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (operative MA, Probefahrt) zu den berechneten Eigenschwingungen am Containerschiff VWS**8

Mode-Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8
Frequenz [Hz]	1.04	1.02	1.51	2.00	2.82	3.00	2.88	3.65
Dämpfung η [%]	2.41	1.45	1.37	1.43	0.80	1.10	1.67	1.35

6.5.2.2 RoRo-Schiff FSG**0

In Abbildung 6.29 ist der Verlauf der gemittelten Singulärwerte der während der Probefahrt am RoRo-Schiff FSG**0 ermittelten spektralen Leistungsdichte-Matrizen dargestellt. Zu entnehmen ist dieser Darstellung auch die Kennzeichnung der ausgewählten Eigenschwingungen sowie der harmonischen Erregerordnungen bei einer Wellendrehzahl von $122,4 \text{ min}^{-1}$ (entspricht einer ersten Erregerordnung von 2,04 Hz). Die Tabelle 6.12 beinhaltet die dazugehörigen identifizierten Eigenfrequenzen in Bezug auf die berechneten Schwingformen (siehe auch Abbildung 6.3) sowie die identifizierten Dämpfungsparameter. In Abbildung 6.30 sind die während der Probefahrt des RoRo-Schiffes FSG**0 experimentell ermittelten Eigenschwingformen dargestellt. Eine sichere Identifikation von Mode 8 (4-Knoten Biegung, vertikal) war nicht möglich, anhand ausgewählter Leistungsdichte-Spektren konnte nur die entsprechende Eigenfrequenz ermittelt werden.

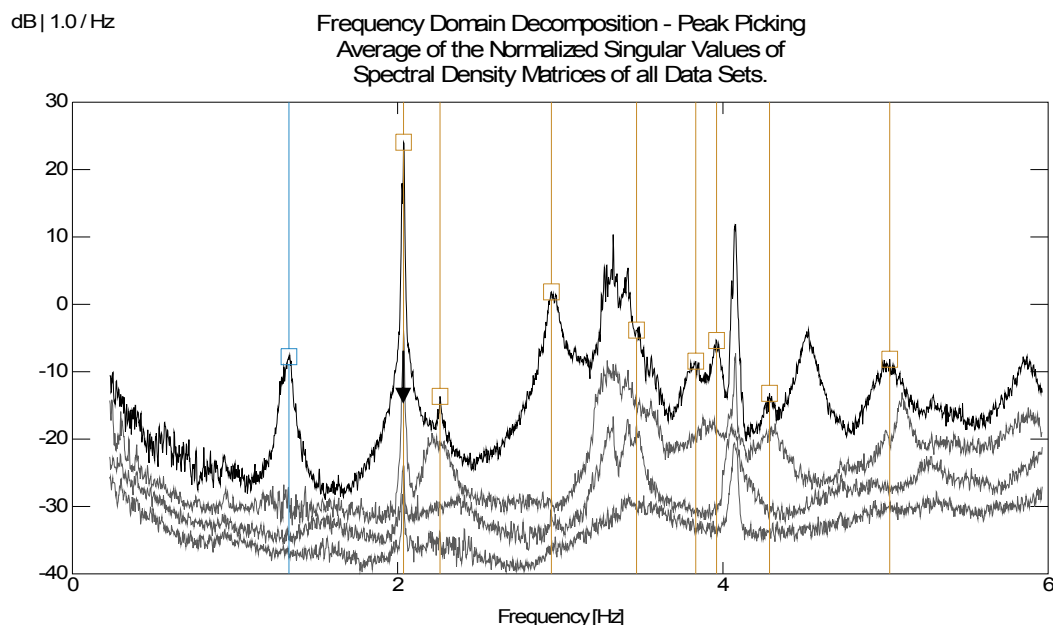


Abbildung 6.29: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte-Matrizen aller am RoRo-Schiff FSG**0 während der Probefahrt aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden (siehe Tabelle 6.12)

Tabelle 6.12: Zuordnung von experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsgraden (operative MA, Probefahrt) zu den berechneten Eigenschwingungen am RoRo-Schiff FSG**0

Mode-Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Frequenz [Hz]	1.32	2.04	2.26	2.95	3.33	3.96	3.83	3.47	5.01	4.29
Dämpfung η [%]	1.34	1.15	1.58	1.04	1,20	0.65	1.49	-	1.19	0.70

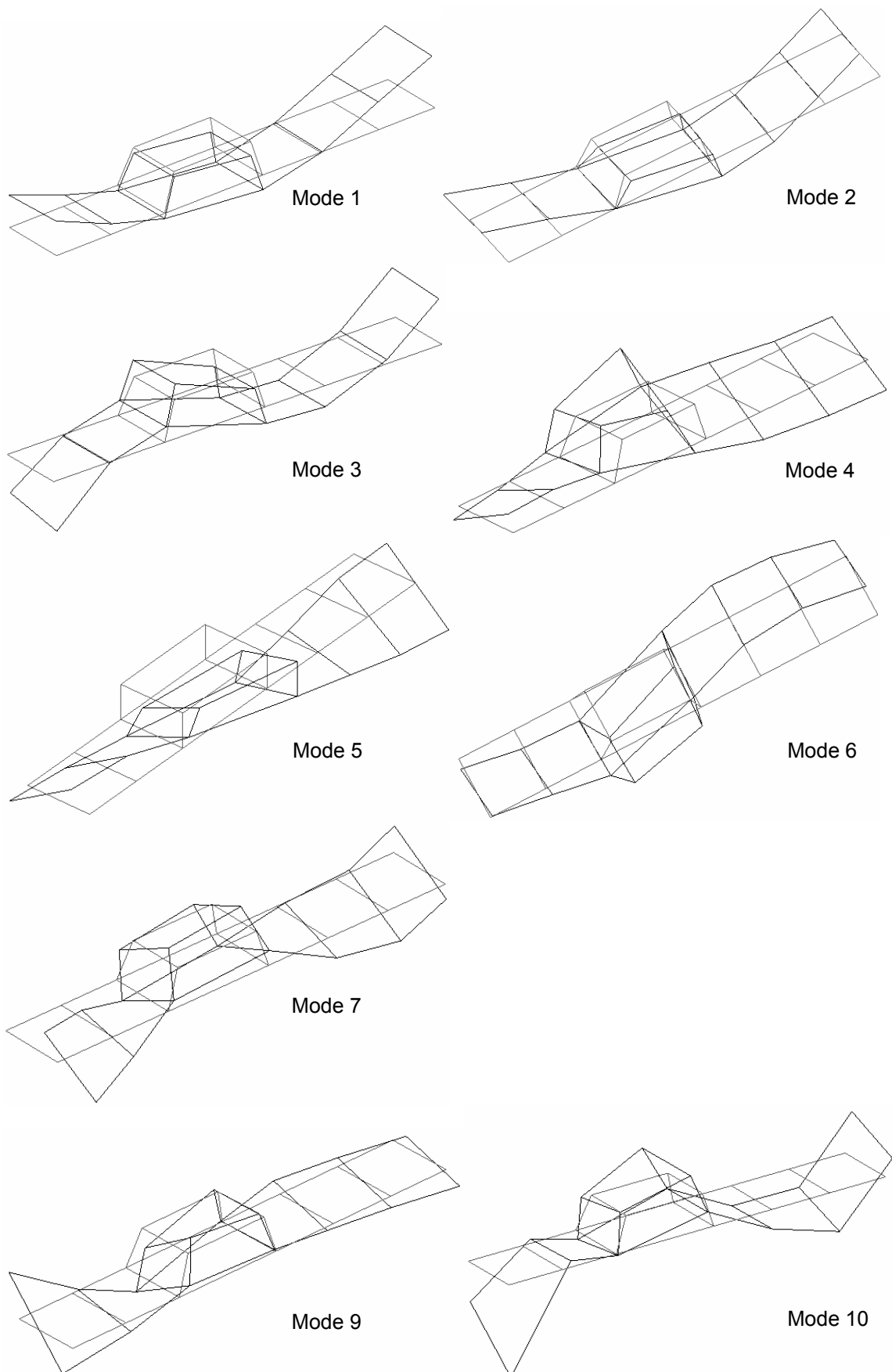


Abbildung 6.30: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (operative MA, Probefahrt) des RoRo-Schiffes FSG**0 in einem Frequenzbereich bis ca. 6 Hz (siehe auch Abbildung 6.3)

6.5.2.3 RoRo-Schiff FSG**1

Ein charakteristisches Merkmal des RoRo-Schiffes FSG**0 war eine speziell geformte, weit ausladende Achterschiffsstruktur. Diese Konstruktion hatte zur Folge, dass die benetzte Fläche der Außenhaut in diesem Bereich und somit auch die wirksame hydrodynamische Masse eine Abhängigkeit von der Schiffsgeschwindigkeit aufwiesen. Dieser Sachverhalt ist in einer rechnerischen Vorhersage nur schwer zu berücksichtigen. Aus diesem Grund wurden Untersuchungen bei unterschiedlichen Schiffsgeschwindigkeiten durchgeführt. Da die Regelung der Schiffsgeschwindigkeit bei konstanter Wellendrehzahl über einen Verstellpropeller erfolgte, wurden als geschwindigkeits-äquivalente Bezugswerte die prozentualen Leistungen der Antriebsanlage verwendet. So erfolgten die Untersuchungen bei Leistungen von 100 %, 80 % sowie 0 % (Antriebsanlage ausgeschaltet). Die Auswertung beschränkt sich dabei auf die ersten fünf Eigenschwingungen. In Abbildung 6.31 ist der Verlauf der gemittelten Singulärwerte der ermittelten spektralen Leistungsdichte-Matrizen bei abgeschalteter Antriebsanlage (Leistung 0 %) sowie die Kennzeichnung der ausgewählten Eigenschwingungen dargestellt. Der Verlauf der Singulärwerte für die weiteren Fahrtzustände kann im Anhang der Abbildung A6.48 entnommen werden. Die Tabelle 6.13 beinhaltet die experimentell identifizierten Eigenfrequenzen in Bezug auf die berechneten Schwingformen (siehe auch Abbildung 6.4) in Abhängigkeit der Leistung der Antriebsanlage. Deutlich werden darin die Frequenzverschiebungen, insbesondere der vertikalen Biegemoden, hauptsächlich verursacht durch Veränderungen in Größe und Verteilung der hydrodynamischen Massen im Achterschiffsbereich. Die Tabelle 6.14 stellt die aus den Datensätzen bei 100 % und 0 % Antriebsleistung identifizierten Dämpfungsparameter dar. Auffällig ist die Zunahme der Dämpfung bei voller Antriebsleistung für die Mode 1 und 3 (vertikale Biegeschwingungen). Dieser nicht strukturell, sondern messtechnisch verursachte Effekt ist eine Folge von leichten Verschiebungen in den Resonanzfrequenzen innerhalb einer Messung aufgrund der bereits beschriebenen Sensitivität der vertikalen Biegeschwingungen auf Veränderungen der benetzten Fläche der Achterschiffsstruktur. In Abbildung 6.32 sind die während der Probefahrt des RoRo-Schiffes FSG**1 experimentell ermittelten Eigenschwingformen dargestellt.

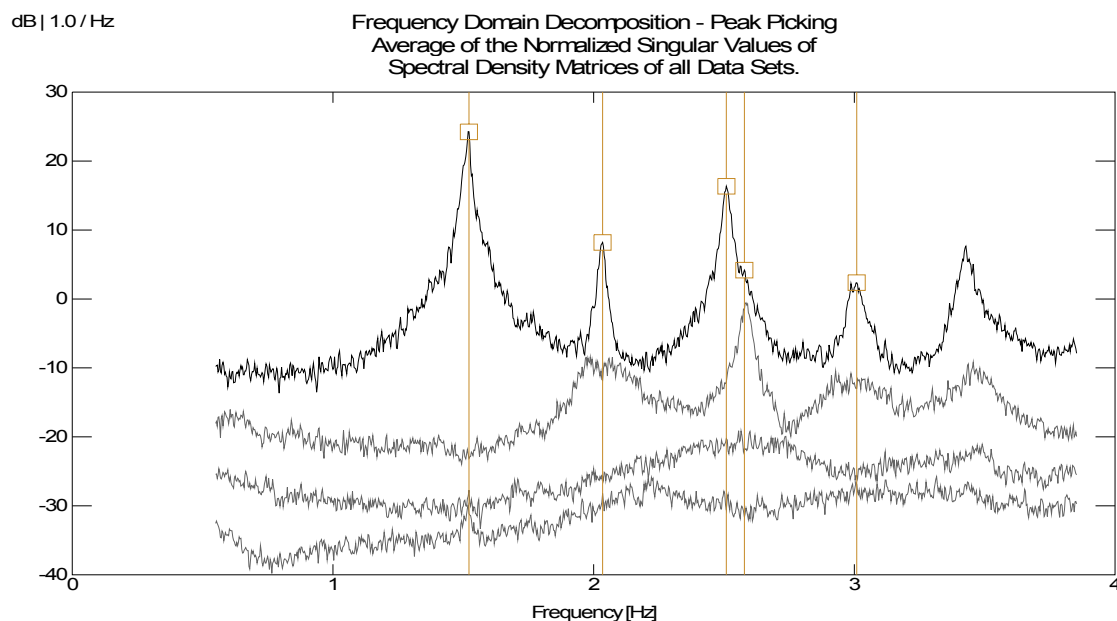


Abbildung 6.31: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte-Matrizen aller am RoRo-Schiff FSG**1 während der Probefahrt aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden (siehe Tabelle 6.13) bei abgeschalteter Antriebsanlage (Leistung 0 %)

Tabelle 6.13: Experimentell identifizierte Eigenfrequenzen des RoRo-Schiffes FSG**1 (operative MA, Probefahrt) in Bezug auf die berechneten Eigenschwingungen (siehe auch Abbildung 6.4) in Abhängigkeit von der Leistung der Antriebsanlage.

Mode-Nr.		1	2	3	4	5
Frequenz [Hz]	Antriebsleistung 100 %	1.27	1.93	2.10	2.50	2.90
	Antriebsleistung 80 %	1.30	1.94	2.27	2.51	2.90
	Antriebsleistung 0 %	1.52	2.03	2.51	2.58	3.00

Tabelle 6.14: Experimentell identifizierte Dämpfungsparameter am RoRo-Schiff FSG**1 aus den Datensätzen bei 100 % und 0 % Antriebsleistung

Mode-Nr.		1	2	3	4	5
Dämpfung η [%]	Antriebsleistung 100 %	1.94	0.72	2.79	0.85	1.09
	Antriebsleistung 0 %	0.73	0.53	0.52	0.63	0.93

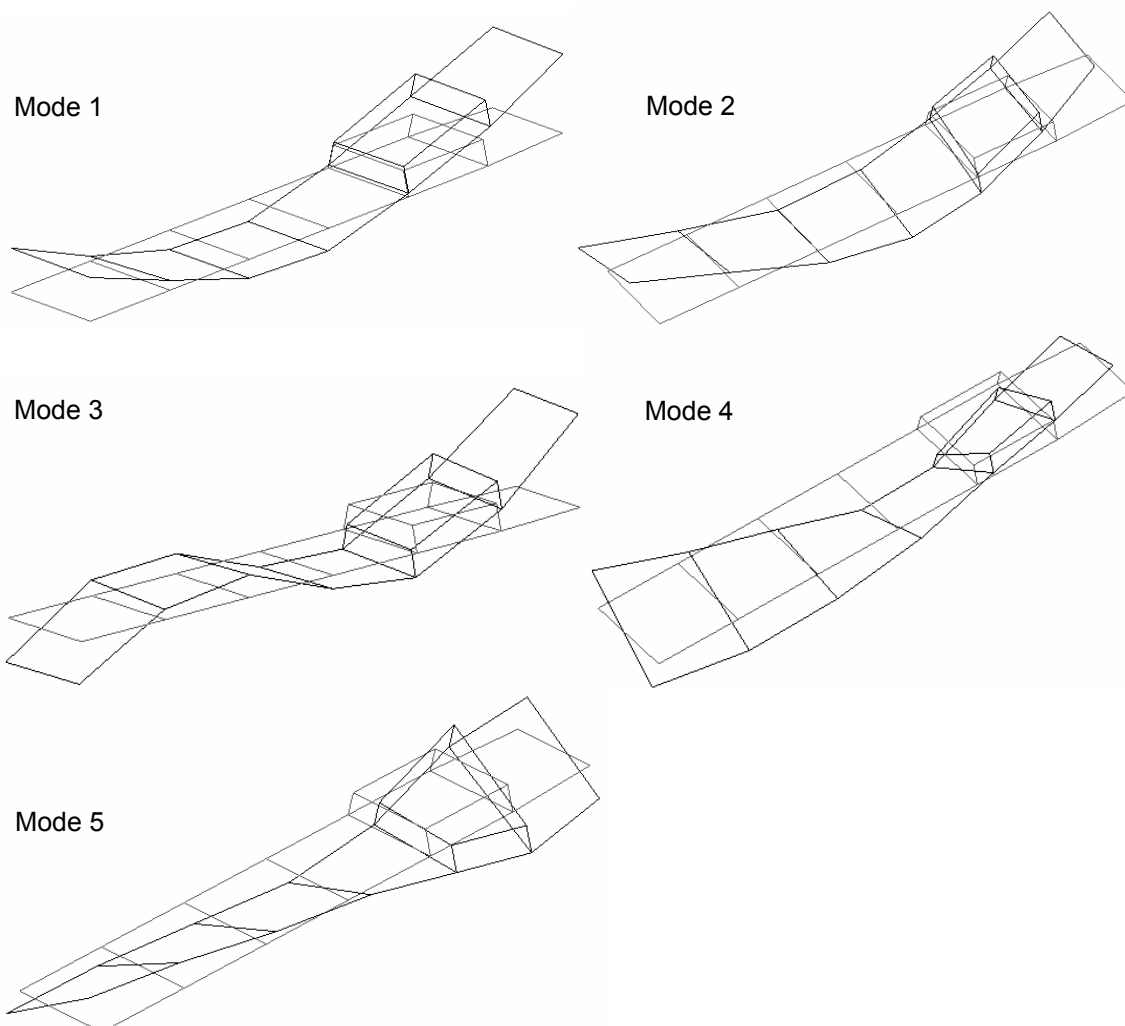


Abbildung 6.32: Experimentell identifizierte Eigenschwingformen (operative MA, Probefahrt) des RoRo-Schiffes FSG**1 in einem Frequenzbereich bis ca. 3 Hz (siehe auch Abbildung 6.4)

6.6 Auswertung von Hochfahrvorgängen, Containerschiffe Typ CV2500

Bedingt durch die geringere Bandbegrenzung höherer harmonischer Erregerordnungen (Amplituden- und Frequenzmodulationen) sowie durch die mit zunehmender Frequenz abnehmende stochastische Anregungsintensität, ist eine Identifikation modaler Parameter unter Probefahrtbedingungen bei Anwendung der operativen Modalanalyse in der Regel nur bis zu einer Frequenz von ca. 8 Hz möglich. So konnten die modalen Parameter der insbesondere bei Containerschiffen wichtigen Deckshausstrukturen nicht unter Betriebsbedingungen identifiziert werden. Alternativ wurden hierfür Datensätze ausgewertet, die im Rahmen von Hochfahrvorgängen der Hauptmaschine auf den Containerschiffen Aker**9 sowie VWS**8 aufgezeichnet wurden. Die daraus resultierenden Spektrogramme für eine Position am Deckshaus (Schiffslängsrichtung) sind im Anhang in den Abbildungen A6.49 und A6.50 dargestellt. Unter Anwendung einer Ordnungsanalyse war es möglich, die Antworten der Struktur auf eine ausgewählte Erregerordnung zu separieren. Im Hinblick auf den interessierenden Frequenzbereich wurden darum die 7. Erregerordnung der Hauptmaschine beim Schiff Aker**9 sowie die 8. Erregerordnung bei VWS**8 (Zündfrequenzen der entsprechenden Motoren) für weitere Untersuchungen ausgewählt. Diese so genannten H-Momente stellten eine der Hauptkomponenten der Motorerregung dar, waren die einzigen in dieser Ordnung wirkenden Erregerquellen und durchliefen während des Hochfahrvorganges Resonanzbereiche der Deckshausstrukturen. Die daraus resultierenden Ordnungsfunktionen (Frequenzauflösung ca. 0,06 Hz) sind für das Schiff Aker**9 in Abbildung 6.33 und für das Schiff VWS**8 in Abbildung 6.34 dargestellt. In diesen Abbildungen mit enthalten sind die im Rahmen der klassischen Modalanalyse (Werft) experimentell an den entsprechenden Positionen am Deckshaus ermittelten Frequenzgänge. Anhand der Frequenzcharakteristik von Ordnungsfunktion und Frequenzgang ist für beide Schiffe ersichtlich, dass das während der Werftmessung ermittelte dynamische Verhalten der Deckshausstrukturen nahezu identisch mit dem Verhalten im Schiffsbetrieb (bei zusätzlichem Ballast, erhöhtem Tiefgang sowie Tiefwasserbedingungen) ist.

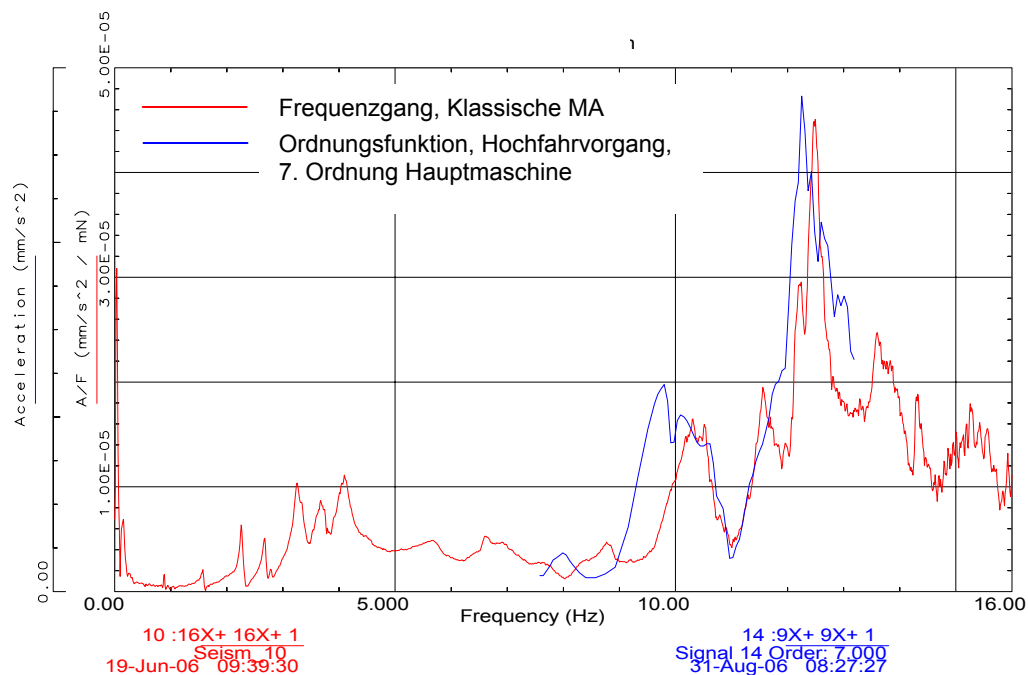


Abbildung 6.33: Überlagerte Darstellung von Ordnungsfunktion (7. Ordnung Hauptmaschine, Hochfahrvorgang 65 – 113 min⁻¹) und Frequenzgang (klassische MA, Werft) vom Deckshaus des Schiffes Aker**9 (steuerbord, Schiffslängsrichtung)

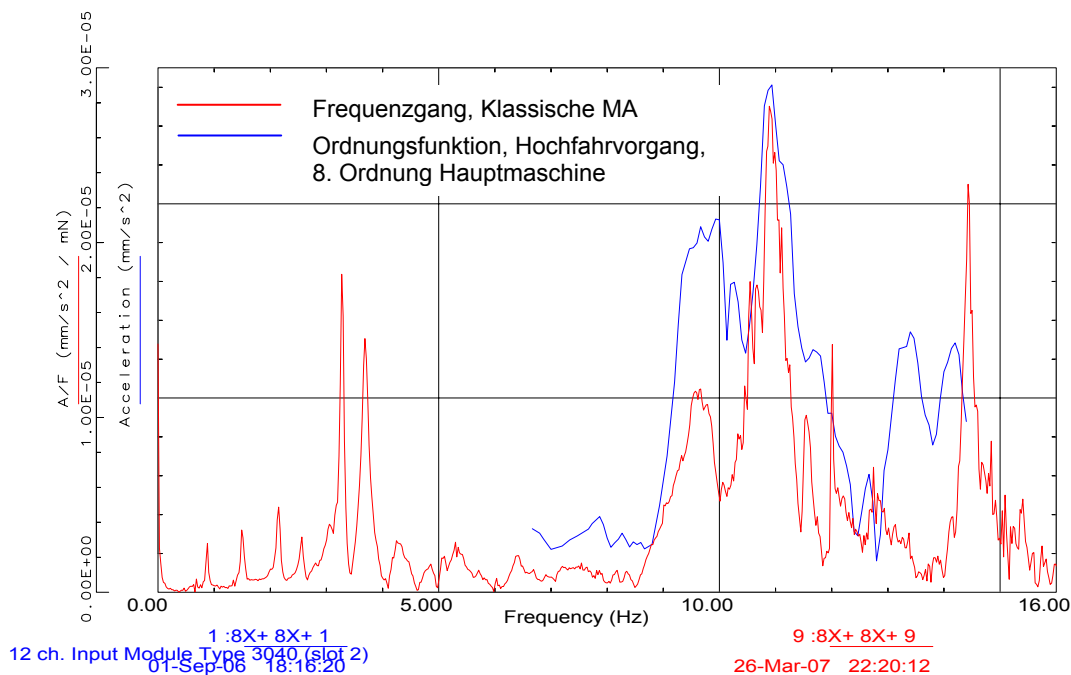


Abbildung 6.34: Überlagerte Darstellung von Ordnungsfunktion (8. Ordnung Hauptmaschine, Hochfahrvorgang 50 – 108 min⁻¹) und Frequenzgang (klassische MA, Werft) vom Deckshaus des Schiffes VWS**8 (steuerbord, Schiffslängsrichtung)

6.7 Zusammenfassung und Bewertung schiffsspezifischer Ergebnisse

In diesem Abschnitt erfolgen eine Zusammenfassung und Bewertung von Ergebnissen der unterschiedlichen experimentellen Untersuchungen an den einzelnen Schiffen bzw. Schiffstypen im Hinblick auf experimentell identifizierte Dämpfungsparameter sowie ermittelte Eigenfrequenzen.

6.7.1 Dämpfung

Die Darstellung der Dämpfungsparameter erfolgt in einem erweiterten Frequenzbereich bis 14 Hz und beschränkt sich nicht, wie in der bisherigen Ergebnisdarstellung, auf die unteren Eigenschwingungen. In allen Diagrammen sind zusätzlich die Dämpfungsannahmen von Germanischem Lloyd (GL) für den Ballastzustand und Lloyd's Register (LR) (siehe auch Abbildung 2.8) gekennzeichnet. Weiterhin ist in die Diagramme eine aus allen im Rahmen dieser Untersuchung identifizierten Dämpfungsparametern ermittelte Regressionsgerade der Form $\vartheta [\%] = 1.24 - 0.0019 \cdot f [\text{Hz}]$ (siehe Abbildung A6.51 im Anhang) eingefügt. Die durchschnittlich ermittelten Dämpfungsparameter liegen in einem Bereich zwischen 1,0 % und 1,3 % (Mittelwert gesamt: $\vartheta = 1.13 \%$) mit leicht abnehmender Tendenz für höhere Frequenzen. Die im Rahmen dieser Untersuchung ermittelten Dämpfungsparameter entsprechen somit mehr den von der Klassifizierungsgesellschaft Lloyd's Register verwendeten Annahmen, wobei aber eine Zunahme der Dämpfung mit steigender Frequenz nicht ermittelt wurde. Da es sich bei den Eigenschwingungen im höheren Frequenzbereich vorwiegend um die untersten elastischen Moden der Substruktur Deckshaus handelt, kann dieses experimentelle Ergebnis aber durchaus als plausibel angesehen werden. Wie aus den folgenden Diagrammen ersichtlich ist, können zum Teil recht große Abweichungen von der ermittelten durchschnittlichen Dämpfung auftreten. Identifikationsbedingte Fehler bei der Ermittlung von Dämpfungsparametern sind auf Grund der Vielzahl von Einflussfaktoren nur schwer zu quantifizieren. Sie haben ih-

ren Ausgangspunkt weniger bei der Anwendung der jeweiligen Identifikationsverfahren als vielmehr bei der Auswahl der Frequenzgänge bzw. Datensätze, die einer Identifikation zu Grunde liegen. Der geschätzte maximale Fehler beträgt dabei ca. 50 %.

In den folgenden Diagrammen sind die aus unterschiedlichen Untersuchungen experimentell ermittelten Dämpfungs-kennwerte der Containerschiffe vom Typ CV2500 sowie vom RoRo-Schiff FSG**0 dargestellt.

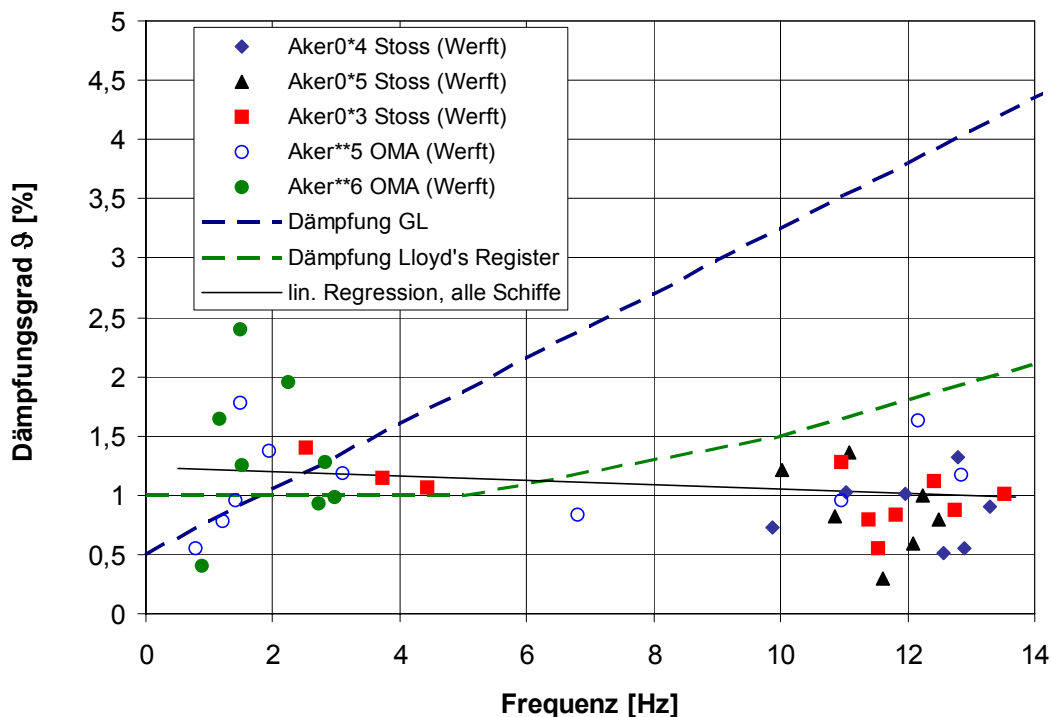


Abbildung 6.35: Dämpfungsparameter, ermittelt an verschiedenen Schiffen vom Typ CV2500

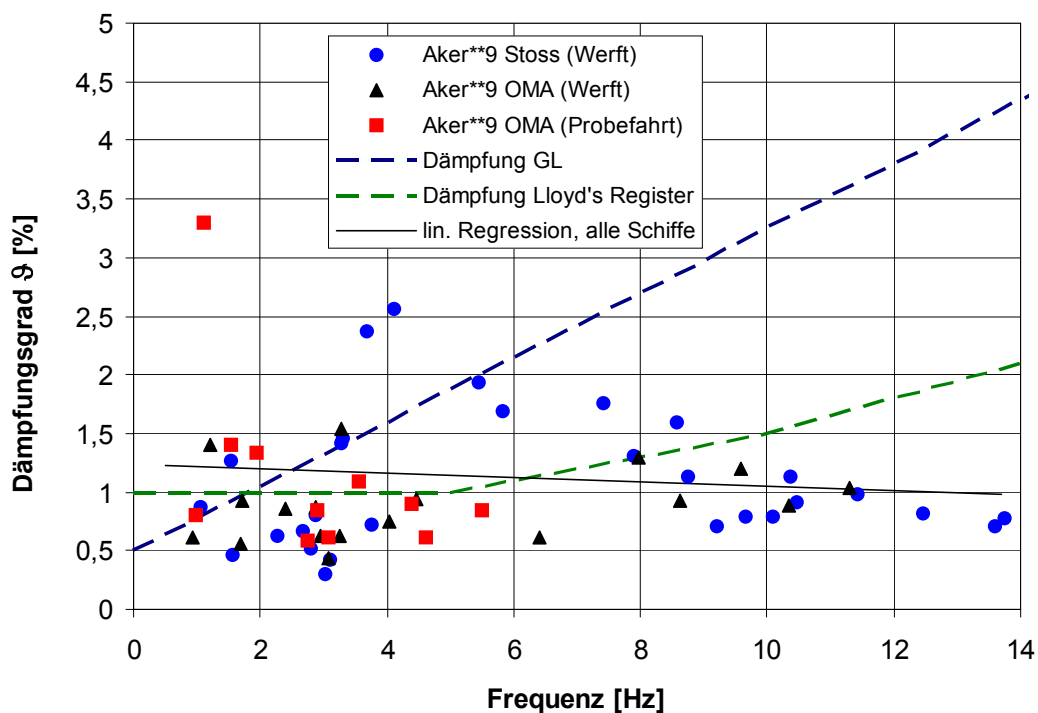


Abbildung 6.36: Dämpfungsparameter, ermittelt am Containerschiff Aker**9 (Typ CV2500)

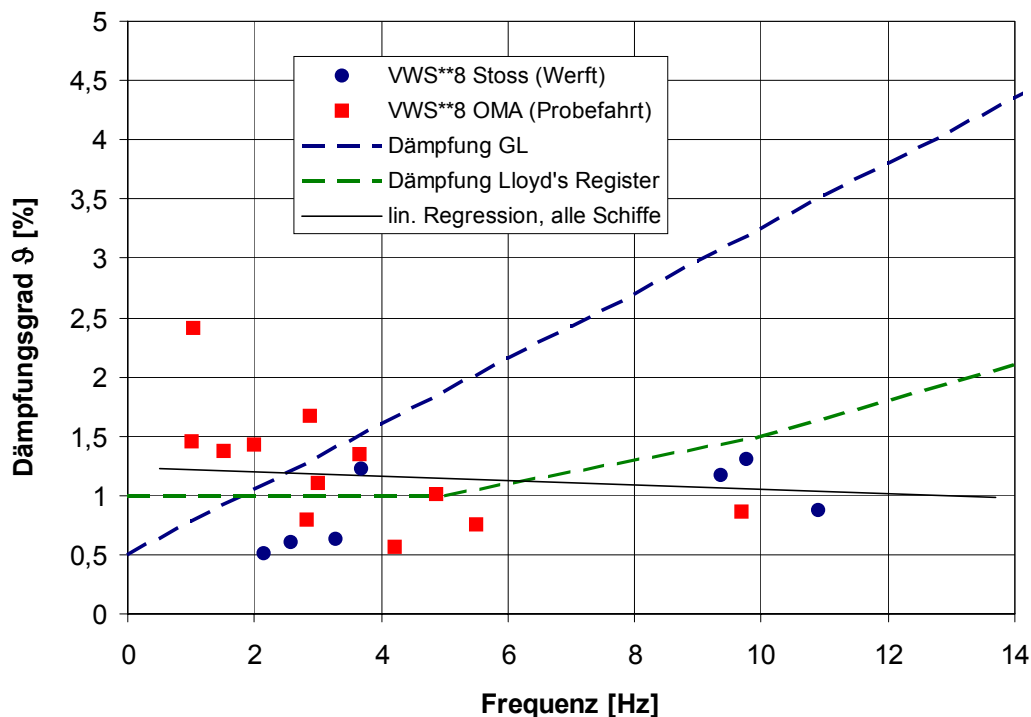


Abbildung 6.37: Dämpfungsparameter, ermittelt am Containerschiff VWS**8 (Typ CV2500)

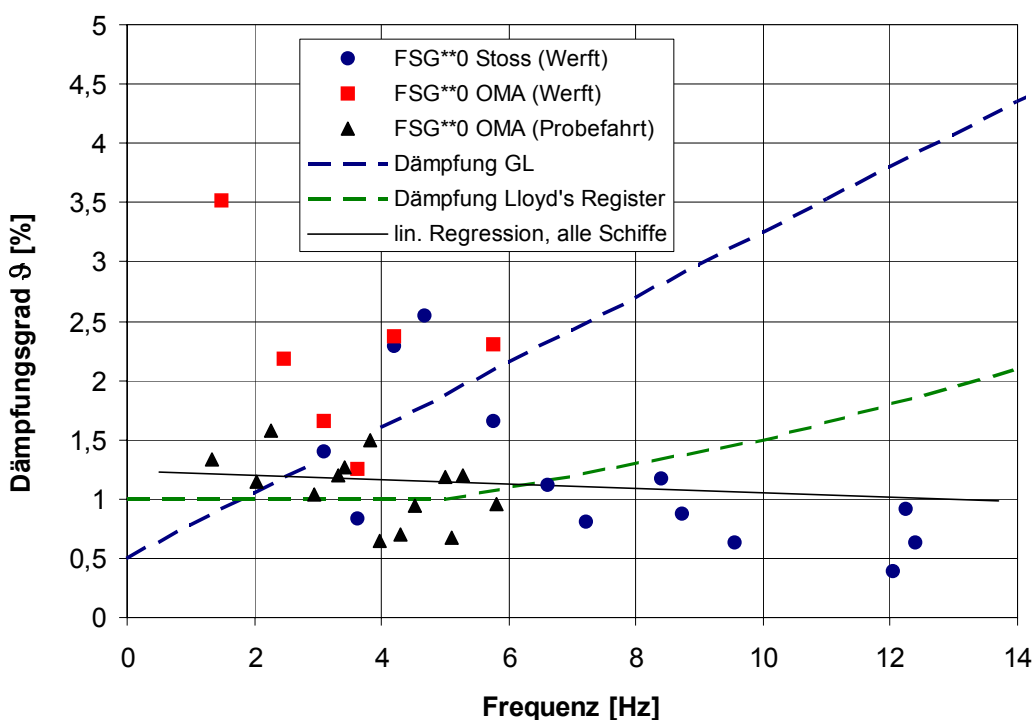


Abbildung 6.38: Dämpfungsparameter, ermittelt am RoRo-Schiff FSG**0

In Abbildung 6.35 sind alle an den Schiffen Aker0*4, Aker0*5, Aker033, Aker105 sowie Aker**6 unter Werftbedingungen ermittelten Dämpfungskennwerte zusammengefasst. Abbildung 6.36 enthält alle Dämpfungsparameter, die bei verschiedenen Untersuchungen unter Werft und Probefahrtsbedingungen am Schiff Aker**9 ermittelt wurden. In Abbildung 6.37 sind die unter Werft- und Probefahrtsbedingungen am Schiff VWS**8 ermittelten Dämpfungsparameter dargestellt. Experimentell ermittelte Dämpfungskennwerte des RoRo-Schiffes FSG**0 sind in Abbildung 6.38 zusammenge-

fasst. Auf die Darstellung der Kennwerte des RoRo-Schiffes FSG**1 wird hier verzichtet, da sich die Identifikation von Dämpfungsparametern auf den bereits in Tabelle 6.14 gezeigten Umfang beschränkte.

6.7.2 Eigenfrequenzen

Eine vergleichende Darstellung von Eigenfrequenzen der einzelnen Schiffstypen erfolgt auf Grundlage von experimentellen Ergebnissen, die bei unterschiedlichen Zuständen (Ballast-, Wasser- bzw. Fahrtzustände) (siehe Abschnitte 6.3, 6.4 und 6.5) ermittelt wurden und Ergebnissen von Finite-Element-Berechnungen (siehe Abschnitte 6.1).

Tabelle 6.15: Zusammenstellung von Tiefgängen, Verdrängung, Schiff, Messumgebung und experimentellem Verfahren bei verschiedenen Untersuchungen am Containerschiff vom Typ CV2500

Schiff / Ort	Aker**9 / Werft	Aker**9 / Werft	Aker**6 / Werft	Aker**9 / Probef.
Verdrängung [m³]	13971	16032	17776	19140
Tiefgang (v / a) [m]	4,5 / 4,6	4,8 / 5,4	4,6 / 6,5	4,5 / 7,0
exp. Verfahren	operative MA	klassische MA	operative MA	operative MA

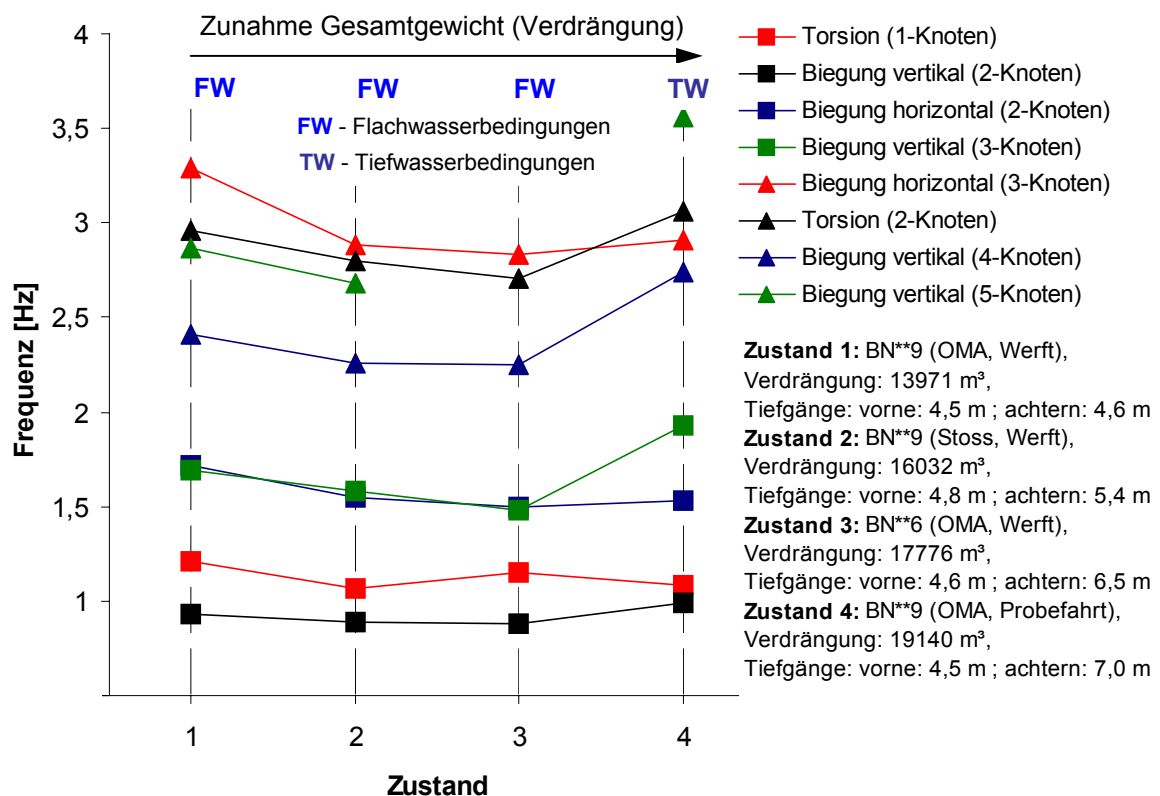


Abbildung 6.39: Eigenfrequenzen der ersten acht Schwingformen des Containerschiffs Typ CV2500 in Abhängigkeit von Ballastzustand und Messumgebung (Flach- oder Tiefwasser)

Am Containerschiff vom Typ CV2500 wurden Untersuchungen auf der Wismarer Werft (Flachwasserbedingungen) sowie während der Probefahrt (Tiefwasserbedingungen) bei unterschiedlichen Ballastzuständen (Ballastwasser und Kraftstoffe) durchgeführt. Die Untersuchungen erstreckten sich vom Zeitpunkt nach Ausdockung bis zum Zeitpunkt nach Probefahrt. Die über diesem Zeit-

raum veränderlichen Zusatzmassen führten zu veränderlichen Tiefgängen und Verdrängungen, dargestellt in Tabelle 6.15. Die experimentell, unter Anwendung von klassischer und operativer Modalanalyse (siehe Tabelle 6.15), für die verschiedenen Zustände ermittelten Eigenfrequenzen sind in Abbildung 6.39 zusammengefasst. Deutlich zu erkennen ist die Abnahme der Eigenfrequenzen bei zunehmendem Gesamtgewicht unter Werft- bzw. Flachwasserbedingungen (Zustand 1-3 in Abbildung 6.39). Trotz weiterer Zunahme des Gesamtgewichtes bei Probefahrt bzw. Tiefwasserbedingungen, kommt es insbesondere bei den vertikalen Eigenschwingformen zu einer Erhöhung der Eigenfrequenzen. Verursacht wird dieses Verhalten durch eine flachwasserbedingte Erhöhung der wirksamen hydrodynamischen Massen. In [4] wurde der Flachwassereinfluss auf das Schwingungsverhalten von Schiffen rechnerisch untersucht. Veränderungen im dynamischen Verhalten wurden nachgewiesen. Beispielhaft ist die Absenkung der Eigenfrequenz einer vertikalen Biegeschwingform als Auszug aus dieser Arbeit im Anhang in Abbildung A6.52 dargestellt. Experimentell wurden diese Effekte ebenfalls beim Containerschiff VWS**8 beobachtet. Die entsprechenden Eigenfrequenzen, ermittelt unter Werft- und Probefahrtsbedingungen, sind in Tabelle 6.16 dargestellt. Am RoRo-Schiff FSG**0 konnten diese Effekte nicht nachgewiesen werden, da unter Werftbedingungen keine vertikalen Biege-Eigenschwingungen identifiziert wurden.

Tabelle 6.16: Eigenfrequenzen und zugeordnete Eigenschwingformen (siehe Abbildung 6.1) in Abhängigkeit von den umgebenden Wasserbedingungen ermittelt am Containerschiff VWS**8

Mode-Nr. (FEM)	1	2	3	4	5	6	7	8
f [Hz]								
Flachwasser	1.00	0.88	1.47	1.49	-	-	2.14	2.56
Tiefwasser	1.04	1.02	1.51	2.00	2.82	3.00	2.88	3.65

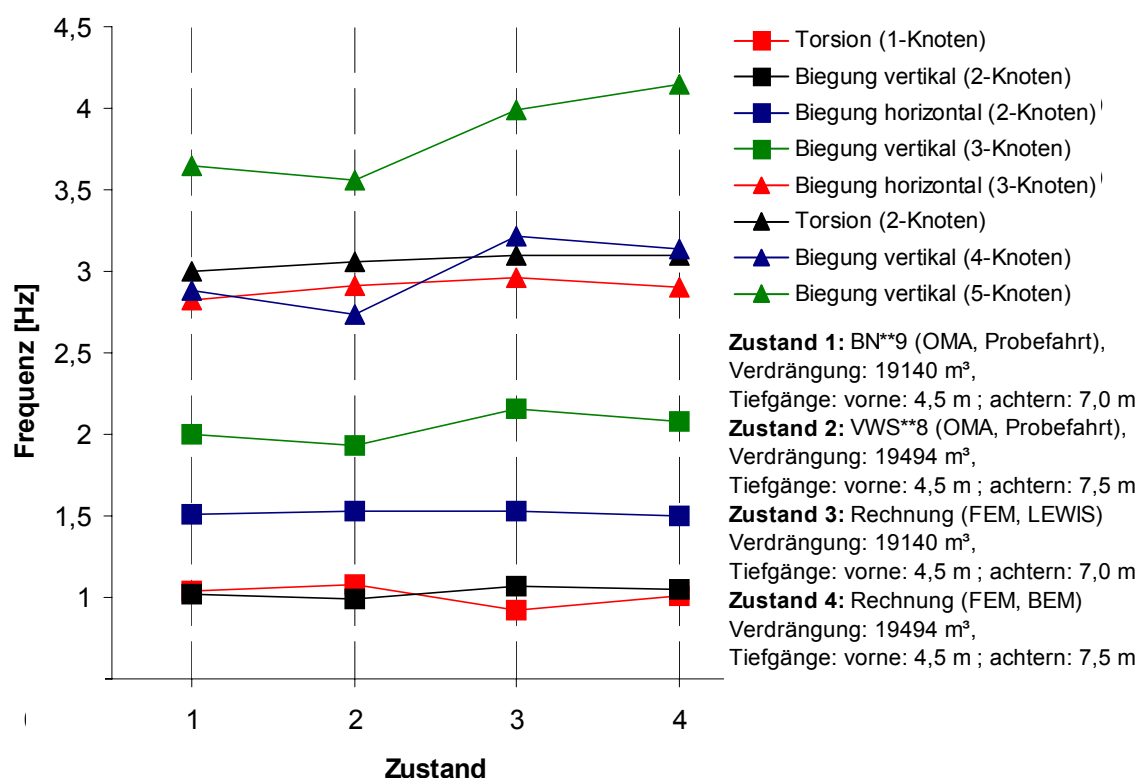


Abbildung 6.40: Experimentell ermittelte Eigenfrequenzen der ersten acht Schwingformen der Containerschiffe Aker**9 und VWS**8 bei Probefahrt sowie Ergebnisse der Vorhersage

In Abbildung 6.40 sind die experimentell während der Probefahrt ermittelten Eigenfrequenzen der Containerschiffe Aker**9 sowie VWS**8 den Ergebnissen der rechnerischen Vorhersagen gegenübergestellt. Die größten Unterschiede beim Vergleich sowohl der experimentell ermittelten Kennwerte untereinander als auch von Experiment und Rechnung treten demnach bei den vertikalen Biege-Eigenschwingungen auf.

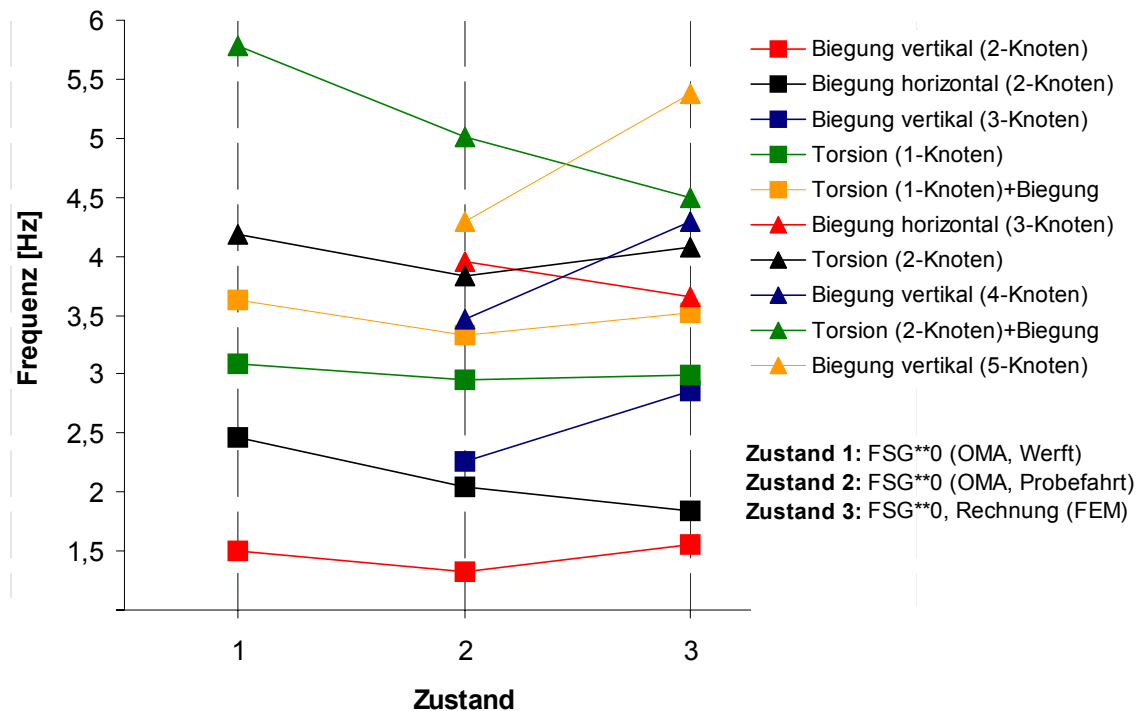


Abbildung 6.41: Experimentell unter Werft- und Probefahrtbedingungen ermittelte sowie berechnete Eigenfrequenzen der ersten 10 Schwingformen des RoRo-Schiffes FSG**0

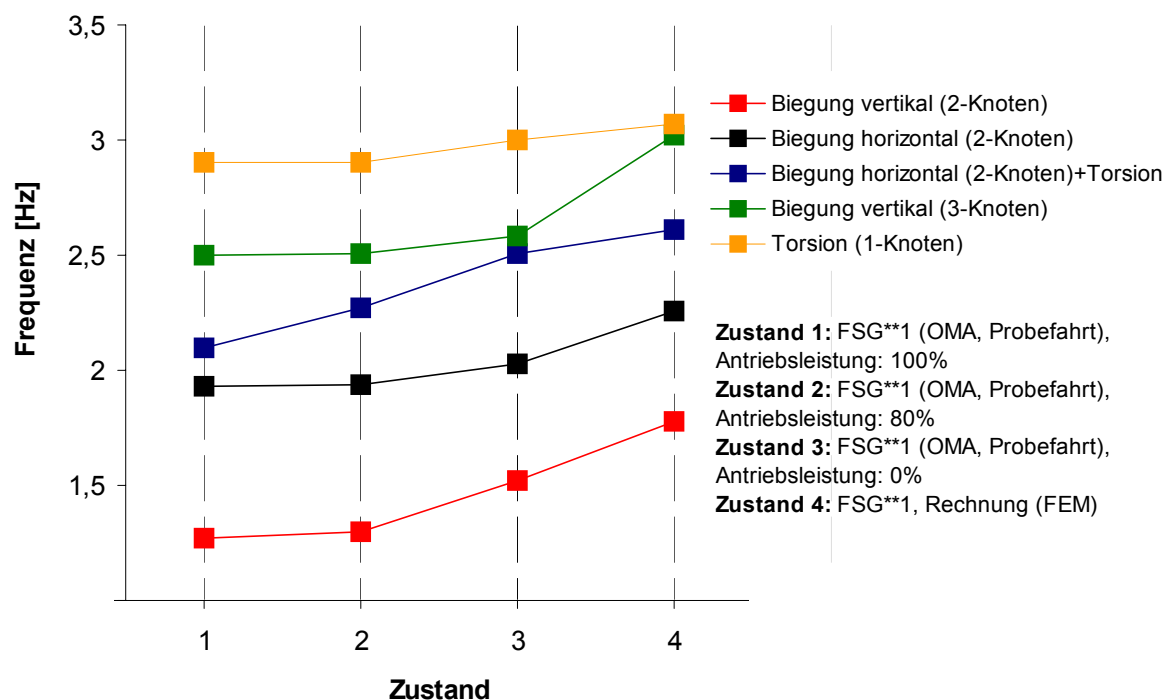


Abbildung 6.42: Experimentell bei verschiedenen Schiffsgeschwindigkeiten während der Probefahrt ermittelte sowie berechnete Eigenfrequenzen des RoRo-Schiffes FSG**1

In Abbildung 6.41 sind die experimentell unter Werft- und Probefahrtbedingungen ermittelten Eigenfrequenzen sowie die Ergebnisse der rechnerischen Vorhersage des RoRo-Schiffes FSG**0 einander gegenübergestellt. Für alle identifizierten Eigenschwingungen kann eine Absenkung der Eigenfrequenzen unter Probefahrtbedingungen gegenüber den Werten im Werftzustand festgestellt werden. Verursacht wird dieser Effekt durch die Zunahme der Gesamtmasse infolge zusätzlichen Ballasts. Der Einfluss der Flachwasserbedingungen auf die hydrodynamischen Massen konnte wie bereits erwähnt an diesem Schiff nicht nachgewiesen werden, da unter Werftbedingungen keine höheren vertikalen Biege-Eigenschwingungen identifiziert werden konnten. Beim Vergleich der während der Probefahrt ermittelten Eigenfrequenzen und den berechneten Kennwerte ist ersichtlich, dass insbesondere die genaue Vorhersage der vertikalen Biege-Eigenschwingungen problematisch ist. Unsicherheiten bei der Ermittlung der wirksamen hydrodynamischen Masse könnten die Ursache für diese Abweichungen sein. Ähnliche Aussagen können auch auf Grundlage von Abbildung 6.42 getroffen werden. Hier sind die experimentell während der Probefahrt bei verschiedenen Schiffsgeschwindigkeiten ermittelten Eigenfrequenzen des RoRo-Schiffes FSG**1 den Ergebnissen der rechnerischen Vorhersage gegenübergestellt. Der Einfluss der Schiffsgeschwindigkeit wurde bereits im Abschnitt 6.5.2.3 diskutiert. Die Messwerte deuten auf einen großen Einfluss der hydrodynamischen Masse und ihrer örtlichen Verteilung auf das dynamische Verhalten der Schiffsstruktur. Die daraus resultierenden Unsicherheiten werden auch in den Berechnungsergebnissen deutlich. Auch hier werden die Abweichungen der Eigenfrequenzen mit hoher Wahrscheinlichkeit von einer Unterbewertung der hydrodynamischen Massen verursacht.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass bei der rechnerischen Vorhersage des Eigenschwingungsverhaltens globaler Schiffsstrukturen im unteren Frequenzbereich der Ermittlung der wirksamen hydrodynamischen Massen eine besondere Bedeutung zukommt.

6.8 Bewertung der Umgebungsbedingungen

Die Durchführung von experimentellen Untersuchungen unter Werftbedingungen ist die Vorgehensweise mit dem geringsten Aufwand und den besten Bedingungen für eine technische Realisierung. Wie jedoch gezeigt werden konnte (z.B. Abbildung 6.39), wird besonders im unteren Frequenzbereich das dynamische Verhalten der Schiffsstruktur durch flachwasserbedingte Veränderungen der hydrodynamischen Massen beeinflusst. Somit ist eine Vergleichbarkeit mit den Ergebnissen einer rechnerischen Vorhersage nicht gegeben und eine experimentelle Untersuchung darum nur bedingt geeignet. Alternativ wäre eine Berücksichtigung der Flachwassereffekte bei der rechnerischen Vorhersage entsprechend [4] denkbar und ein Vergleich der unter Werftbedingung ermittelten Eigenfrequenzen möglich. Diese Vorgehensweise ist derzeit aber nicht Stand der Technik. Zur experimentellen Ermittlung des dynamischen Verhaltens im unteren Frequenzbereich sind darum Untersuchungen unter Tiefwasserbedingungen (z.B. Probefahrt) erforderlich, was auch hinsichtlich des Einflusses der Schiffsgeschwindigkeit auf das Schwingungsverhalten (siehe Abbildung 6.42) zweckmäßig ist. Das Interesse am dynamischen Verhalten der Schiffsstruktur im höheren Frequenzbereich bezieht sich in der Regel auf das Verhalten von Substrukturen (z.B. Deckshäusern). Der Einfluss des Flachwassers auf das dynamische Verhalten in diesem Frequenzbereich ist sehr gering (siehe z.B. Abschnitt 6.6). Somit sind experimentelle Untersuchungen an Substrukturen unter Werftbedingungen durchaus praktikabel.

Die Bewertung der Umgebungsbedingungen hinsichtlich der Eignung zur Durchführung experimenteller Untersuchungen ist natürlich eng gekoppelt an die Eignung der zu verwendenden experimentellen Verfahren, deren Bewertung im nächsten Abschnitt erfolgt.

6.9 Bewertung der verwendeten Verfahren der Modalanalyse

Bei einer parallelen Anwendung der klassischen und der operativen Modalanalyse an Strukturen unter Laborbedingungen konnte in [68] gezeigt werden, dass mit beiden Verfahren bei einer entsprechenden Anregung gleiche modale Parameter identifiziert werden können. Im Rahmen der hier vorgestellten Untersuchungen ist ein direkter Vergleich der Ergebnisse von klassischer und operativer Modalanalyse nur am Schiff FSG**0 (Werft) möglich, da ausschließlich in diesem Fall beide Verfahren zeitgleich angewendet wurden. Geringe Abweichungen treten dabei nur bezüglich der identifizierten Dämpfungsparameter auf (siehe Tabellen 6.6 und 6.9). Die Ursachen für diese Abweichungen sind vorwiegend in einer unterschiedlichen Anregung der Struktur und damit einer unterschiedlichen Ausprägung der Resonanzstellen zu suchen.

Hinsichtlich der Antwort der Schiffsstruktur auf die Anregung bei klassischer Modalanalyse (Stoßanregung) oder bei operativer Modalanalyse (stochastische Anregung) konnten Unterschiede festgestellt werden. So erfolgte im unteren Frequenzbereich eine bessere Anregung der Schiffsstruktur durch die stochastische Anregung (Wellen, Wind) im Rahmen der operativen Modalanalyse. Der höhere Energieeintrag in die Struktur sowie die „Mehrpunkt-Anregung“ führten zu besonders gut ausgeprägten Eigenschwingungen. Als ein Gütekriterium kann hierbei u.a. die Komplexität der ermittelten Schwingformen genutzt werden. Ausgehend von der Annahme vorwiegend reeller Eigenschwingungen, konnte bei den mit der operativen Modalanalyse ermittelten Eigenschwingformen tendenziell eine geringere Komplexität ermittelt werden. Beispielhaft ist die Bewertung auf Grundlage der Komplexität anhand von zwei Schwingformen im Anhang in der Abbildung A6.53 dargestellt.

Aufgrund der bei zunehmender Frequenz abnehmenden Intensität der stochastischen Anregung ist für Frequenzen größer 8 Hz die klassische der operativen Modalanalyse vorzuziehen. Diese Vorgehensweise ist auch deshalb vorteilhaft, da in diesem Frequenzbereich in der Regel die Schwingungen von Substrukturen (z.B. Deckshäusern) von besonderem Interesse sind und diese bei der klassischen Modalanalyse gezielt und mit hinreichendem Energieeintrag angeregt werden können.

Da sich die Anwendung der klassischen Modalanalyse auf den Einsatz unter Werftbedingungen beschränkt (siehe Abschnitt 6.2), kann in Zusammenhang mit der Bewertung der Umgebungsbedingungen (siehe Abschnitt 6.8) die folgende Vorgehensweise als geeignet angesehen werden:

- Ermittlung der dynamischen Parameter globaler Schiffskörperschwingungen im unteren Frequenzbereich durch Anwendung der operativen Modalanalyse unter Einsatzbedingungen
- Ermittlung der dynamischen Parameter von Substrukturen (Deckshäuser) im höheren Frequenzbereich durch Anwendung der klassischen Modalanalyse unter Werftbedingungen

Erwähnt werden soll in diesem Zusammenhang die Möglichkeit der zusätzlichen Bewertung des Vorhersagemodells auf Grundlage von Ergebnissen der klassischen Modalanalyse. Durch einen Vergleich von experimentell ermittelten und berechneten Frequenzgängen erfolgt die Bewertung des Vorhersagemodells nicht nur bezüglich der ermittelten Eigenfrequenzen und dazugehörigen Schwingformen sondern auch im Hinblick auf das dynamische Antwortverhalten einschließlich der verwendeten Dämpfungsannahmen. Ein solcher Vergleich wird im Abschnitt 6.10 dargestellt. Die Ergebnisse der operativen Modalanalyse bieten diese Möglichkeit aufgrund fehlender Informationen über die Anregung der Struktur nicht.

6.10 Rechnerische Vorhersage des Zwangsschwingungsverhaltens

Die Durchführung von Zwangsschwingungsrechnungen bei konstanter Anregung der Struktur ($F = 1 \text{ N}$) an den für die klassische Modalanalyse verwendeten Anregungspunkten im entsprechenden Frequenzbereich ermöglicht die rechnerische Ermittlung von Frequenzgangfunktionen. Im Gegensatz zur Ermittlung des Eigenschwingungsverhaltens sind zusätzliche Angaben zum Dämpfungsverhalten der Struktur notwendig. In Abbildung 6.43 ist der Vergleich eines experimentell ermittelten Frequenzganges mit berechneten Frequenzgängen bei Anwendung unterschiedlicher Dämpfungsannahmen am Beispiel des Containerschiffes Aker**9 dargestellt. Ausgehend von den im Rahmen dieser Untersuchung ermittelten Dämpfungsparametern wurde eine Berechnung mit einer konstanten Dämpfung von $\eta = 1 \%$ durchgeführt. Eine weitere Berechnung erfolgte auf Grundlage der Dämpfungsannahmen des Germanischen Lloyd (GL) entsprechend der Abbildung 2.8 (Ballast). Anhand der Charakteristik der Frequenzgänge in Abbildung 6.43 ist ersichtlich, dass insbesondere im Frequenzbereich ab etwa 9 Hz die linear ansteigende Dämpfung der GL-Annahme ($\eta > 3 \%$) das Dämpfungsverhalten überbewertet. Hingegen gibt die Berechnung bei Anwendung einer konstanten 1%igen Dämpfung (entsprechend der in diesen Untersuchungen ermittelten durchschnittlichen Dämpfung) im Bereich der ausgeprägten Deckshausschwingungen (Mode 12.5 Hz) sowohl die Form der Resonanzüberhöhung als auch den Betrag des Frequenzganges sehr gut wieder. Diese Übereinstimmung kann als Hinweis sowohl auf die Genauigkeit des Vorhersagemodells in diesem Frequenzbereich als auch auf die Richtigkeit der verwendeten Dämpfungsannahme angesehen werden.

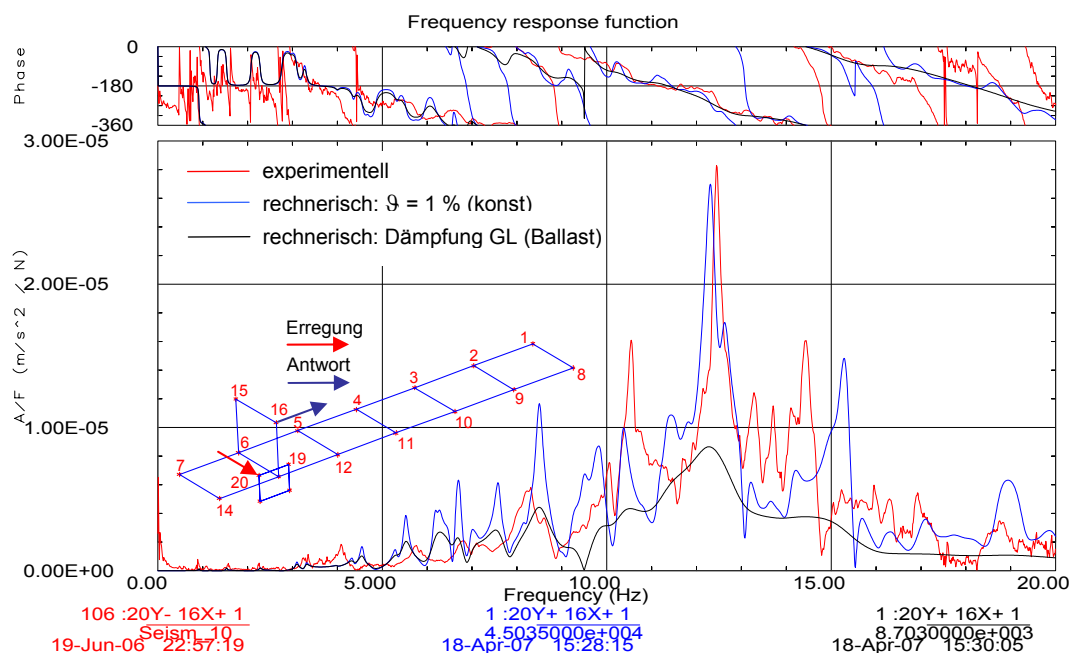


Abbildung 6.43: Experimentell und rechnerisch mit verschiedenen Dämpfungsannahmen ermittelte Frequenzgänge am Containerschiff Aker**9 (Anregung Hauptmaschine, Antwort Deckshaus)

Der für die Abbildung 6.43 ausgewählte Frequenzgang beschreibt das Antwortverhalten des Deckshauses auf die Anregung durch eine Einzelkraft an der Hauptmaschine. Dieser Übertragungsweg ist für die Vorhersage von Schwingungen im Schiffsbetrieb von besonderer Bedeutung, da die Hauptmaschine eine der beiden Haupterregerquellen und das Deckshaus der Ort mit den geringsten zulässigen Schwingungspegeln [69] ist. Natürlich kann die Anregung der Schiffsstruktur durch die Hauptmaschine nicht durch eine Einzelkraft beschrieben werden. Vielmehr können die auftretenden unterschiedlichen Erregerordnungen durch am Motor verteilte Kräftepaare dargestellt

werden. Speziell für das Schiff Aker**9 ist die 7. Erregerordnung der Hauptmaschine (Zündfrequenz des 7-Zylinder 2-Takt Motors, H-Moment) besonders wichtig, da diese betragsmäßig sehr groß ist und im nutzbaren Drehzahlbereich (80 -113 U/min) die ausgeprägten Resonanzen der Deckshausstruktur durchläuft. Der vom Motorhersteller zur Verfügung gestellte Verlauf des Erregermomentes sowie die Wirkung an der Hauptmaschine sind im Anhang in der Abbildung A6.54 dargestellt. Auf Grundlage dieses Momentenverlaufes wurde in einer Zwangsschwingungsrechnung der Hochfahrvorgang der Hauptmaschine bezüglich der 7. Erregerordnung berechnet. Da diese Erregerordnung die einzige Erregerquelle in diesem Frequenzbereich darstellt, ist ein direkter Vergleich der berechneten Zwangsschwingungsamplituden mit den experimentell während eines realen Hochfahrvorgangs ermittelten Zwangsschwingungsamplituden (siehe Abschnitt 6.6) möglich. Die rechnerische Ermittlung erfolgte unter Verwendung verschiedener Dämpfungsannahmen. In Abbildung 6.44 ist der experimentell ermittelte Verlauf der Antwort der Deckshausstruktur auf die 7. Erregerordnung der entsprechenden rechnerischen Vorhersage unter Anwendung der Dämpfungsannahmen des Germanischen Lloyd (siehe Abbildung 2.8) gegenübergestellt.

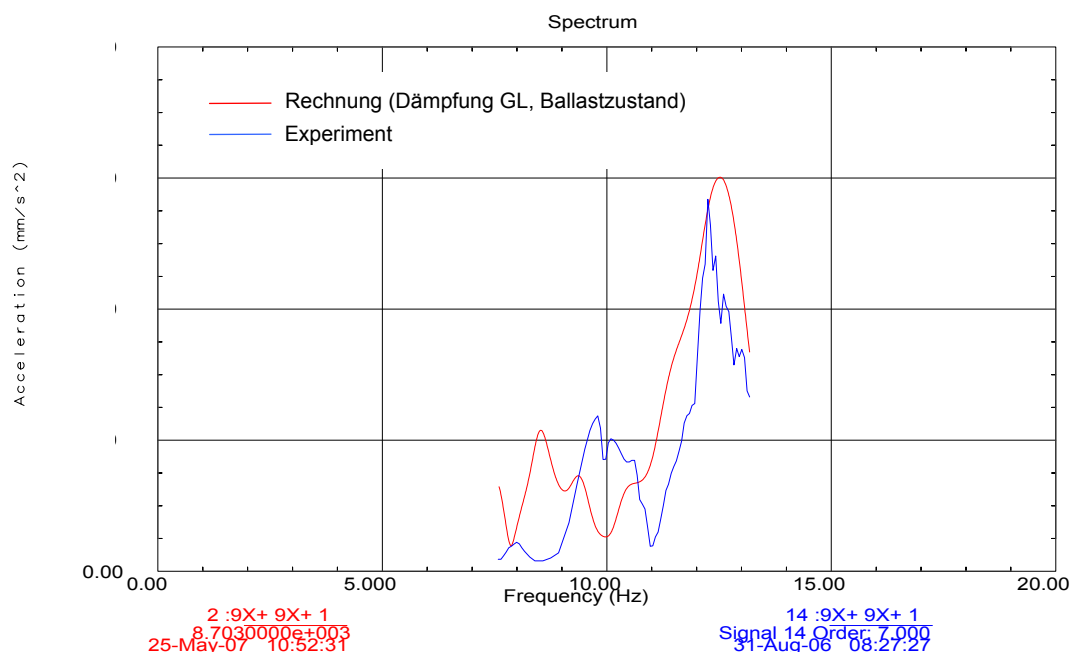


Abbildung 6.44: Experimentell und rechnerisch bei Anwendung der GL-Dämpfung ermittelte Antwort der Deckshausstruktur (steuerbord, Schiffsängsrichtung) auf die 7. Erregerordnung der Hauptmaschinen während eines Hochfahrvorganges des Containerschiffes Aker**9

Deutlich zu erkennen ist die gute Übereinstimmung von berechneten und experimentell ermittelten Zwangsschwingungsamplituden bei Annahme der GL-Dämpfung. Dies bestätigt einerseits die Anwendbarkeit des GL-Konzeptes, andererseits steht es im Gegensatz zu den aus Abbildung 6.43 gezogenen Schlussfolgerungen, die die Anwendung einer durchschnittlichen Dämpfung von $\eta = 1 \%$ nahe legt. Die Ursachen dieser Unterschiede sind bislang nicht bekannt. Ein möglicher Grund liegt in einer im Rechenmodell überbewerteten Einleitung der Erregermomente in die Schiffsstruktur. Weiterhin ist eine amplitudenbedingte Zunahme der Dämpfung der Deckshausstruktur aufgrund der höheren Schwingungsamplituden im Schiffsbetrieb zu diskutieren, obwohl der Verlauf der experimentell ermittelten Strukturantwort im Resonanzbereich (z.B. kann bei Anwendung des Verfahrens der Halbwertsbreite eine Dämpfung von $\eta = 1.6 \%$ ermittelt werden) eine derartige Erhöhung der Dämpfung nicht vermuten lässt. Diese Fragestellungen sind Ansatzpunkte für weitere Untersuchungen.

7. Untersuchung lokaler Schiffsstrukturen

In diesem Kapitel werden die Durchführung und die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zur Ermittlung des Dämpfungsverhaltens lokaler Schiffsstrukturen in Abhängigkeit ihres Auszustandes in einem Frequenzbereich bis ca. 50 Hz dargestellt. Untersuchungen wurden sowohl an realen Decksstrukturen eines Kreuzfahrtschiffes unter Werftbedingungen als auch an einer charakteristischen Decksstruktur unter Laborbedingungen durchgeführt. Für alle experimentellen Untersuchungen wurde das Verfahren der klassischen Modalanalyse angewendet.

7.1 Experimentelle Dämpfungsidentifikation an realen Decksstrukturen eines Kreuzfahrtschiffes

7.1.1 Durchführung der experimentellen Untersuchungen

Der allgemeine Aufbau der untersuchten Decksstrukturen des Kreuzfahrtschiffes bestand, wie bereits in Abschnitt 3.2 beschrieben, aus einer Kombination von tragender, durch Wände und Stützen abgefangenen Rahmenstruktur und versteiften Plattenfeldern, die durch die einzelnen Rahmenbalken begrenzt wurden. Hinsichtlich des dynamischen Verhaltens waren sowohl charakteristische Eigenschwingungen der tragenden Rahmenstruktur als auch charakteristische Eigenschwingungen in den Plattenfeldern zu erwarten. Aus diesem Grund erfolgten zwei Arten von Untersuchungen, die sich hinsichtlich der Größe des ausgewählten Bereiches sowie der Sensorpositionierung unterschieden.

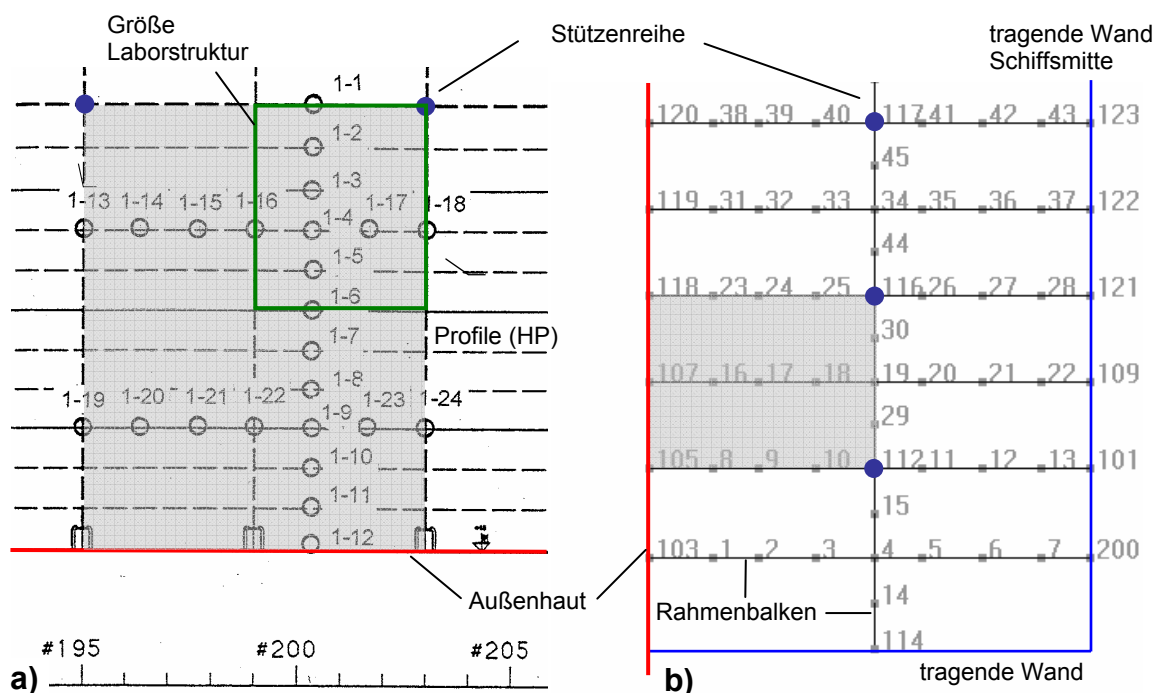


Abbildung 7.1: Untersuchte Strukturausschnitte des Kreuzfahrtschiffes: a) Messort 1, versteifte Plattenfelder, b) Messort 6, Rahmenstruktur mit Kennzeichnung der Messpositionen

Zur Ermittlung des dynamischen Verhaltens und speziell der Dämpfungseigenschaften der versteiften Plattenfelder erfolgten Untersuchungen an fünf Strukturausschnitten (Messorte 1-5) der Größenordnung von max. 6×7 m, wobei die Erregung als auch die Ermittlung der Strukturantworten in

den Plattenfeldern erfolgten. Untersuchungen zum dynamischen Verhalten der tragenden Rahmenstruktur wurden in einem größeren Bereich von ca. 24×12 m durchgeführt (Messort 6), wobei für die Anregung und die Ermittlung der Strukturantworten nur Positionen im Bereich der Rahmenbalken genutzt wurden. Die Darstellung der Größenverhältnisse und der Zuordnung der Strukturausschnitte sowie der Positionierung der Messaufnehmer von Messort 1 und Messort 6 werden in Abbildung 7.1 gezeigt. In der Abbildung mit enthalten ist die Kennzeichnung der Größenordnung des für die Laboruntersuchungen ausgewählten Strukturausschnittes, dessen Untersuchungen im Abschnitt 7.2 dargestellt werden. Die Untersuchungen an den Messorten 2 - 5 waren, im Gegensatz zu denen am Messort 1, auf einen Bereich zwischen zwei Rahmenbalken begrenzt (entsprechend der Größe der Laborstruktur, Abschnitt 7.2).

Ausgehend vom Stahlzustand erfolgte die Ausrüstung der Messorte mit verschiedenen Decksbelägen (der entsprechende Schichtaufbau ist dem Abschnitt 3.2.2 zu entnehmen) und Installation sowie mit Kabinen und Einrichtung. Eine Identifikation modaler Parameter erfolgte im Stahlzustand, nach dem Aufbringen der Decksbeläge (einschließlich Installation) sowie abschließend nach Fertigstellung (vollständig eingerichtete Kabinen). In den Abbildungen A7.1 bis A7.3 im Anhang zum Kapitel 7 sind Ansichten zu den unterschiedlichen Ausrüstungszuständen am Messort 1 dargestellt. Trotz einer guten Kooperation mit der Werft (insgesamt wurden 5 Termine realisiert), konnten aber nicht an allen ausgewählten Messorten alle Zustände vermessen werden (siehe Tabelle 3.2).

Die Identifikation der modalen Parameter erfolgte unter Anwendung der klassischen Modalanalyse. Die erforderliche Anregung der Struktur wurde in Abhängigkeit von der Größe der vorhandenen Dämpfung durch einen Impulshammer (Masse 12-30 kg) oder durch einen elektrodynamischen Erreger realisiert. In manchen Fällen wurden beide Arten der Anregung parallel genutzt und die ermittelten Frequenzgänge miteinander verglichen. Die Erfassung von Anregung und Strukturantwort erfolgte mittels piezoelektrischer Kraft- bzw. Beschleunigungsaufnehmer. Bei Stossanregung wurden die Signale mit einer Abtastfrequenz von 256 Hz über eine Zeitdauer von maximal 20 s aufgezeichnet. Die resultierende Auflösung im Frequenzbereich betrug somit maximal 0.05 Hz. Bei Anregung mit dem elektrodynamischen Erreger konnte aus Zeitgründen nur eine maximale Frequenzauflösung von 0.1 Hz realisiert werden.

Aus den Zeitverläufen von Anregung und Systemantworten (bei Stossanregung) wurden unter Anwendung der H1-Schätzung entsprechend Gleichung (5.3) aus jeweils 6 Einzelmessungen die Frequenzgänge bestimmt. Die Ermittlung der modalen Parameter (Eigenfrequenzen, Eigenschwingformen, Dämpfungsparameter) erfolgte unter Anwendung der im Abschnitt 5.1.1.2 beschriebenen Identifikationsverfahren bei Verwendung der Modalanalyse-Software IDEAS-Test (*SDRC Inc.*).

7.1.2 Ergebnisse der Werftuntersuchungen

Im Rahmen der Werftuntersuchungen war es nur an den Messorten 1 und 6 möglich, experimentelle Daten für alle drei Ausrüstungszustände zu erfassen. Keine Untersuchungen konnten an den Messorten 2 und 3 im vollständig ausgerüsteten Zustand und an den Messorten 4 und 5 im Zustand mit Decksbelag und Isolation durchgeführt werden. Experimentell ermittelte Frequenzgänge bei den unterschiedlichen Ausrüstungszuständen sind exemplarisch für die Messort 1 (Plattenfeld) und 6 (Rahmenstruktur) in den Abbildungen A7.4 und A7.5 im Anhang dargestellt. Anhand des Charakters der Frequenzgänge können mit zunehmendem Ausrüstungszustand eine Abnahme der Amplituden (Beschleunigbarkeit), eine Zunahme der Dämpfung sowie eine Absenkung der Eigenfrequenzen erkannt werden, hauptsächlich verursacht durch das Einbringen von zusätzlicher Mas-

se und Dämpfung. So sind in Abbildung 7.2 die Eigenfrequenzen am Messort 1 in Abhängigkeit vom Ausrüstungszustand dargestellt, die dazugehörigen charakteristischen Schwingformen können Abbildung 7.3 entnommen werden. Deutlich zu erkennen ist auch hier die Abnahme der Eigenfrequenzen mit zunehmendem Ausrüstungszustand. Weiterhin ist zu erkennen, dass für einzelne Schwingformen Frequenzbereiche angegeben werden, in denen diese auftreten. Verursacht wird dieser Effekt dadurch, dass benachbarte Schwingformen durch die große Ausdehnung der Decksstruktur und die örtliche Begrenztheit des Messgitters nicht voneinander unterschieden werden können. Ein ähnliches Eigenschwingungsverhalten mit gleichen Einschränkungen bei der Ermittlung von dazugehörigen Schwingformen konnte auch für die Messorte 2 bis 5 ermittelt werden.

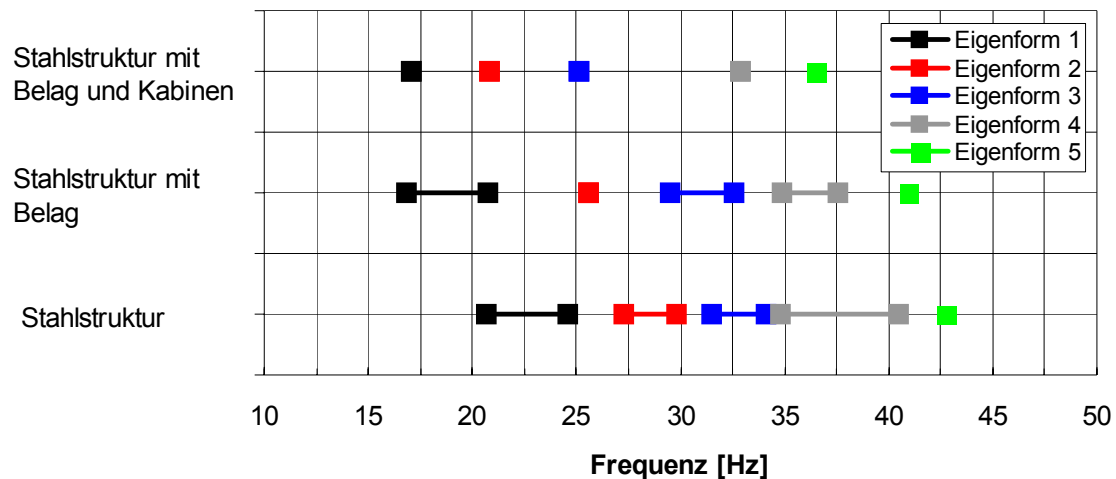


Abbildung 7.2: Eigenfrequenzen charakteristischer Eigenschwingformen am Messort 1 in Abhängigkeit vom Ausrüstungszustand

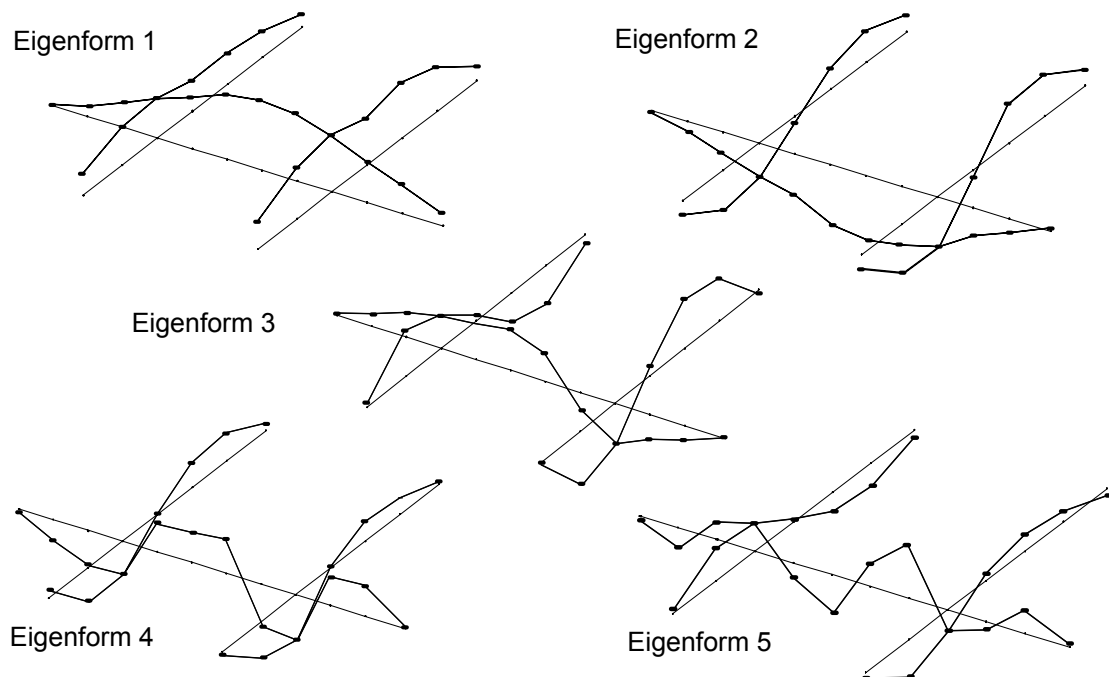


Abbildung 7.3: Charakteristische Eigenschwingformen im Bereich zweier Plattenfelder am Messort 1 (siehe auch Abbildung 7.1)

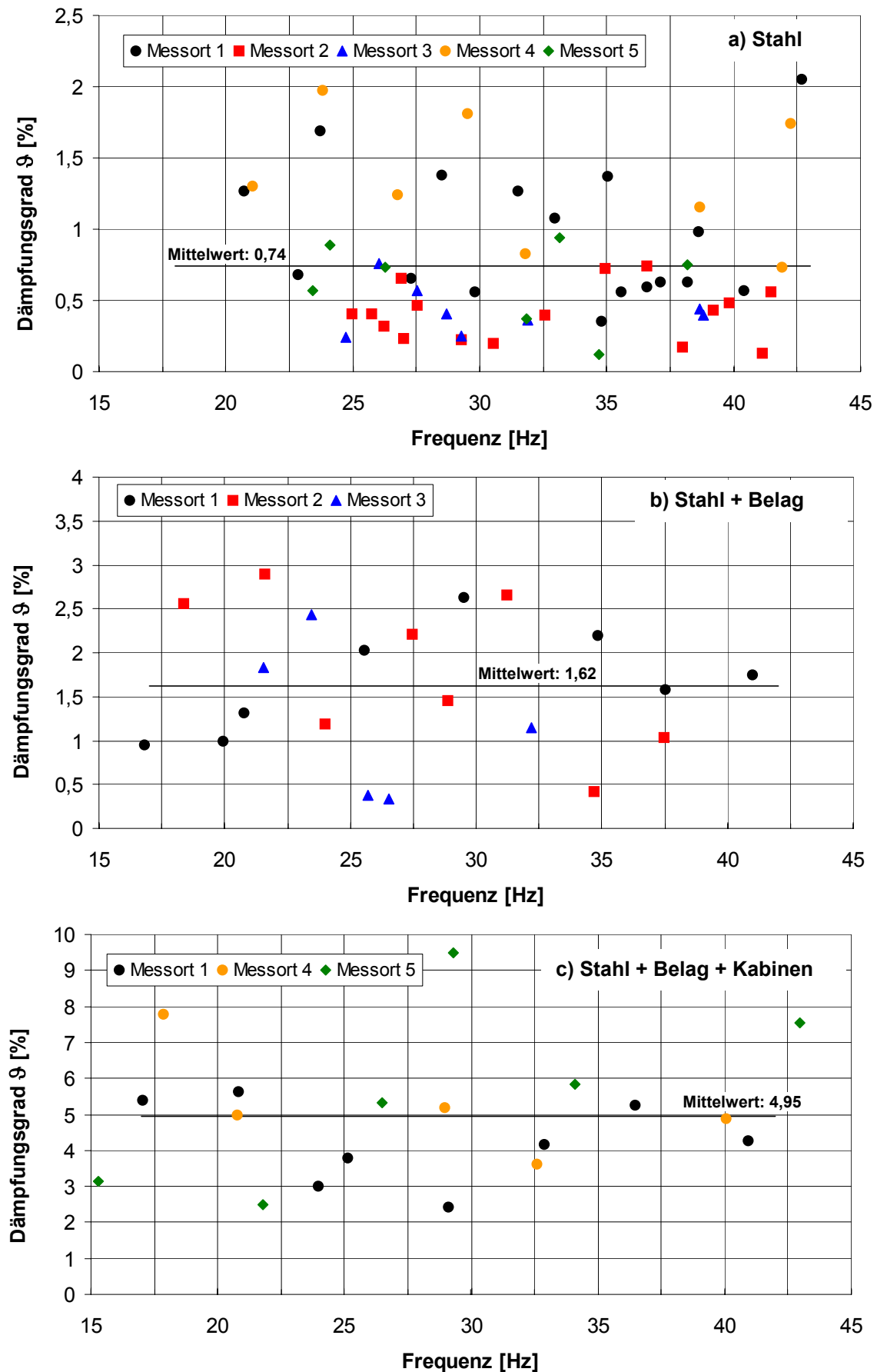


Abbildung 7.4: Ermittelte Dämpfungsparameter aller Messorte im Zustand Stahl (a), im Zustand Stahlstruktur mit Belag und Installation (b) sowie im vollständig ausgerüsteten Zustand (c)

In der Abbildung 7.4 sind die identifizierten Dämpfungsparameter aller Messorte, geordnet nach dem jeweiligen schiffbaulichen Zustand, dargestellt. Für den Zustand Stahl (a) wurde ein Mittelwert aller Dämpfungsparameter von $\eta = 0.74 \%$ ermittelt. Am Messort 4 sowie an angrenzende Strukturen am Messort 1 waren für diesen Zustand unterseitig bereits die Isolierungen angebracht, was zu einer vergleichsweise höheren Dämpfung führte. Ohne Berücksichtigung dieser beiden Messorte ergibt sich für den reinen stahlbaulichen Zustand ein Mittelwert von $\eta = 0.46 \%$. Für den Zustand mit Decksbelag, Isolierung und Installation (b) ergibt sich für die Dämpfung ein Mittelwert von $\eta = 1.62 \%$. Unterschiede im Dämpfungsverhalten zwischen verschiedenen Decksbelägen konnten nicht ermittelt werden. Für den vollständig ausgerüsteten Zustand mit Kabinen und Innenausstattung wurde für die Dämpfung ein Mittelwert von $\eta = 4.95 \%$ ermittelt.

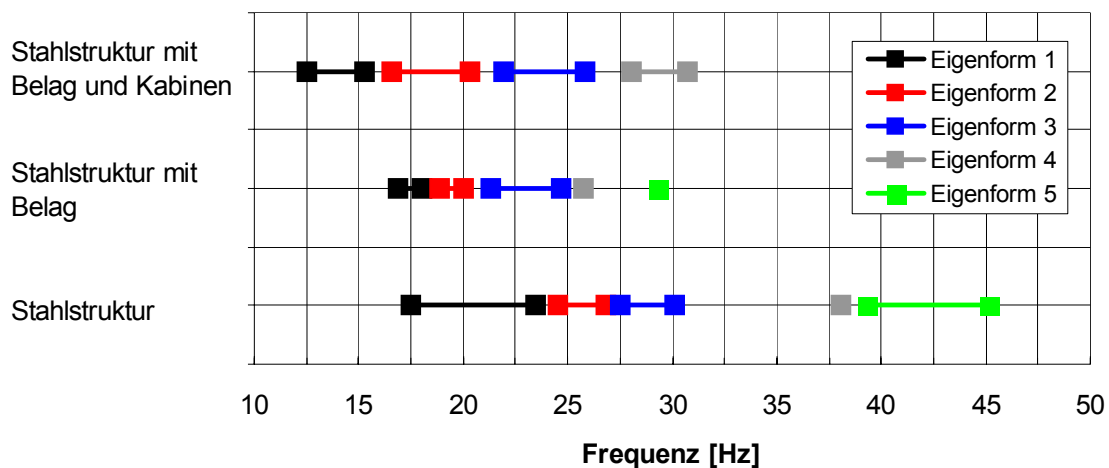


Abbildung 7.5: Eigenfrequenzen charakteristischer Eigenschwingformen der Rahmenstruktur am Messort 6 in Abhängigkeit vom Ausrüstungszustand

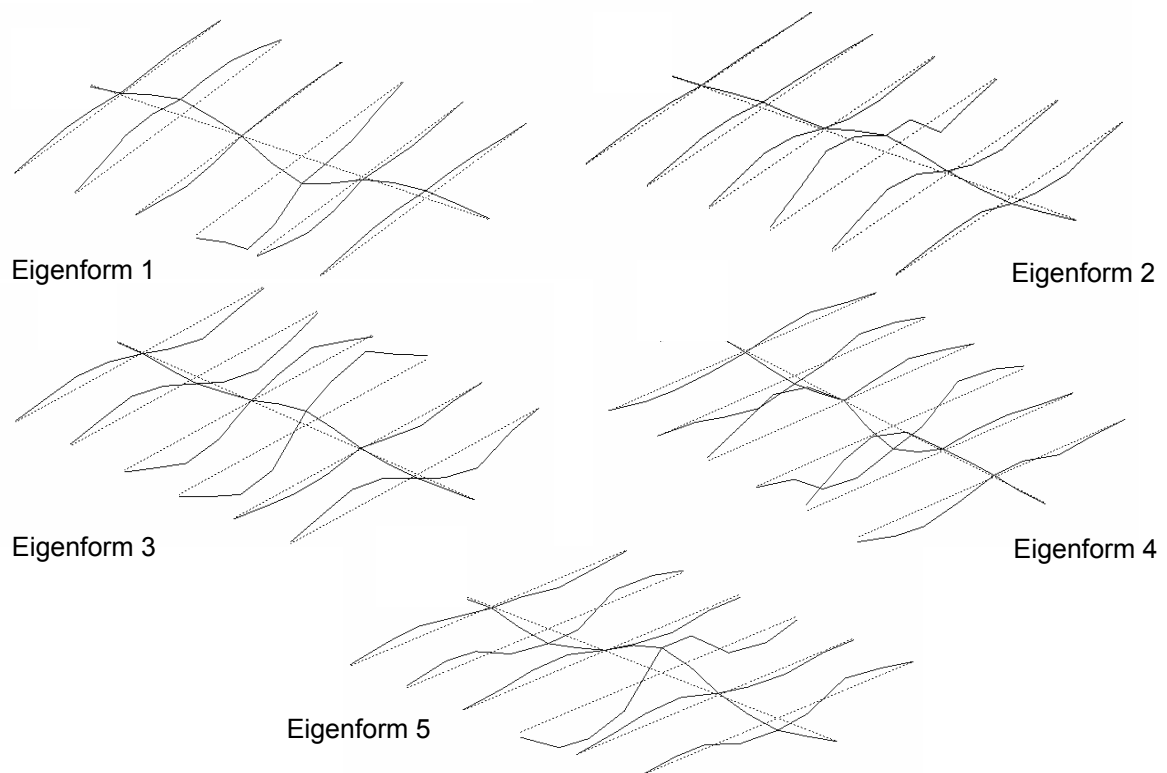


Abbildung 7.6: Charakteristische Eigenschwingformen der Rahmenstruktur am Messort 6 (siehe auch Abbildung 7.1)

Eine vergleichbare Auswertung erfolgte auch für die Untersuchungen des dynamischen Verhaltens der Rahmenstruktur am Messort 6. Bereiche von Eigenfrequenzen sowie die dazugehörigen charakteristischer Eigenschwingformen der Rahmenstruktur sind in den Abbildungen 7.5 und 7.6 dargestellt. Auch hier ist, bedingt durch eine Zunahme der Masse, mit steigendem Ausrüstungszustand größtenteils eine Abnahme der Eigenfrequenzen zu erkennen. Auch dieser untersuchte Ausschnitt war, bezogen auf die gesamte Rahmenstruktur, örtlich begrenzt. Somit war es auch in diesem Fall nicht möglich, alle identifizierten Eigenschwingungen voneinander zu trennen, so dass für charakteristische Eigenschwingungen ebenfalls Frequenzbereiche angegeben werden.

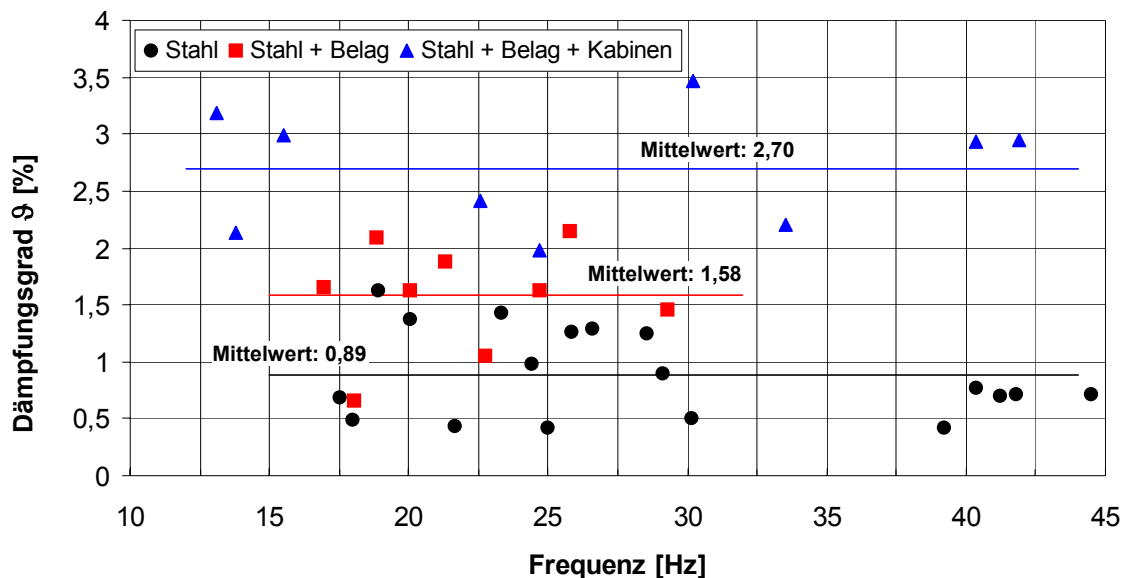


Abbildung 7.7: Ermittelte Dämpfungsparameter am Messort 6 im Zustand Stahl, Stahlstruktur mit Belag und Installation sowie im vollständig ausgerüsteten Zustand

In der Abbildung 7.7 sind die für die unterschiedlichen Ausrüstungszustände identifizierten Dämpfungsparameter der Rahmenstruktur am Messort 6 dargestellt. Während die identifizierten Dämpfungskennwerte für die Zustände Stahl (Mittelwert $\bar{\eta} = 0.89\%$) und Stahl mit Belag (Mittelwert $\bar{\eta} = 1.58\%$ (Anregung durch elektrodynamischen Erreger nur bis 30 Hz!)) vergleichbar mit den an den Messorten 1 bis 5 identifizierten Dämpfungsparametern sind, wurde für den vollständig ausgerüsteten Zustand eine deutlich geringere mittlere Dämpfung identifiziert (Mittelwert $\bar{\eta} = 2.70\%$).

7.2 Experimentelle Dämpfungsidentifikation an einer Decksstruktur im Originalmaßstab unter Laborbedingungen

Bei der Durchführung von Untersuchungen unter Werftbedingungen kam es, wie im Abschnitt 7.1 beschrieben, zu organisatorischen Problemen bei der Realisierung des festgelegten Arbeitsplanes. So konnte z.B. an den Messorten 2 und 3 nicht der Zustand mit Decksbelag untersucht werden. Auch beeinträchtigten Mischzustände hinsichtlich der angebrachten Isolierung und Installation sowie auf den Decksstrukturen gelagerte Materialien (einschließlich der Messgeräte und des Untersuchungspersonals) die Aussagefähigkeit der Ergebnisse. Beeinträchtigungen bei der Messwerterfassung durch den Werftbetrieb waren ebenfalls nicht zu vermeiden. Weiterhin war geplant, das dynamische Verhalten einzelner Decksbeläge genauer zu untersuchen. Aus diesen Gründen erfolgten die in diesem Abschnitt vorgestellten Untersuchungen an einem charakteristischen Ausschnitt einer Decksstruktur unter Laborbedingungen.

7.2.1 Durchführung der experimentellen Untersuchungen

Die im Rahmen der Laboruntersuchung angewendete Vorgehensweise zur Ermittlung der dynamischen Parameter der Decksstruktur war vergleichbar mit der unter Werftbedingungen angewendeten Versuchsdurchführung. Der Aufbau der Laborstruktur sowie das verwendete Messgitter können im Anhang der Abbildung A7.6 entnommen werden. Der Ausschnitt und die Größenordnung der Laborstruktur relativ zu der realen Decksstruktur des Kreuzfahrtschiffes sind aus der Abbildung 7.1 ersichtlich.

Im Vorfeld der Untersuchungen erfolgte eine rechnerische Ermittlung des Eigenschwingungsverhaltens der Laborstruktur. Im Vergleich zwischen rechnerisch und experimentell ermittelten Eigenfrequenzen wurden große Abweichungen festgestellt, die auf den Eigenspannungszustand der geschweißten (realen) Struktur zurückgeführt wurden. Da die im Rahmen dieser experimentellen Untersuchung ermittelten Kennwerte als Referenz für weitere rechnerische Analysen verwendet werden sollten, wurde die Struktur zur Reduzierung von Eigenspannungen vor Beginn der Messungen spannungsarm gegläht. Nach erfolgter Wärmebehandlung war die Übereinstimmung von Rechnung und Messung sehr gut. Die eigenspannungsbedingten Veränderungen im dynamischen Verhalten sind im Anhang in der Abbildung A7.7 sowie in der Tabelle A7.1 dargestellt.

Die experimentellen Untersuchungen wurden an der Stahlstruktur (Abbildung A7.8) sowie nach dem Aufbringen der Decksbeläge entsprechend Messort 1 (Abbildung A7.9), Messort 3 (Abbildung A7.10) sowie Messort 4 (Abbildung A7.11 und A7.12) der Werftmessung durchgeführt. Der entsprechende Schichtaufbau der Decksbeläge ist dabei ebenfalls dem Abschnitt 3.2.2 zu entnehmen!

Die Ermittlung der modalen Parameter erfolgte wie im Rahmen der Werftmessung durch Anwendung der klassischen Modalanalyse. Die Erregung wurde für den Zustand Stahl sowie für den Zustand mit Belag entsprechend Messort 1 durch einen Impulshammer (300 g) realisiert. Aufgrund der starken Dämpfungseffekte wurde zur Erregung der Struktur mit den Belägen entsprechend der Messorte 3 und 4 ein elektrodynamischer Erreger verwendet, der an die Unterseite der Stahlstruktur angekoppelt wurde (siehe Anhang, Abbildung A7.13).

Bei Stossanregung wurden die Signale mit einer Abtastfrequenz von 256 Hz über eine Zeitdauer von ca. 80 s aufgezeichnet. Die resultierende Auflösung im Frequenzbereich betrug somit ca. 0.012 Hz. Bei Anregung mit dem elektrodynamischen Erreger konnte aus Zeitgründen nur eine maximale Frequenzauflösung von 0.05 Hz realisiert werden, was aber infolge der hohen Dämpfung der Beläge ausreichend war. Die Ermittlung der Übertragungsfunktionen sowie die Parameteridentifikation erfolgten auf bereits im Abschnitt 7.1.2 beschriebene Weise.

7.2.2 Ergebnisse der Laboruntersuchungen

Eine Auswahl der der Parameteridentifikation zugrunde liegenden experimentell ermittelten Frequenzgänge der Struktur im Zustand Stahl und mit den verschiedenen Belägen ist im Anhang in der Abbildung A7.14 dargestellt. In der Abbildung 7.8 sowie in der Tabelle A7.2 (Anhang) werden die experimentell ermittelten Eigenfrequenzen der Laborstruktur in Abhängigkeit von den aufgetragenen Decksbelägen dargestellt. Anhand dieser Abbildung kann festgestellt werden, dass in Abhängigkeit vom Decksbelag sowohl frequenzerhöhende (Belag Messort 4) als auch frequenzabsenkende Effekte (Belag Messort 3) auftreten können, die auf eine überwiegend versteifende bzw. Masse erhöhende Wirkung der Beläge zurückzuführen sind. Weiterhin ist ersichtlich, dass im Gegensatz zu den Werftuntersuchungen alle identifizierten Eigenschwingungen eindeutig voneinander unterschieden werden konnten (keine Angabe von Frequenzbändern). Ursache war die mess-

technische Erfassung der gesamten Struktur. Die identifizierten Eigenschwingformen sind in Abbildung 7.9 dargestellt. Vom Charakter sind die Eigenformen vergleichbar mit denen der Plattenfelder der realen Decksstrukturen des Kreuzfahrtschiffes entsprechend Abbildung 7.3.

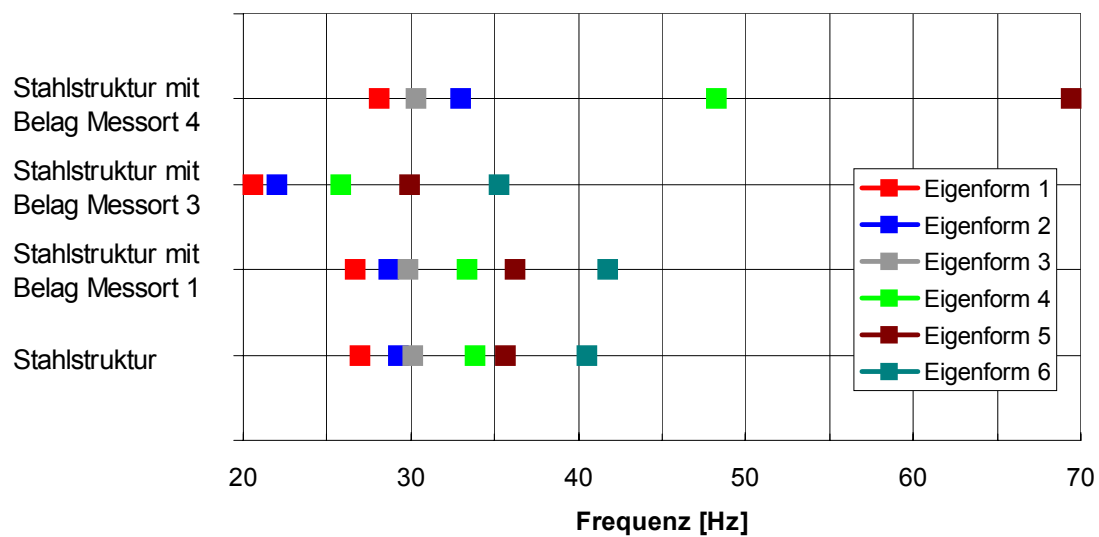


Abbildung 7.8: Eigenfrequenzen der ersten Eigenschwingungen der Laborstruktur in Abhängigkeit von den verwendeten Decksbelägen

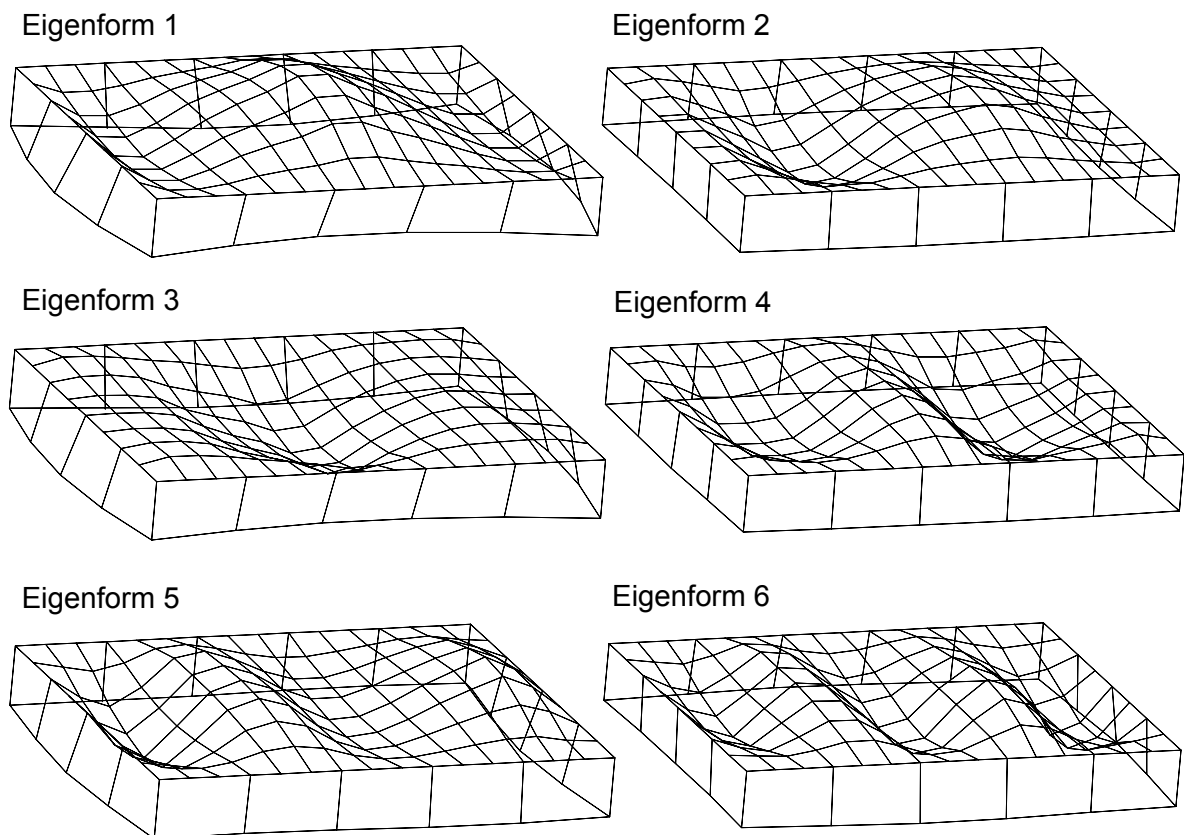


Abbildung 7.9: Charakteristische Eigenschwingformen der Laborstruktur

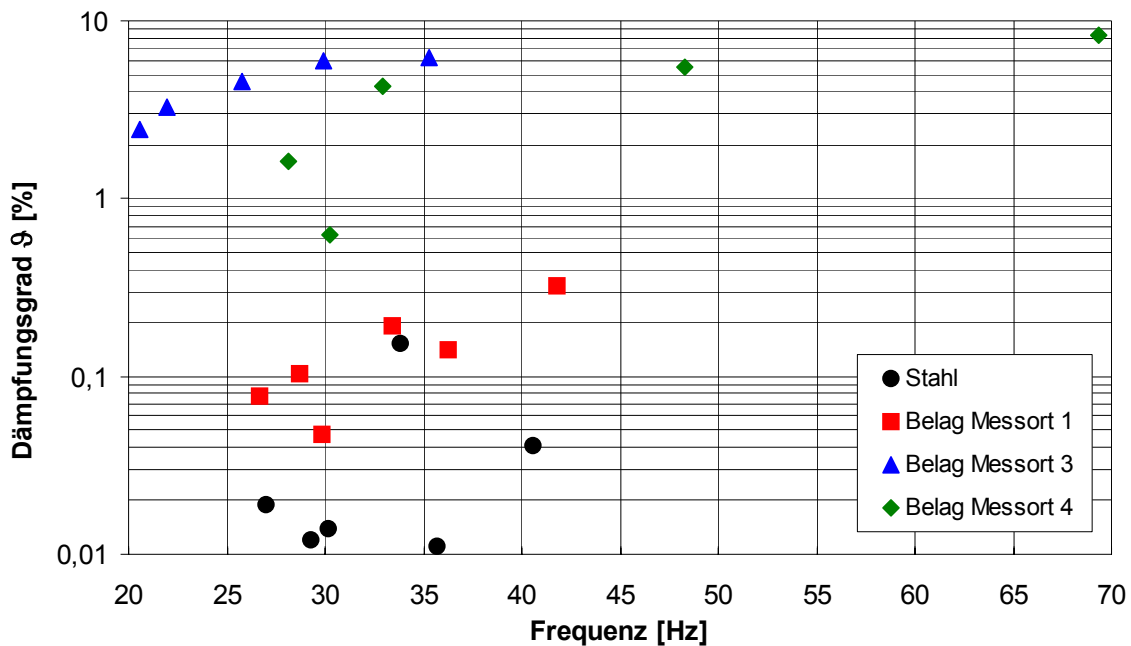


Abbildung 7.10: Identifizierte Dämpfungsparameter der Laborstruktur in Abhängigkeit von Frequenz und verwendeten Decksbelägen

In Abbildung 7.10 sowie in der Tabelle A7.2 (Anhang) werden die identifizierten Dämpfungsparameter in Abhängigkeit von der Frequenz und dem verwendeten Decksbelag dargestellt. Festzustellen sind insbesondere die vergleichsweise geringen Dämpfungen von Stahlstruktur und der Struktur mit Belag Messort 1 sowie die hohen Dämpfungskennwerte der Struktur mit den Belägen entsprechend den Messorten 3 und 4 der Bordmessung.

7.3. Bewertung und Vergleich der ermittelten Ergebnisse

Bei der Durchführung von Laboruntersuchungen an einem charakteristischen Ausschnitt einer Decksstruktur konnten aufgrund idealer äußerer Bedingungen sowie der geometrischen Abgeschlossenheit der Struktur, Eigenfrequenzen, dazugehörige Eigenschwingformen sowie Dämpfungsparameter eindeutig und mit hoher Genauigkeit bestimmt werden. Diese für experimentelle Untersuchungen wünschenswerten Bedingungen waren im Rahmen der Untersuchungen an den realen Decksstrukturen unter Werftbedingungen nicht gegeben. Ein markanter Unterschied, insbesondere im Hinblick auf das Dämpfungsverhalten, war hierbei die Ausdehnung der realen Decksstruktur weit über den im Labor untersuchten Strukturausschnitt hinaus. Aufgrund des Mitschwingens der angrenzenden Strukturbestandteile waren sowohl eine zusätzliche Dissipation von Schwingungsenergie in diesen Bereichen als auch eine vergleichsweise Verminderung der Dämpfungswirkung aufgrund der größeren mitschwingenden Masse ungedämpfter Strukturbestandteile möglich. In Abhängigkeit der örtlichen Gegebenheiten wurde ein mittelnder Einfluss beider Effekte auf das Dämpfungsverhalten vermutet. Ein direkter Vergleich zwischen den unter Werft- und Laborbedingungen ermittelten Dämpfungsparametern ist nur im Zustand Stahl sowie im Zustand Stahl mit Belag am Beispiel der Beläge entsprechend der Messorte 1 und 3 möglich (der Zustand mit Belag konnte an den anderen Messorten nicht realisiert werden). Die identifizierten Dämpfungsparameter scheinen die oben genannte Vermutung zu bestätigen. Während die durchschnittlichen Dämpfungen für den Zustand Stahl und bei Anwendung des nur schwach dämpfenden Belages entsprechend Messort 1 (Beulausgleich) an der Laborstruktur deutlich geringer waren als an

der realen Decksstruktur, wurden für den höherdämpfenden Decksbelag entsprechend Messort 3 an der realen Decksstruktur im Vergleich deutlich geringere Dämpfungskennwerte ermittelt (Vergleich Abbildungen 7.4 und 7.10). Eine Differenzierung der Dämpfungswirkung verschiedener Decksbeläge unter Werftbedingungen war, im Gegensatz zu den Laboruntersuchungen, nicht möglich. Aus diesen Gründen scheint ein direktes Übertragen von im Labor ermittelten Dämpfungskennwerten auf die reale Decksstruktur nicht zweckmäßig.

Für den vollständig ausgerüsteten Zustand der realen Decksstruktur konnte im Vergleich zum Zustand mit Decksbelag eine deutliche Erhöhung der Dämpfung der Plattenfeldschwingungen ermittelt werden, hauptsächlich verursacht durch zusätzliche Bodenbeläge sowie Einrichtungsgegenstände. Für Schwingungen der Rahmenstruktur (Messort 6) wurde in diesen Zustand hingegen nur eine geringere Erhöhung der Dämpfung festgestellt (Vergleich Abbildungen 7.4 und 7.7).

Bezüglich der ermittelten Eigenfrequenzen und dazugehörigen Schwingformen ist eine direkte Gegenüberstellung von Ergebnissen der Labor- und Werftuntersuchung aufgrund der unterschiedlichen Randbedingungen nicht möglich. Jedoch sind Eigenschwingformen der Plattenfelder der realen Decksstruktur (z.B. Eigenformen 4 und 5) mit Schwingformen der Laborstruktur (Eigenformen 2 und 4) durchaus vergleichbar. Im Rahmen der Untersuchungen an den realen Decksstrukturen konnte ausschließlich die frequenzabsenkende Wirkung von Decksbeläge und Kabinen aufgrund der überwiegenden Masseerhöhung festgestellt werden. Frequenzerhöhende Effekte, wie sie bei den Laboruntersuchungen mit dem Belag entsprechend Messort 4 festgestellt wurden, konnten an der realen Decksstruktur nicht ermittelt werden, da es nicht möglich war, den entsprechenden Messort mit Decksbelag ohne Kabinen zu untersuchen.

Fehler bei der Identifikation modaler Parameter können insbesondere bei den Untersuchungen an der realen Decksstruktur nicht ausgeschlossen werden. Als Ursachen sind hauptsächlich die hohe modale Dichte der Eigenschwingungen der großen Decksbereiche sowie Beeinträchtigungen bei der Anregung der Struktur im vollständig ausgerüsteten Zustand zu nennen.

Ungeachtet der Einschränkungen bei der Bewertung der Ergebnisse erweitern die identifizierten Dämpfungsparameter der realen Decksstrukturen die aus der Literatur bekannte experimentelle Datenbasis bzw. sichern die in der schiffbaulichen Praxis verwendeten Erfahrungswerte wissenschaftlich ab. So kann z.B. eine gute Übereinstimmung zu den im Abschnitt 2.4.2.2 aus der Literatur zusammengefassten experimentell ermittelten Kennwerten festgestellt werden.

Die unter idealen Bedingungen durchgeführten Untersuchungen an der Laborstruktur liefern wertvolle Daten über den Einfluss verschiedener Decksbeläge auf das dynamische Verhalten von Flächentragwerken in einem Frequenzbereich bis ca. 50 Hz. Obwohl Decksbeläge in der Regel im Hinblick auf die Nutzung der Bereiche sowie die eingeleitete Luft- und Körperschallintensität ausgewählt verwendet werden, ist auch ein gezielter Einsatz von Decksbelägen zur Beeinflussung des Schwingungsverhaltens lokaler Schiffsstrukturen im unteren Frequenzbereich denkbar.

8. Zusammenfassung

Gegenstand der hier vorgestellten Arbeit ist die experimentelle Identifikation des dynamischen Verhaltens schiffbaulicher Strukturen. Die Kenntnis des dynamischen Verhaltens der realen Schiffsstruktur ist insbesondere im Hinblick auf die Überprüfung der Vorhersagegenauigkeit verwendeter Rechenmodelle sowie hinsichtlich der Bereitstellung von Dämpfungskennwerten zur Berechnung von Zwangsschwingungen von großer Bedeutung. Aufgrund der Festlegung immer anspruchsvollerer Grenzwerte für im Schiffsbetrieb auftretende Schwingungspegel nehmen die Anforderungen an die Genauigkeit einer rechnerischen Vorhersage von Schwingungsamplituden infolge der Erregung durch den Schiffsantrieb immer weiter zu. Deshalb ist der Stellenwert einer experimentellen Identifikation dynamischer Parameter, insbesondere von Dämpfungsparametern, besonders hoch.

Nachdem im KAPITEL 2 dieser Arbeit ein kurzer Überblick über Schwingungen schiffbaulicher Strukturen und ihrer rechnerischen Vorhersage gegeben wird, erfolgt eine Beschreibung auftretender Dämpfungseffekte sowie eine zusammenfassende Darstellung zur Identifikation des Dämpfungsverhaltens schiffbaulicher Strukturen aus der Fachliteratur. Aufgrund der Zweckmäßigkeit wird dabei eine Unterteilung in *lokale* und *globale* Schiffsstrukturen vorgenommen. Die in der Literatur veröffentlichten Dämpfungskennwerte globaler Schiffsstrukturen liegen in einem Bereich zwischen 0.5 % und 5 % der kritischen Dämpfung bei einer Zunahme der Dämpfung mit steigender Frequenz. Die Dämpfung lokaler Schiffsstrukturen weist eine starke Abhängigkeit vom Ausrüstungsstand der Struktur auf. Die in der Literatur angegebenen Werte liegen in einem Bereich zwischen ca. 1 % und 10 % der kritischen Dämpfung.

Aus diesem Stand der Technik werden im KAPITEL 3 die Zielstellungen und Vorgehensweisen für die hier vorgestellten Untersuchungen abgeleitet sowie die Gegenstände der Untersuchung vorgestellt. Die Untersuchungen zum dynamischen Verhalten *globaler* Schiffsstrukturen werden danach an zwei unterschiedlichen RoRo-Schiffen sowie an mehreren Containerschiffen vom Typ CV2500 durchgeführt. Ziel ist die experimentelle Identifikation von Dämpfungsparametern zur Erweiterung und Absicherung der vorhandenen Datenbasis sowie die Ermittlung von Eigenfrequenzen, dazugehörigen Eigenschwingformen und des Übertragungsverhaltens zur Bewertung der Vorhersagegenauigkeit von Rechenmodellen. Ein weiteres wesentliches Ziel ist die Bewertung der Anwendbarkeit zweier unterschiedlicher Verfahren der experimentellen Modalanalyse. Besonderes Interesse besteht dabei an der operativen Modalanalyse, einem sich erst in jüngster Zeit verbreitenden und vorrangig im Bauwesen genutzten Verfahren, das bislang noch nicht zur Identifikation schiffbaulicher Strukturen zur Anwendung kam.

Die Auslegung *lokaler* Schiffsstrukturen ist im Allgemeinen auf die Gewährleistung der Resonanzfreiheit der Grundschwingung beschränkt. Eigenschwingungen höheren Grades können meist nicht berücksichtigt werden. Zur Sicherstellung festgelegter Schwingungsamplituden ist darum die Kenntnis von Dämpfungsparametern besonders wichtig. So haben die Untersuchungen zum dynamischen Verhalten lokaler Schiffsstrukturen die experimentelle Identifikation von Dämpfungsparametern als vorrangiges Ziel. Die Untersuchungen werden an verschiedenen Decksstrukturen eines Kreuzfahrtschiffes sowie an einem charakteristischen Ausschnitt einer Decksstruktur unter Laborbedingungen durchgeführt.

Im KAPITEL 4 wird ein Überblick über die mathematische Modellierung mechanischer Systeme gegeben. Ausführlich wird in diesem Zusammenhang auf die Modellierung des Dämpfungsverhaltens eingegangen. Dabei kann festgestellt werden, dass der Ansatz der viskosen geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung für eine Vielzahl strukturdynamischer Problemstellungen hinreichend ge-

naue Ergebnisse liefert und besonders vorteilhaft in seiner Anwendung ist. Im Hinblick auf die Verteilung der Dämpfung im System beschreibt die vereinfachte Annahme der massen- und steifigkeitsproportionalen Verteilung, verglichen mit der allgemeinen, nicht-proportionalen Verteilung, das Dämpfungsverhalten im Rahmen der Anforderungen im Schiffbau mit ausreichender Genauigkeit.

Eine ausführliche Ergebnisdarstellung zu den Untersuchungen *globaler* Schiffsstrukturen erfolgt im KAPITEL 6. Die beiden angewandten experimentelle Verfahren, die klassische und die operative Modalanalyse, lieferten bezüglich identifizierter Eigenfrequenzen, dazugehöriger Eigenschwingformen und Dämpfungsparameter sehr gute und vergleichbare Ergebnisse.

Das Ergebnis der Identifikation von Dämpfungsparametern aus einer Vielzahl von Messungen an verschiedenen Schiffen unter Werft- und Probefahrtsbedingungen ist eine im betrachteten Frequenzbereich nahezu konstante Dämpfung von durchschnittlich 1.1 % der kritischen Dämpfung mit leicht abnehmender Tendenz. Sie ist hauptsächlich im höheren Frequenzbereich geringer als die aus der Literatur bekannten Werte.

Bezüglich der ermittelten Eigenfrequenzen des Schiffskörpers kann die Aussage getroffen werden, dass diese, neben einer Beeinflussung durch zusätzliche Massen, eine starke Abhängigkeit von der Wassertiefe am Ort der Untersuchung aufweisen. Aufgrund der Vergleichbarkeit mit entsprechenden Rechenmodellen sind experimentelle Untersuchungen darum möglichst unter Tiefwasserbedingungen durchzuführen. Für die im höheren Frequenzbereich liegenden Eigenschwingungen von Substrukturen, wie z.B. dem Deckshaus, gelten diese Einschränkungen nicht.

Aufgrund der sehr guten Anregung der Schiffsstruktur durch die Umgebungsbedingungen im unteren Frequenzbereich wird empfohlen, die dynamischen Parameter globaler Schiffskörperschwingungen durch Anwendung der operativen Modalanalyse unter Einsatzbedingungen zu ermitteln. Zur Identifikation dynamischer Parameter von Substrukturen (z.B. Deckshäusern) im Frequenzbereich größer 8 Hz ist die klassische der operativen Modalanalyse vorzuziehen.

Ein Vergleich von berechneten und experimentell ermittelten Eigenschwingungsgrößen ist aufgrund der hohen örtlichen Auflösung und der Qualität der experimentell ermittelten Eigenschwingformen sehr gut möglich.

Zwangsschwingungsrechnungen bei Simulation der Stossanregung unter Verwendung der identifizierten mittleren Dämpfung von ca. 1 % zeigen eine gute Übereinstimmung mit den entsprechenden Frequenzgängen der klassischen Modalanalyse. Hingegen treten bei der rechnerischen Vorhersage von Zwangsschwingungsamplituden bei Motorerregung größere Abweichungen zu den im Schiffsbetrieb experimentell ermittelten Schwingungsamplituden auf, wenn diese Dämpfungsannahme verwendet wird. Die Ursachen werden vorwiegend in der Modellierung der Erregung vermutet. Auch eine Amplitudenabhängigkeit der Dämpfung ist zu diskutieren.

Im KAPITEL 7 werden die Ergebnisse zur Dämpfungsidentifikation an *lokalen* Schiffsstrukturen vorgestellt. Untersuchungen an realen Decksstrukturen eines Kreuzfahrtschiffes zeigen eine mit fortschreitendem Ausrüstungsgrad zunehmende Dämpfung. Die durchschnittlichen, experimentell ermittelten Dämpfungskennwerte für den voll ausgerüsteten Zustand liegen für Schwingungen der Plattenfelder bei ca. 5 %, für Schwingungen der tragenden Rahmenstruktur bei ca. 2,7 % der kritischen Dämpfung. Eine direkte Übertragbarkeit von an einer Laborstruktur ermittelten Dämpfungskennwerten auf reale Schiffsstrukturen ist aufgrund des unter Laborbedingungen fehlenden Einflusses von angrenzenden Bauteilen auf das Dämpfungsverhalten nicht gegeben. Die für lokale Strukturen ermittelten Dämpfungsparameter liegen im Bereich von aus der Literatur bekannten Kennwerten.

9. Literaturverzeichnis

- [1] I. Asmussen, W. Menzel, H. Mumm, *Ship Vibration*, GL-Technology, Issue No. 5, Germanischer Lloyd, Hamburg, 2001.
- [2] K.-J. Bathe, *Finite-Elemente-Methoden*, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1990.
- [3] F. M. Lewis, *The Inertia of Water Surrounding a Vibrating Ship*, SNAME Transactions, 37 (1929).
- [4] U. Röhr, P. Möller, *Berechnung Hydrodynamischer Massen- und Dämpfungsmatrizen*, Research report „Life Cycle Design“ (BMBF), University of Rostock, 1999.
- [5] MAN B&W, *Vibration Characteristics of Two-stroke Low Speed Diesel Engines*, Project Guide.
- [6] I. Asmussen, H. Mumm, *Effektive Erregerlasten langsamlaufender Zweitakt-Schiffsmotoren aus den Gaskräften*, FDS-Bericht Nr. 215, 1990.
- [7] G. Schlottmann, S. Uhlenbrock, J. Winkelmann, S. Bludszuweit, H. Purcz, *Erfassung der Schwingformen starr gelagerter Hauptantriebsaggregate durch Modalanalyse*, Abschlußbericht AiF-Forschungsvorhaben Nr. 13072 BR, 2003.
- [8] I. Asmussen, H. Mumm, *Propeller-Erregerkennwerte in Abhängigkeit von Skew und Kavitation für die Durchführung von Schwingungsberechnungen*, FDS-Bericht Nr. 228, 1991.
- [9] H. Streckwall, *Vergleich zweier Methoden zur Berechnung propellererregter Druckschwankungen*, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, Band 89, 1995.
- [10] T. Gosch, K. Werner, *Schiffsspezifische Vorhersage der Anregung vom Propeller durch Kopplung von Fluid- und Strukturmodellen*, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, Band 100, 2006.
- [11] A. Hanke, G. Schlottmann, S.-E. Rosenow, S. Uhlenbrock, *Korrektur von FE-Modellen dünnwandiger, eigenspannungsbehafteter Flächentragwerke*, VDI-Schwingungstagung 2004; Modalanalyse und Identifikation, VDI-Bericht 1825, Düsseldorf, 2004.
- [12] G. Schlottmann, *Machinery Induced Dynamic Response (4), Damping (7), Free Vibration Analysis of a Deck Structure – Benchmark Study (8)*, 15th International Ship and Offshore Structures Congress 2003, Report of the Committee II.2 “Dynamic Response”, San Diego, 2003.
- [13] C. V. Betts, R. E. D. Bishop, W. G. Price, *A Survey of Internal Hull Damping*, Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, London, 119 (1977), 125-142.
- [14] K. G. Willich, *Beitrag zur Bestimmung der Dämpfung von Schiffsschwingungen*, Dissertation, RWTH Aachen, 1988.
- [15] Ch. Cabos, F. Ihlenburg, H. Mumm, *Verbesserung der Dämpfungsansätze für die Berechnung von Schiffsschwingungen*, Germanischer Lloyd Hamburg, Bericht Nr. FI 99.139, 1999.
- [16] B. J. Lazan, *Damping of Materials and Members in Structural Mechanics*, Pergamon Press, London, 1965.
- [17] A. D. Nashif, D. I. G. Jones, J. P. Henderson, *Vibration Damping*, J. Wiley, New York, 1985.
- [18] N.N., Ship Structure Committee, *Hydrodynamic hull damping*, Technical Report SSC-359, Washington D. C., 1991.

- [19] K. Peleg, *Impact and vibration testing of shipping containers*, Journal of Sound and Vibration, 93 (1984), 371-388.
- [20] H. Thorbeck, E. Langecker, *Ermittlung der Dämpfungseigenschaften von Schiffskonstruktionen*, Schiffbauforschung, 39 (2000); 43-94.
- [21] S. J. Pietrzko, *Verfahren zur Identifikation der Dämpfungsmatrix mechanischer Systeme*, EMPA Dübendorf, Bericht Nr. 223, 1992.
- [22] H. G. Natke, *Einführung in die Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse*, Vieweg Verlag, Braunschweig / Wiesbaden, 3. Auflage, 1992.
- [23] H. Irretier, *Experimentelle Modalanalyse*, Institut für Technische Mechanik, Universität Gesamthochschule Kassel, 3. Auflage, 2001.
- [24] D. J. Ewins, *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, Research Studies Press LTD, 2. Edition, 2000.
- [25] R. Brincker, C. E. Ventura, P. Andersen, *Why Output-Only Testing is a Desirable Tool for a Wide Range of Practical Applications*, Proceedings of the 21st International Modal Analysis Conference (IMAC), Kissimmee, Florida, 2003.
- [26] Á. Cunha, E. Caetano, *From Input-Output to Output-Only Modal Identification of Civil Engineering Structures*, Proc. of 1st. International Operational Modal Analysis Conference, 2005.
- [27] U. Fischer, W. Stephan, *Mechanische Schwingungen*, Fachbuchverlag, Leipzig-Köln, 3. Auflage, 1993.
- [28] S. Hylarides, *Damping in propeller generated ship vibrations*, Netherland Ship Model Basin, Report 468, 1974.
- [29] T. Kumai, *Damping factors in the higher modes of ship vibrations*, European Shipbuilding, 1 (1958), 29-34.
- [30] A. I. Johnson, P. W. Ayling, *On the vibration amplitudes of ship hulls*, The Inst. of Eng. Shipbldr. Scotland Trans. 105 (1962), 301-387.
- [31] T. Hirowatari, *Magnification factors in the higher modes of ship vibration*, Trans. Jap. Soc. Nav. Arch., 113 (1963), 156-168.
- [32] G. Aertsen, R. DeLembre, *A survey of vibration damping factors found from slamming experiments on four ships*, Trans. N.E. Coast Inst. Eng. and Shipbuild., 72 (1971), 83-122.
- [33] K. P. Schmitz, G. Schlottmann, *Untersuchung des Schwingungsverhaltens schiffbaulicher Konstruktionen in der Projektierung*, Schiffbauforschung 20 (1981) 32, 93-114.
- [34] K. P. Schmitz, G. Schlottmann, *Beitrag zur Vorausberechnung des Schwingungsverhaltens von Schiffsaufbauten*, Schiffbauforschung 19 (1980) 3, 155-164.
- [35] W. Geßner, *Ermittlung der Dämpfung bei globalen Schiffsschwingungen*, Sonderheft Internationales Schiffstechnisches Symposium 3.-6.10.1989 in Rostock, Band 2, 1989.
- [36] 8. ISSC, Report of Committee II.4, *Steady-state Dynamic Loading and Response*, Gdansk, 1982.
- [37] H. Thorbeck, E. Langecker, *Ermittlung der Dämpfungseigenschaften von Schiffskonstruktionen*, BMFT-Forschungsvorhaben, Förderkennzeichen 18 S 0023, 1993.
- [38] S. R. Ibrahim, *The use of Random Decrement Technique for Identification of Structural Modes of Vibration*, AIAA-Proceedings, 1977.

- [39] Lloyd's Register, Class Computational Services Group, *Lloyd's Register Vibration and Noise Services*, Report No. 97/18, 1997.
- [40] W. H. Groth, H. G. Payer, *Untersuchungen über das Dämpfungsverhalten schiffbaulicher Konstruktionen*, FDS-Bericht Nr. 53, 1975.
- [41] M. Imregun, D. J. Ewins, Complex Modes-Origins and Limits, Proceedings of the 13th International Modal Analysis Conference (IMAC), Nashville, TN, 1995, 496-506.
- [42] T. K. Hasselman, *Modal Coupling in Lightly Damped Structures*, AIAA Journal, 14 (1976), 1627-1628.
- [43] H.-P. Felgenhauer, *Korrektur von Rechenmodellen für gedämpfte elastische Systeme mittels gemessener erzwungener Schwingungen*, VDI-Z., Reihe 11, Nr. 37, 1981.
- [44] S. R. Ibrahim, E. Mikulcik, *A Method for the Direct Identification of Vibration Parameters from the Free Responses*, Shock and Vibration Bulletin, Vol. 47(4), 1977, 183-198.
- [45] G. Lallement, D. J. Inman, *A Tutorial on Complex Eigenvalues*, Proceedings of the 13th International Modal Analysis Conference (IMAC), Nashville, TN, 1995, 490-495.
- [46] M. Link, *Updating of Analytical Models – Basic Procedures and Extensions*, Proc. of NATO Advanced Study Institute, Sesimbra, Portugal, May 1998 in "Modal Analysis and Testing"(J.M.M. Silva and N.M.M. Maia (Eds.), Kluwer Acad. Publ., London, 1999.
- [47] M. Link, *Was kann man von rechnerisch auf Testdaten angepassten Finite- Elemente- Modellen erwarten?*, VDI- Berichte 1550, 2000, 73-94.
- [48] O. Flores-Santiago, *Verfahren zur Lokalisierung und Korrektur von Modellfehlern in der Strukturdynamik*, Dissertation, Universität Kassel, 1995.
- [49] F. Schäfer, *Anpassung von modalen Dämpfungsparametern in Finite-Element-Rechenmodellen auf Grundlage gemessener Übertragungsfunktionen*, Diplomarbeit, Universität Rostock, 2003.
- [50] M. Reichelt, *Anwendung neuer Methoden zum Vergleich der Ergebnissen aus rechnerischen und experimentellen Modalanalyseuntersuchungen*, VDI Berichte 1550, 2000, 481–495.
- [51] Z. Sibaei, F. Dalmer, *Modalanalyse*, Arbeitsunterlagen zum Workshop an der TU Chemnitz-Zwickau, 1996.
- [52] Hewlett-Packard GmbH, *Grundlagen der dynamischen Signalanalyse*, Application Note 243, 1994.
- [53] SDRC Inc. (IDEAS Test), *Modal Analysis User's Guide*, 2005.
- [54] R. Brincker, P. Anderson, *A Way of Getting Scaled Mode Shapes in Output Only Modal Analysis*, Proc. Of the International Modal Analysis Conference (IMAC) XXI, paper 141, 2003.
- [55] M. L. Aenlle, R. Brincker, P. F. Fernández, A. F. Canteli, *Load Estimation from Modal Parameters*, Proceedings of 2nd International Operational Modal Analysis Conference, Copenhagen, 2007.
- [56] P. D. Welch, *The Use of Fast Fourier Transform for the Estimation of Power Spectra: A Method Based on Time Averaging Over Short, Modified Periodograms*, IEEE Trans. Audio Electroacoustics, Vol. 15 (1967), 70-73.
- [57] R. Brinker, L. Zhang, P. Andersen, *Modal Identification for Ambient Responses Using Frequency Domain Decomposition*, Proceedings of the International Modal Analysis Conference (IMAC) XVIII, 2000.

- [58] R. Brinker, C. Ventura, P. Andersen, *Damping Estimation by Frequency Domain Decomposition*, Proceedings of the International Modal Analysis Conference (IMAC) XIX, 2001.
- [59] R. Brincker, L. Zhang, P. Andersen, *Output-Only Modal Analysis by Frequency Domain Decomposition*, Proceedings of ISMA 25, 2000.
- [60] P. Van Overschee, B. De Moor, *Subspace Identification for Linear Systems: Theory, Implementation, Application*, Kluwer Academic Publishers, The Netherlands, 1996.
- [61] S. R. Ibrahim, A. Sestieri, *Existence and Normalization of Complex Modes in Post Experimental Use in Modal Analysis*, NATO ASI Series, Band 363, 1999, 441-453
- [62] H. Ahmadian, G. M. L. Gladwell, F. Ismail, *Extracting Real Modes from Complex Measured Modes*, Proceedings of the 13th International Modal Analysis Conference (IMAC), Nashville, TN, 1995, 507-510.
- [63] A. Müller-Schmerl, U. Behrens, C. Cabos, H. Jefferies, M. Wilken, *Dynamische Strukturanalyse mit schiffbaulichen Entwurfssystemen*, Germanischer Lloyd Hamburg, Bericht Nr. ESM 2002.088, 2002.
- [64] S. Knees, H. Wiechers, *Global Analysis of 2500 TEU Container Vessels, Hulls Nos. 457/458*, Germanischer Lloyd Hamburg, Report No. ESV 2004.203, 2004.
- [65] Zierath J., Schlottmann G., Uhlenbrock S., Rosenow S.-E., *Berechnung optimaler Sensorpositionen zur Anwendung der operativen Modalanalyse an Containerschiffen*, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, Band 100, 2006
- [66] N.-J. Jacobsen, P. Andersen, R. Brincker, *Using Enhanced Frequency Domain Decomposition as a Robust Technique to Harmonic Excitation in Operational Modal Analysis*, Proceedings of ISMA 2006, Belgium, 2006
- [67] S.-E. Rosenow, S. Uhlenbrock, G. Schlottmann, *Parameter Extraction of Ship Structures in Presence of Stochastic and Harmonic Excitations*, Proceedings of 2nd International Operational Modal Analysis Conference, Copenhagen, 2007
- [68] J. Lebahn, A. Hanke, J. Ritzke, G. Schlottmann, *Influence of Welding Techniques on Modal Parameters of Stiffened Ship Panel Structures*, Proceedings of 2nd International Operational Modal Analysis Conference, Copenhagen, 2007
- [69] DIN ISO 6954:2001-06, *Leitfaden für die Messung, Angabe und Bewertung von Schwingungen im Hinblick auf die Erträglichkeit für den Menschen auf Fahrgastschiffen und Handelsschiffen*, Beuth Verlag, 2001

Anhang

Tabellen- und Abbildungsverzeichnis zum Anhang

Tabellen

Tabelle A4.1: Prozentuale Abweichungen von prognostizierten Zwangsschwingungsamplituden eines diskreten, nicht-proportional gedämpften Schwingungssystems	130
Tabelle A6.1: Ermittlung von Korrekturfaktoren für Eigenfrequenzen der vertikalen Schwingungsgrade des Containerschiffes CV2500.....	130
Tabelle A7.1: Eigenfrequenzen der Laborstruktur im Zustand Stahl vor und nach dem Spannungsarmglühen.....	171
Tabelle A7.2: Eigenfrequenzen und Dämpfungsgrade der Laborstruktur in Abhängigkeit von den verwendeten Decksbelägen	175

Abbildungen

Anhang zum Kapitel 6

Abbildung A6.1: Rechnerisch ermittelte Eigenschwingformen Nr. 1- 8 eines Containerschiffes vom Typ CV2500	131
Abbildung A6.2: Rechnerisch ermittelte Eigenschwingformen des Containerschiffes Typ CV2500 im höheren Frequenzbereich	131
Abbildung A6.3: Rechnerisch ermittelte Eigenschwingformen Nr. 1- 10 des RoRo-Schiffes FSG**0	132
Abbildung A6.4: Anordnung von Erregermasse (auf Schienen geführt oder als Pendel) sowie Gummielement und piezoelektrischer Kraftaufnehmer	133
Abbildung A6.5: Charakteristischer Erregerkraftverlauf bei Stoßanregung (klassische Modalanalyse) am Containerschiff Aker**9, Impulsdauer ca. 100 ms	133
Abbildung A6.6: Realisiertes Erregerspektrum bei Stoßanregung	133
Abbildung A6.7: Beispielhafte Darstellung einer aufgezeichneten Systemantwort infolge Impulsanregung am Containerschiff Aker**9	134
Abbildung A6.8: Parameteridentifikation bei Anwendung des Circle-Fit-Verfahrens an einer modal nicht gekoppelten Eigenschwingung	134
Abbildung A6.9: Parameteridentifikation bei Anwendung des Polyreferenz-Verfahrens mit Darstellung des Stabilitätsdiagramms sowie der Gegenüberstellung der experimentell und analytisch ermittelten Frequenzgänge (Aker**9)	135
Abbildung A6.10: Gegenüberstellung von experimentell und analytisch ermittelten Frequenzgänge (Aker 119) bei Anwendung des Komplex-Exponential-Verfahrens zur Parameteridentifikation	136
Abbildung A6.11: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker0*2 bei Anregung am Deckshaus	136
Abbildung A6.12: Experimentell ermittelter Frequenzgang des Containerschiffes Aker0*2 bei Anregung am Deckshaus	137
Abbildung A6.13: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker0*4 bei Anregung am Deckshaus	137

Abbildung A6.14: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang des Containerschiffes Aker0*5 bei Anregung am Deckshaus	138
Abbildung A6.15: Experimentell ermittelter Frequenzgang des Containerschiffes Aker0*5 bei Anregung am Deckshaus	138
Abbildung A6.16: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes VWS**8 bei Anregung am Deckshaus	139
Abbildung A6.17: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes VWS**8 bei Anregung am Deckshaus und Antwort am Bug.....	140
Abbildung A6.18: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung am Deckshaus in Schiffs-längsrichtung	141
Abbildung A6.19: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung am Deckshaus in Schiffslängsrichtung	142
Abbildung A6.20: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung am Deckshaus in Schiffs-querrichtung.....	143
Abbildung A6.21: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung am Deckshaus in Schiffsquerrichtung	144
Abbildung A6.22: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung an der Hauptmaschine in Schiffsquerrichtung.....	145
Abbildung A6.23: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung an der Hauptmaschine in Schiffsquerrichtung.....	146
Abbildung A6.24: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung an der Hauptmaschine in Schiffsquerrichtung.....	147
Abbildung A6.25: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung an der Hauptmaschine in Schiffsquerrichtung.....	148
Abbildung A6.26: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung an der Hauptmaschine in Schiffsquerrichtung.....	149
Abbildung A6.27: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des RoRo-Schiffes FSG**0 bei Anregung am Deckshaus in Schiffsquerrichtung	150
Abbildung A6.28: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des RoRo-Schiffes FSG**0 bei Anregung am Deckshaus in Schiffsquerrichtung	151
Abbildung A6.29: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des RoRo-Schiffes FSG**0 bei Anregung am Deckshaus in Schiffsquerrichtung	152
Abbildung A6.30: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des RoRo-Schiffes FSG**0 bei Anregung am Deckshaus in Schiffslängsrichtung.....	153
Abbildung A6.31: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des RoRo-Schiffes FSG**0 bei Anregung am Deckshaus in Schiffslängsrichtung.....	154

Abbildung A6.32: Örtliche Gegebenheiten auf der Aker MTW Werft (links) und der Flensburger Schiffbaugesellschaft (rechts) zur Durchführung der operativen Modalanalyse	155
Abbildung A6.33: Wellensituation während der Durchführung der operativen Modalanalyse an den Schiffen Aker**9 (links) und FSG**0 (rechts)	155
Abbildung A6.34: Messmodell und Sensorpositionierung für die einzelnen Messreihen bei Anwendung der operativen Modalanalyse am Containerschiff Aker**6	155
Abbildung A6.35: Verfeinertes Messmodell und Sensorpositionierung für die einzelnen Messreihen bei Anwendung der operativen Modalanalyse am Containerschiff Aker**9	156
Abbildung A6.36: Messmodell und Sensorpositionierung für die einzelnen Messreihen bei Anwendung der operativen Modalanalyse am RoRo-Schiff FSG**0	156
Abbildung A6.37: Autoleistungsdichte-Spektrum eines am Schiff Aker**9 aufgezeichneten Datenkanals (Deckshaus, Schiffslängsrichtung)	157
Abbildung A6.38: Phasenbehaftetes Kreuzleistungsdichte-Spektrum zwischen zwei am Schiff Aker**9 aufgezeichneten Datenkanälen (Deckshaus, Schiffslängsrichtung, back- und steuerbord)	157
Abbildung A6.39: Verlauf der Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte-Matrizen eines am Schiff Aker**9 aufgezeichneten Datensatzes	158
Abbildung A6.40: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte-Matrizen aller am Schiff Aker**9 aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden	158
Abbildung A6.41: Ausgewählter Verlauf der Singulärwerte einer Eigenschwingung im Bereich von zwei gekoppelten Moden und dazugehörige Autokorrelationsfunktion zur Parameteridentifikation	159
Abbildung A6.42: Im Rahmen der Anwendung der SSI-Verfahren ermitteltes Stabilitätsdiagramm auf Grundlage eines am Schiff Aker**9 aufgenommenen Datensatzes	160
Abbildung A6.43: Vergleich von experimentell ermittelter und analytisch generierter spektraler Autoleistungsdichte zur Bewertung der Güte der Identifikation (SSI)	160
Abbildung A6.44: Messmodelle und Sensorpositionierung für die einzelnen Messreihen bei Anwendung der operativen Modalanalyse während der Probefahrt an den Schiffen CV2500 (Aker**9 VWS**8), FSG**0 und FSG**1	161
Abbildung A6.45: Parameterermittlung unter Anwendung der EFDD und des Verfahrens der harmonische Identifikation und Eliminierung für den Fall einer harmonischen Erregerordnung eng benachbart mit einem strukturellem Mode	162
Abbildung A6.46: Stabilitätsdiagramm ermittelt unter Anwendung eines SSI-Verfahrens (UPC) für den Fall einer harmonischen Erregerordnung eng benachbart mit einem strukturellem Mode	162
Abbildung A6.47: Erhöhte Intensität der stochastischen Anregung bei Durchführung der operativen Modalanalyse während der Probefahrten	162
Abbildung A6.48: Veränderung der dynamischen Eigenschaften des RoRo-Schiffes FSG**1 in Abhängigkeit von der Schiffsgeschwindigkeit, Darstellung des Verlaufes der Singulärwerte ...	163
Abbildung A6.49: Spektrogramm der Strukturantworten am Deckshaus des Schiffes Aker**9 (steuerbord, Schiffslängsrichtung) beim Hochfahrvorgang der Hauptmaschine, (65 – 113 min-1)	164
Abbildung A6.50: Spektrogramm der Strukturantworten am Deckshaus des Schiffes VWS**8 (steuerbord, Schiffslängsrichtung) beim Hochfahrvorgang der Hauptmaschine, (50 – 108 min-1)	164

Abbildung A6.51: Zusammenfassende Darstellung aller identifizierten Dämpfungsparameter aller Schiffe sowie ermittelte Regressionsgerade	165
Abbildung A6.52: Aus [4] entnommene Darstellung zur Berechnung von Eigenfrequenzen und dazugehöriger Eigenschwingform unter Tief- und Flachwasserbedingungen	165
Abbildung A6.53: Ermittlung der Komplexität nach Gleichung (4.38) von mit klassischer und operativer Modalanalyse ermittelten Eigenschwingformen.....	166
Abbildung A6.54: Momentenverlauf der 7. Erregerordnung (H-Moment) des auf dem Schiff Aker**9 verwendeten 2-Takt Dieselmotors 7L70MC-C.....	167

Anhang zum Kapitel 7

Abbildung A7.1: Messort 1 während der Datenerfassung im stahlbaulichen Zustand, Ober- und Unterseite der Struktur	169
Abbildung A7.2: Messort 1 mit aufgetragenem Decksbelag sowie unterseitig angebrachter Isolierung und Installation.....	168
Abbildung A7.3: Messort 1 im vollständig ausgerüsteten Zustand mit Kabinen und Innenausstattung	168
Abbildung A7.4: Experimentell ermittelte Frequenzgänge am Messort 1 (Plattenfeld) für die Zustände Stahl, Stahl mit Belag und für den vollständig ausgerüsteten Zustand	169
Abbildung A7.5: Experimentell ermittelte Frequenzgänge am Messort 6 (Rahmenstruktur) für die Zustände Stahl, Stahl mit Belag und für den vollständig ausgerüsteten Zustand	169
Abbildung A7.6: Konstruktionszeichnung des unter Laborbedingungen untersuchten Ausschnitts einer Decksstruktur einschließlich des verwendeten Messgitters	170
Abbildung A7.7: Identische Frequenzgangfunktionen der Laborstruktur vor und nach Wärmebehandlung.....	170
Abbildung A7.8: Laborstruktur im Zustand Stahl	171
Abbildung A7.9: Laborstruktur mit Decksbelag entsprechend Messort 1 der Werftmessung	172
Abbildung A7.10: Laborstruktur mit Decksbelag entsprechend Messort 3 der Werftmessung ...	172
Abbildung A7.11: Laborstruktur beim Aufbringen der viskoelastischen Zwischenschicht für den Decksbelag entsprechend Messort 4 der Werftmessung	173
Abbildung A7.12: Laborstruktur beim Entfernen des Decksbelages entsprechend Messort 4 der Werftmessung	173
Abbildung A7.13: Ankopplung des elektrodynamischen Erregers an die Laborstruktur.....	174
Abbildung A7.14: Experimentell ermittelte Frequenzgänge der Laborstruktur für die Zustände Stahl sowie Stahl mit Belägen der Messorte 1, 3 und 4 der Werftmessung.....	174

Anhang zum Kapitel 4

Tabelle A4.1: Prozentuale Abweichungen von prognostizierten Zwangsschwingungsamplituden eines diskreten, nicht-proportional gedämpften Schwingungssystems (Abbildung 4.1) bei Anwendung unterschiedlicher Dämpfungsannahmen bezogen auf die Amplituden bei Berücksichtigung nicht-proportionaler Dämpfung

Mode	Modale Dämpfung					Rayleigh-Dämpfung (1)					Rayleigh-Dämpfung (2)				
	FG1	FG2	FG3	FG4	FG5	FG1	FG2	FG3	FG4	FG5	FG1	FG2	FG3	FG4	FG5
1	0.00	0.08	0.01	0.06	0.04	0.01	0.09	-0.04	0.08	0.00	-0.04	0.08	0.02	0.08	0.04
2	-0.99	2.00	-1.15	0.20	0.00	25.30	28.44	22.95	27.06	25.37	-63.44	-55.25	-62.31	-60.95	-62.16
3	-21.04	6.54	-10.16	-19.17	-6.67	136.4	654.5	317.0	139.1	373.9	-17.19	5.42	-9.54	-16.77	-7.55
4	-20.28	12.6	-11.95	-18.74	-8.27	163.9	486.6	48.45	171.6	59.63	-14.12	8.66	-10.50	-13.87	-9.13
5	5.43	0.53	2.02	-0.79	-0.06	-0.13	-2.67	0.60	2.68	0.11	-62.76	-76.63	-64.57	-79.88	-83.65

Anhang zum Kapitel 6

Rechnerische Systemanalyse

Tabelle A6.1: Ermittlung von Korrekturfaktoren für Eigenfrequenzen der vertikalen Schwingungsgrade des Containerschiffes CV2500 bei Ermittlung der hydrodynamischen Massen nach dem verfahren von LEWIS [3]

$Korr_{hydro} = \sqrt{\frac{D + m_{hydro,vert.} F_4}{D + m_{hydro,vert.} F_{1...3}}} \quad (\text{nach [63]})$ <p> <i>D</i> – Verdrängung <i>m_{hydro, vert}</i> – gesamte vertikale Hydromasse <i>F_N</i> – Abminderungsfaktor der Hydromassen [63] <i>Korr_{hydro}</i> – Korrekturfaktor für Eigenfrequenzen der vertikalen Schwingungsgrade </p>				
Schiffsspezifische Angaben CV2500: <i>D</i> = 19 140 t <i>m_{hydro, vert}</i> = 22 144 t (<i>m_{hydro, horiz.}</i> = 3971 t)				
Vert. Schwingungsgrad Nr.	1	2	3	4
<i>F_N</i>	0.81	0.70	0.62	0.55
<i>Korr_{hydro}</i>	0.9191	0.9508	0.9761	1.0000

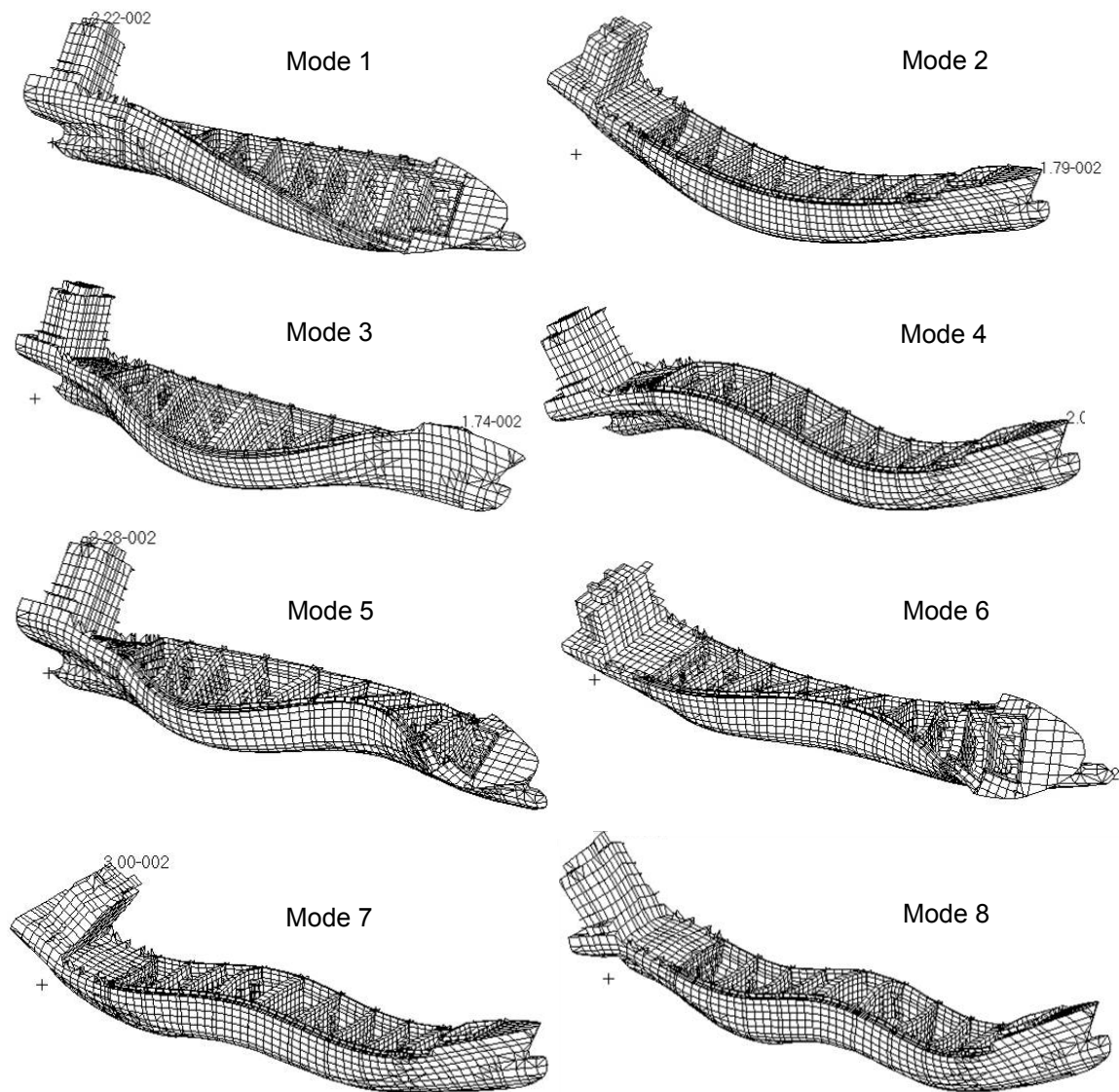


Abbildung A6.1: Rechnerisch ermittelte Eigenschwingformen Nr. 1- 8 eines Containerschiffes vom Typ CV2500 (Darstellung des vollständigen Modells), siehe auch Abbildung 6.1

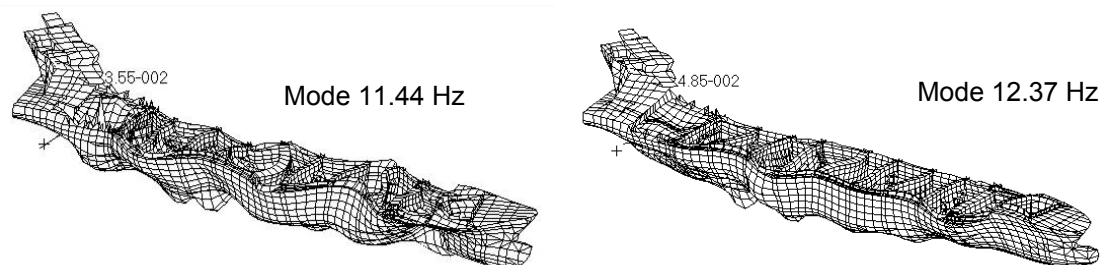


Abbildung A6.2: Rechnerisch ermittelte Eigenschwingformen des Containerschiffes Typ CV2500 im höheren Frequenzbereich mit elastischer Verformung des Deckshauses (Darstellung des vollständigen Modells), siehe auch Abbildung 6.2

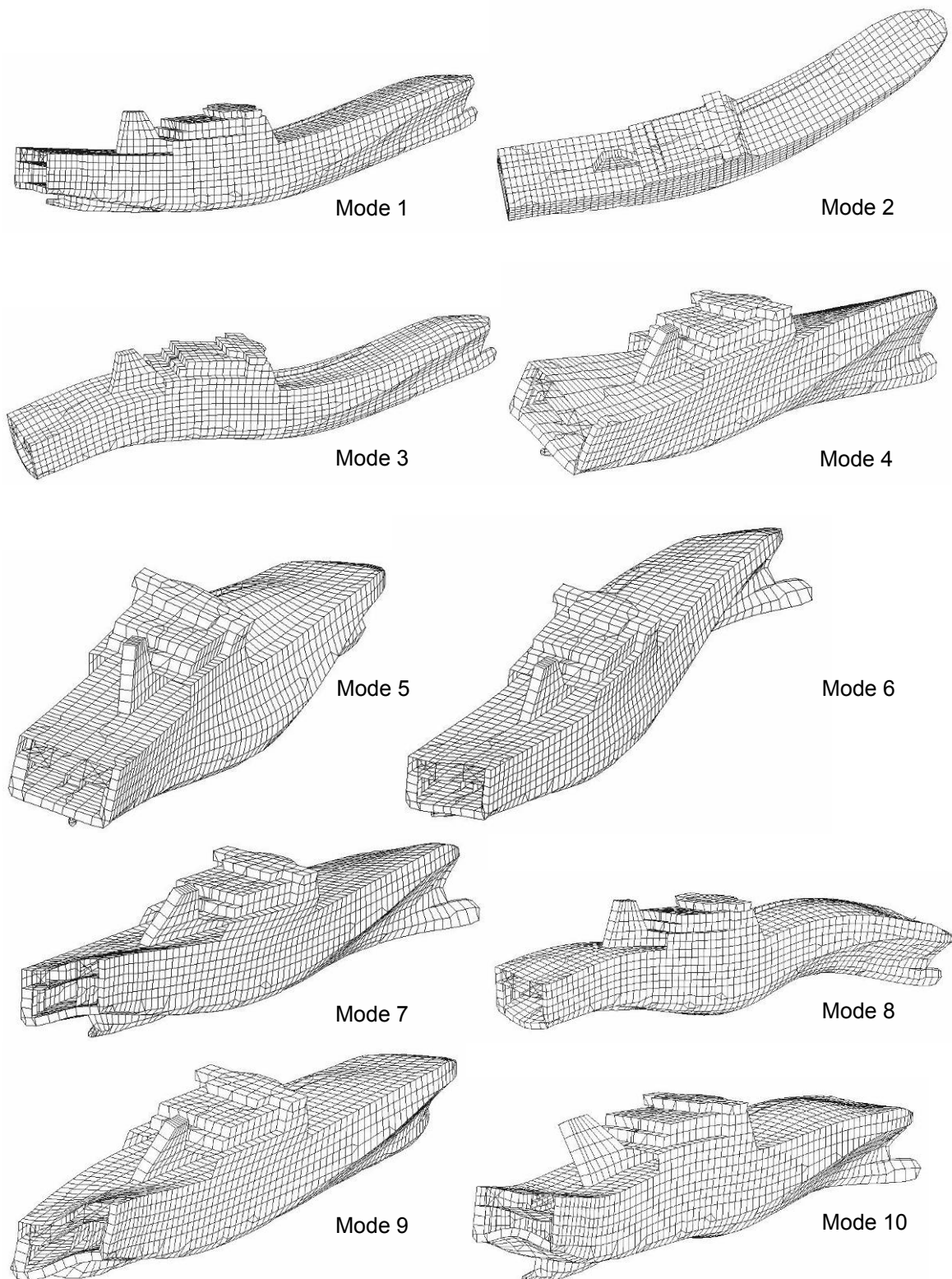


Abbildung A6.3: Rechnerisch ermittelte Eigenschwingformen Nr. 1 - 10 des RoRo-Schiffes FSG**0 (Darstellung des vollständigen Modells), siehe auch Abbildung 6.3

Experimentelle Modalanalyse (klassisch)



Abbildung A6.4: Anordnung von Erregermasse (auf Schienen geführt oder als Pendel) sowie Gummielement und piezoelektrischer Kraftaufnehmer

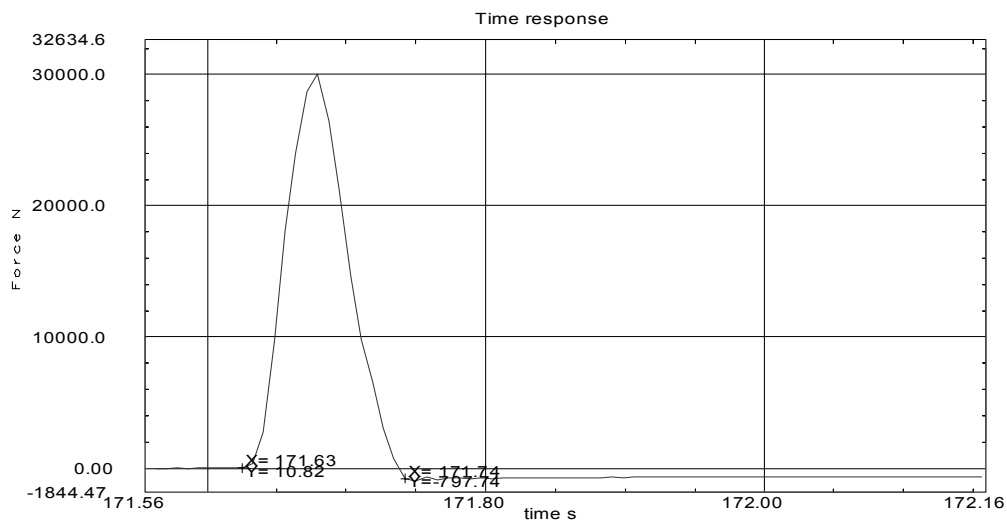


Abbildung A6.5: Charakteristischer Erregerkraftverlauf bei Stoßanregung (klassische Modalanalyse) am Containerschiff Aker**9, Impulsdauer ca. 100 ms

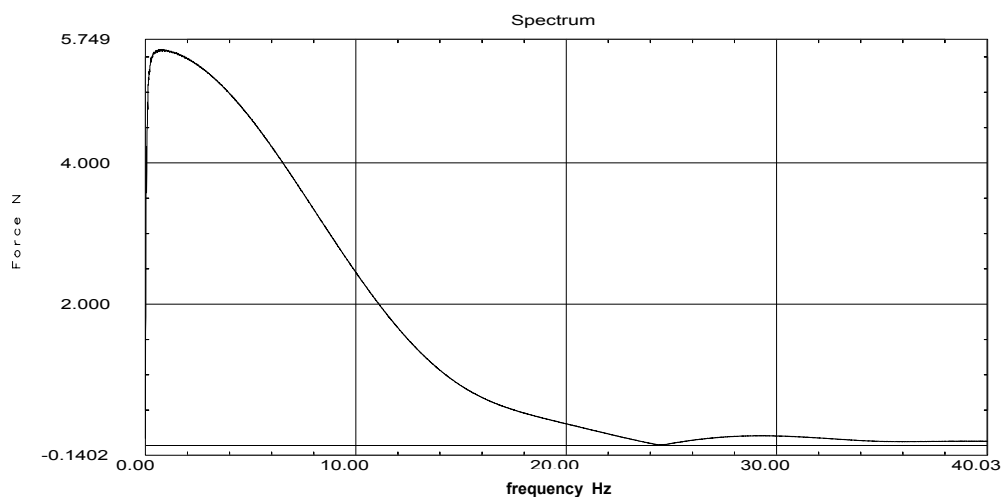


Abbildung A6.6: Realisiertes Erregerspektrum bei Stoßanregung

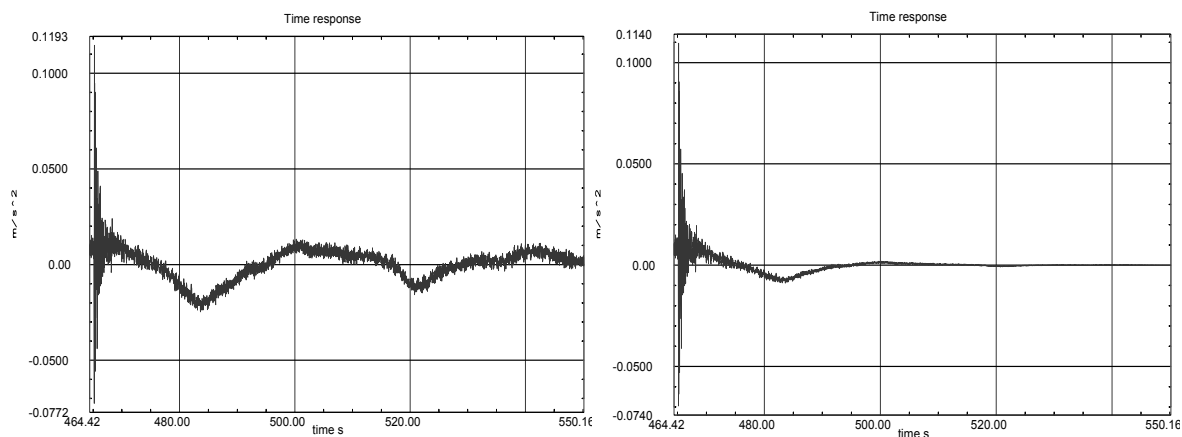


Abbildung A6.7: Beispielhafte Darstellung einer aufgezeichneten Systemantwort infolge Impulsanregung am Containerschiff Aker**9 ohne (links) und mit angewandtem Exponentialfenster (rechts)

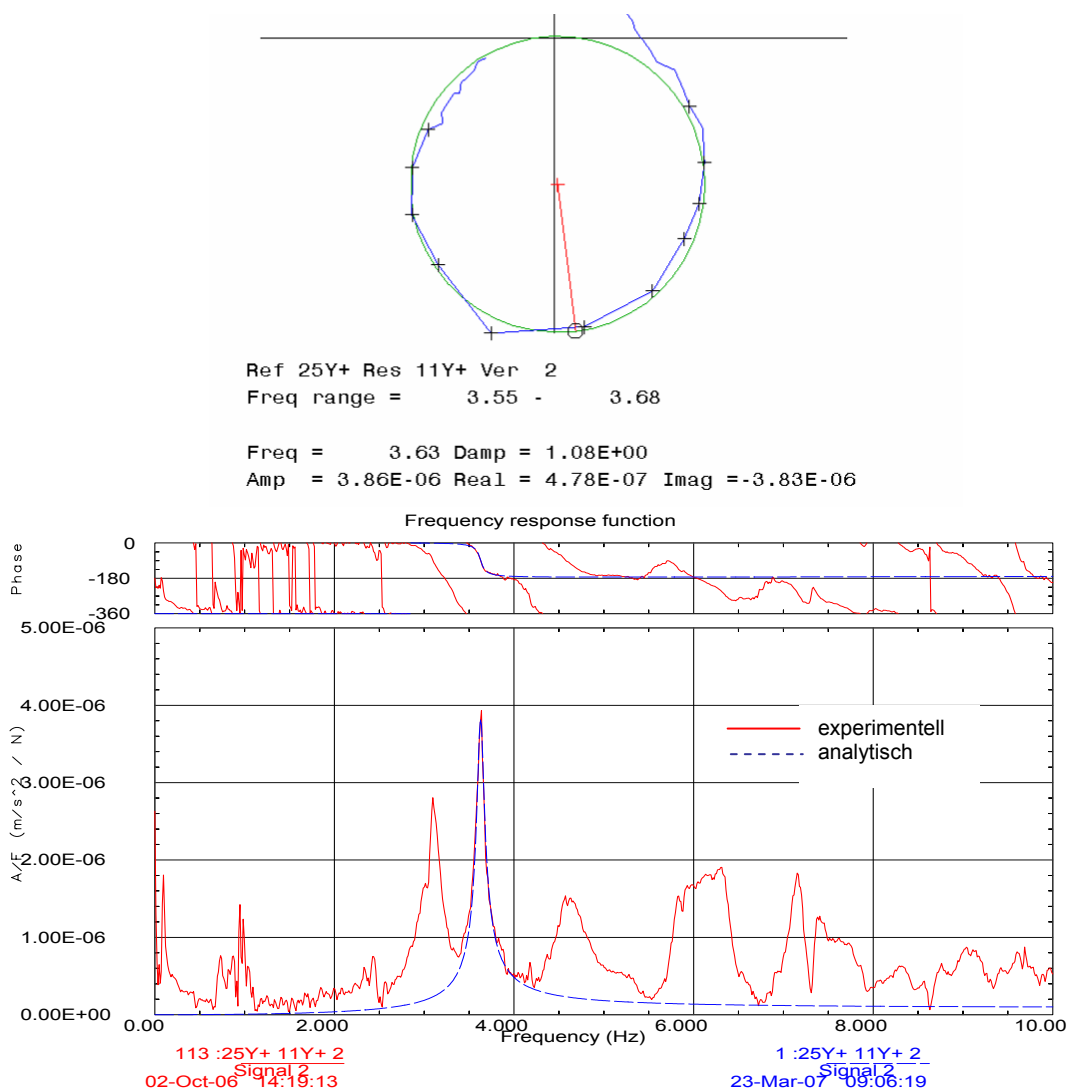


Abbildung A6.8: Parameteridentifikation bei Anwendung des Circle-Fit-Verfahrens an einer modal nicht gekoppelten Eigenschwingung (FSG**0) sowie Gegenüberstellung der experimentell und analytisch ermittelten Frequenzgänge

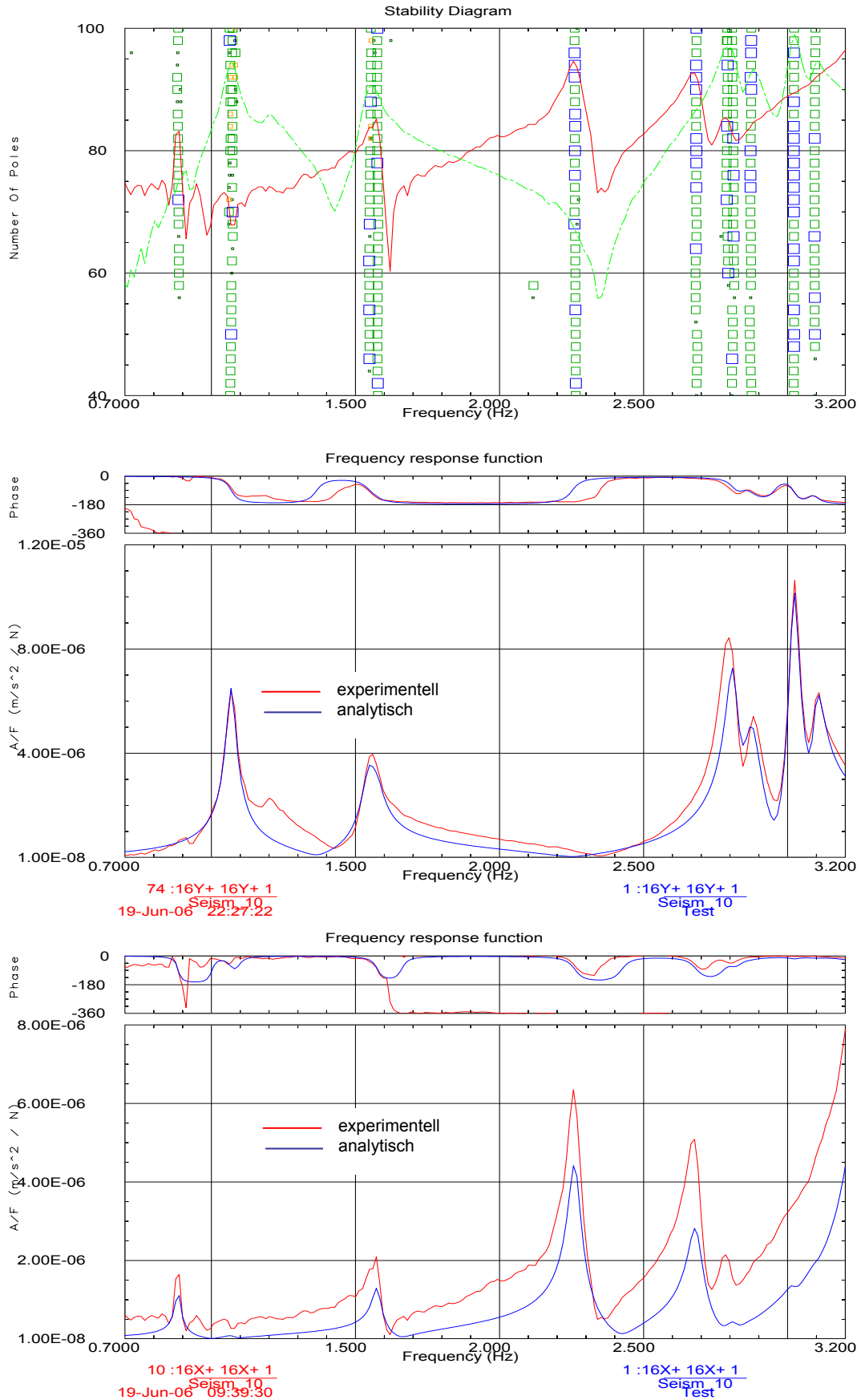


Abbildung A6.9: Parameteridentifikation bei Anwendung des Polyreferenz-Verfahrens mit Darstellung des Stabilitätsdiagramms sowie der Gegenüberstellung der experimentell und analytisch ermittelten Frequenzgänge (Aker**9)

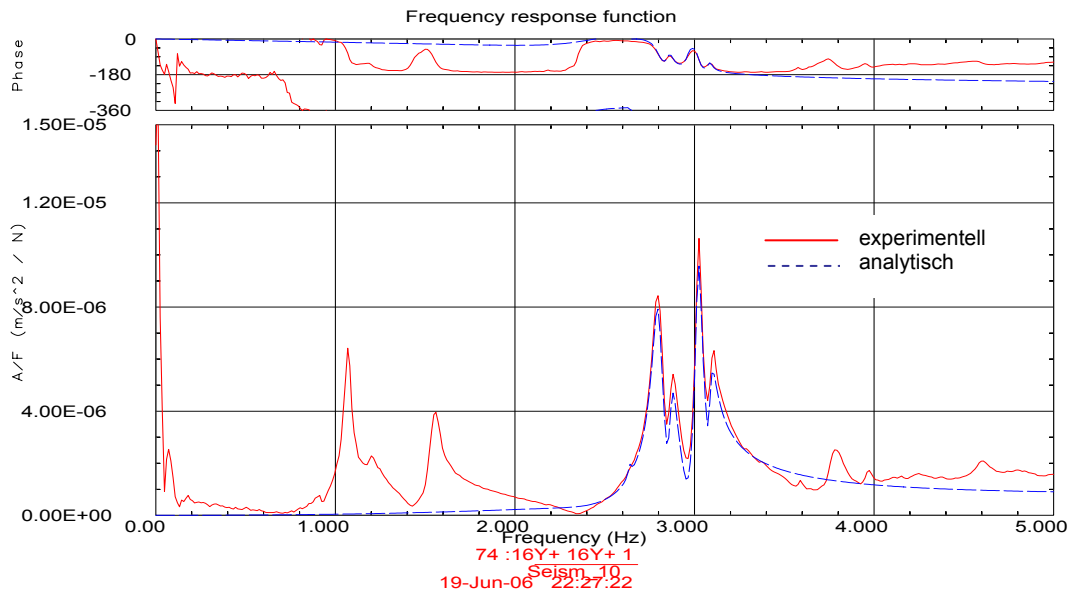


Abbildung A6.10: Gegenüberstellung von experimentell und analytisch ermittelten Frequenzgängen (Aker 119) bei Anwendung des Komplex-Exponential-Verfahrens zur Parameteridentifikation

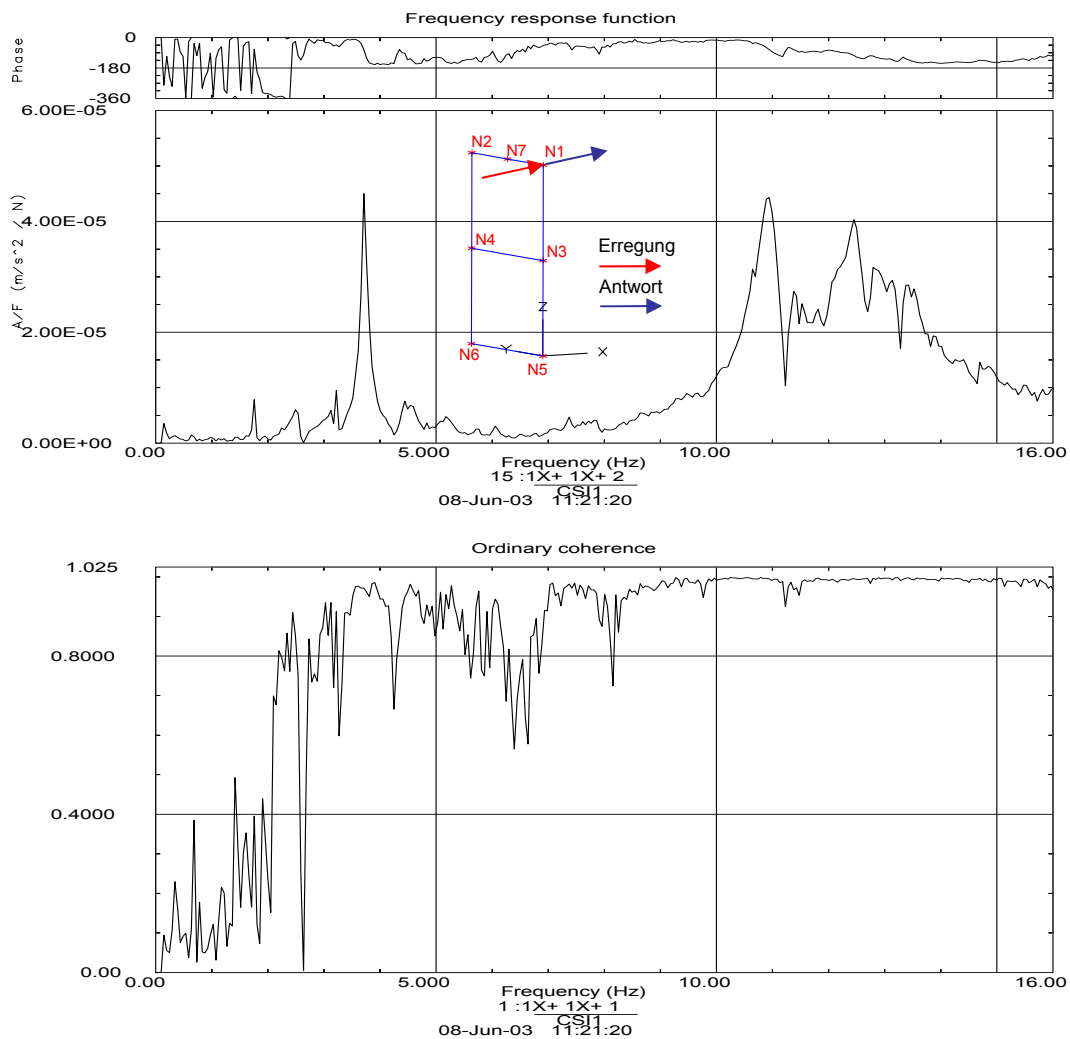


Abbildung A6.11: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker0*2 bei Anregung am Deckshaus

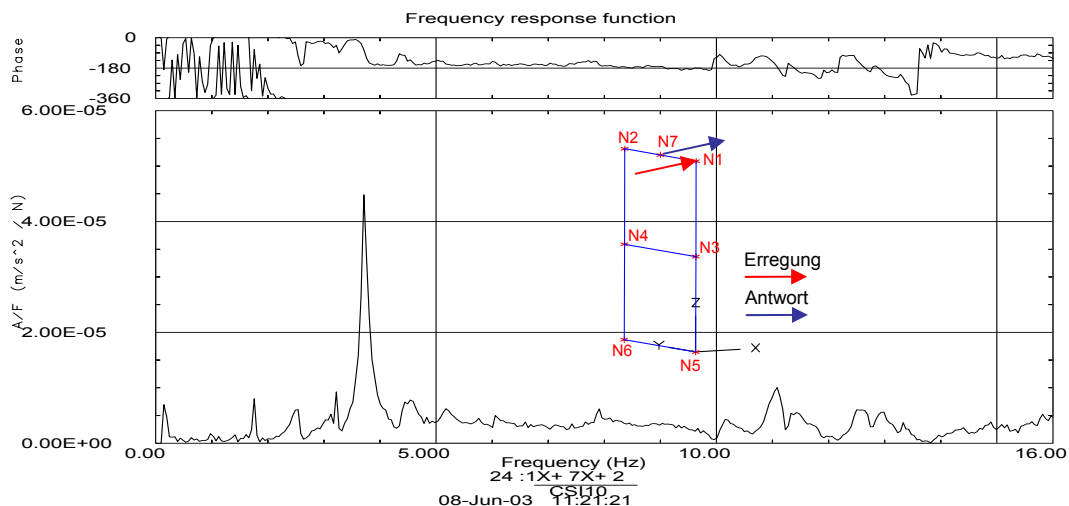


Abbildung A6.12: Experimentell ermittelter Frequenzgang des Containerschiffes Aker0*2 bei Anregung am Deckshaus

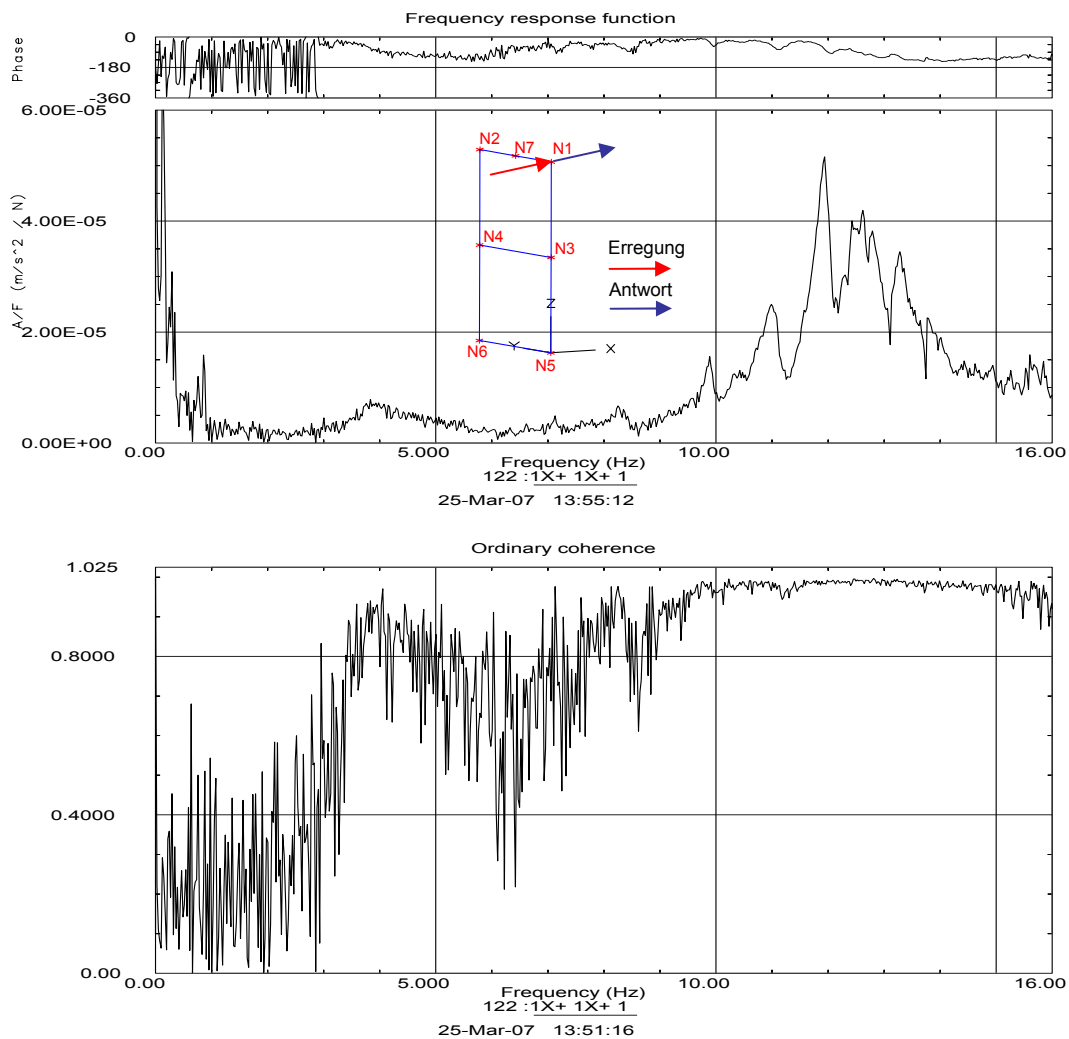


Abbildung A6.13: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker0*4 bei Anregung am Deckshaus

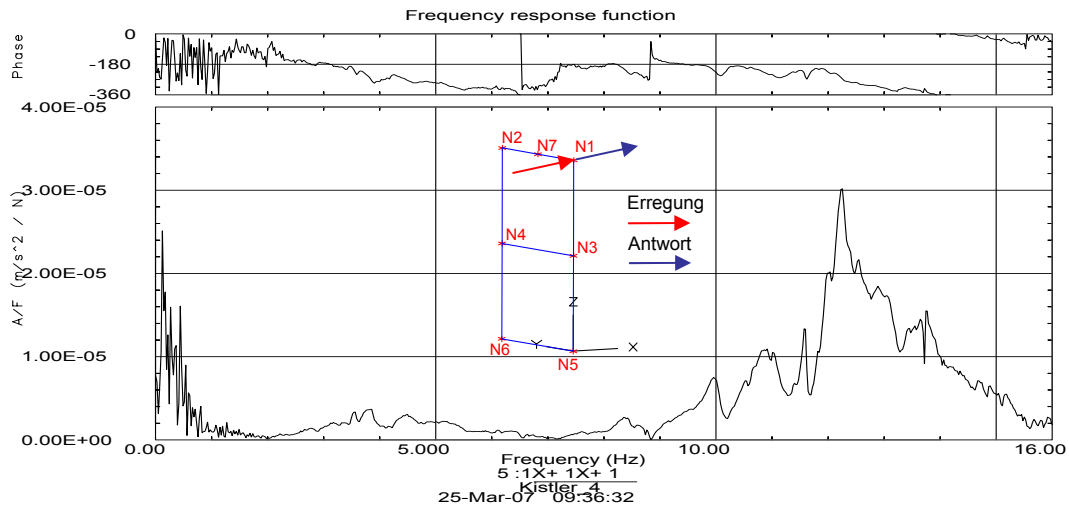


Abbildung A6.14: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang des Containerschiffes Aker0*5 bei Anregung am Deckshaus

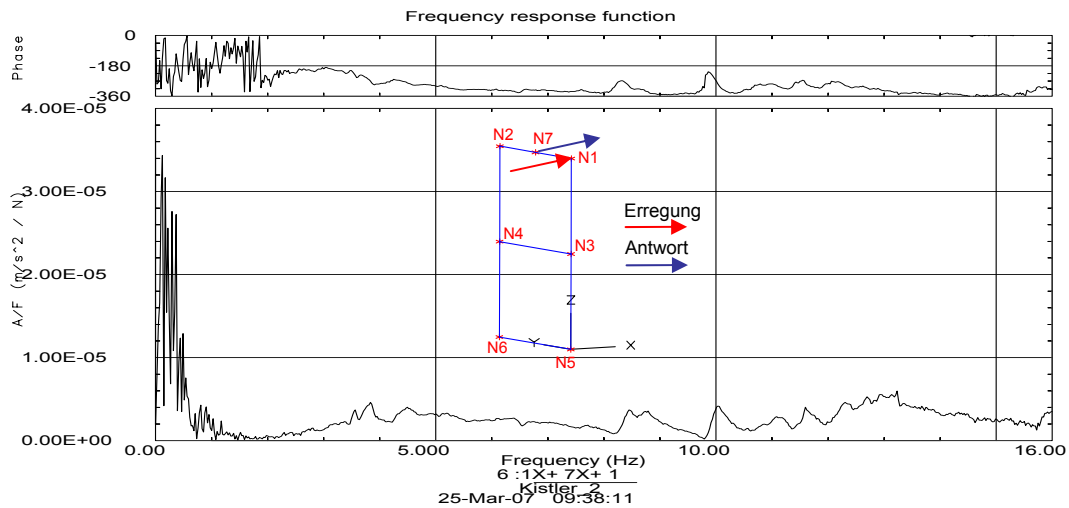


Abbildung A6.15: Experimentell ermittelter Frequenzgang des Containerschiffes Aker0*5 bei Anregung am Deckshaus

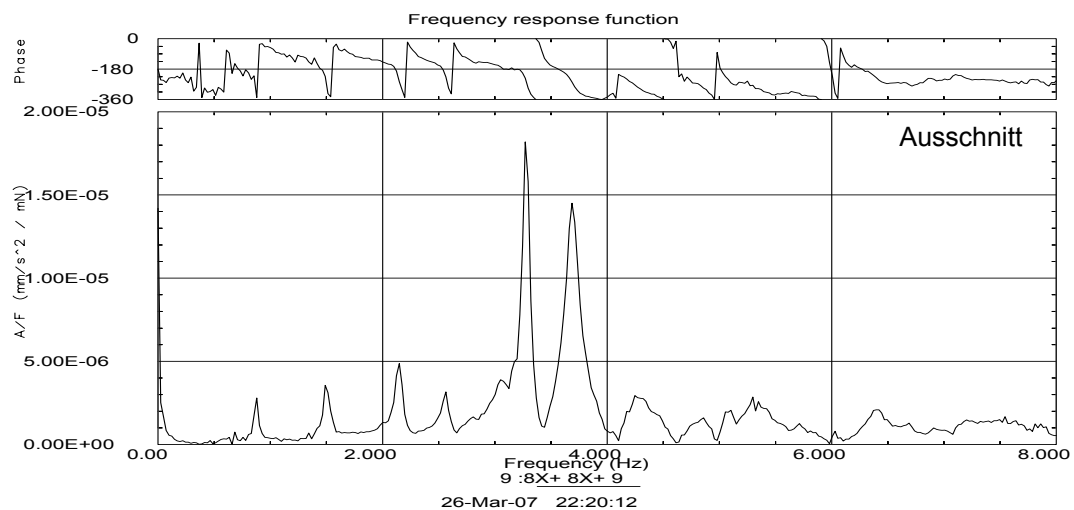
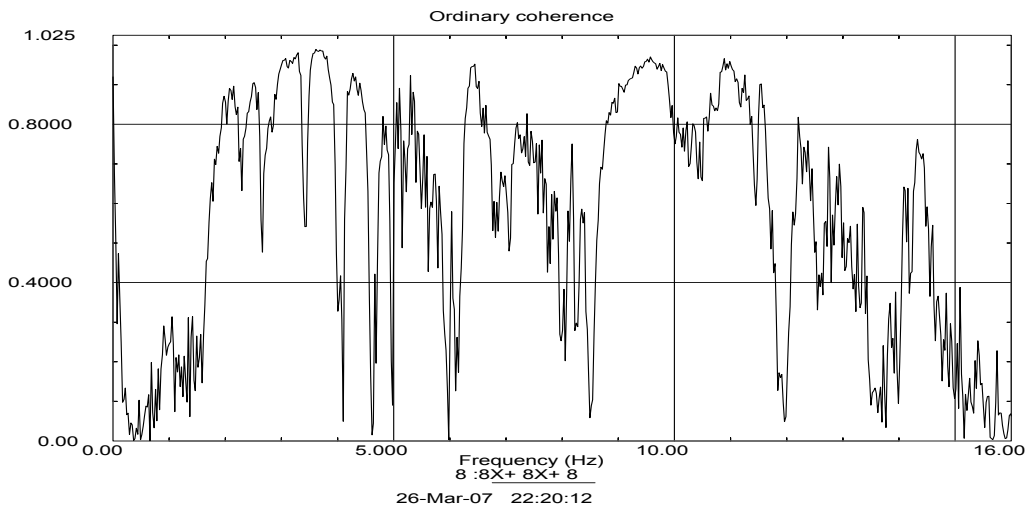
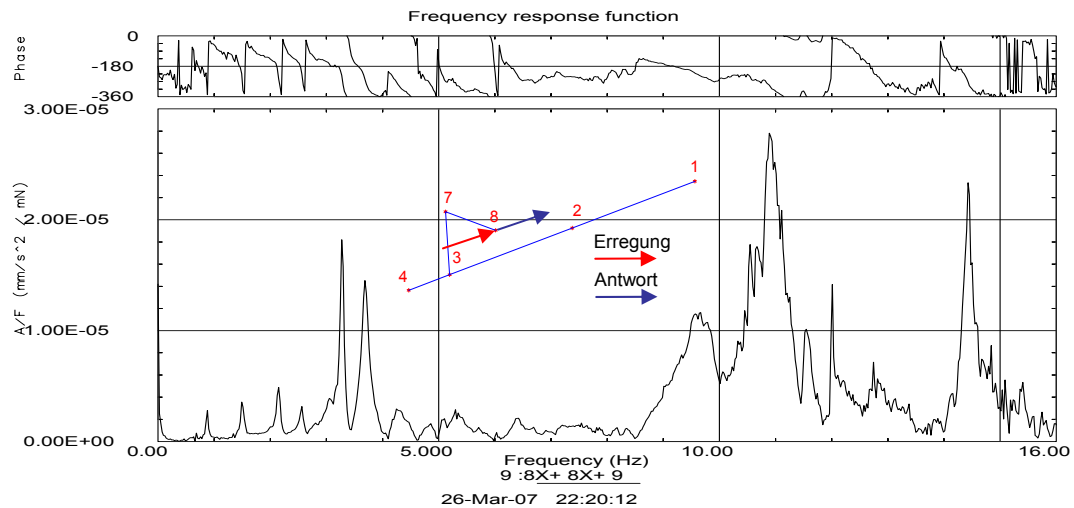


Abbildung A6.16: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes VWS**8 bei Anregung am Deckshaus

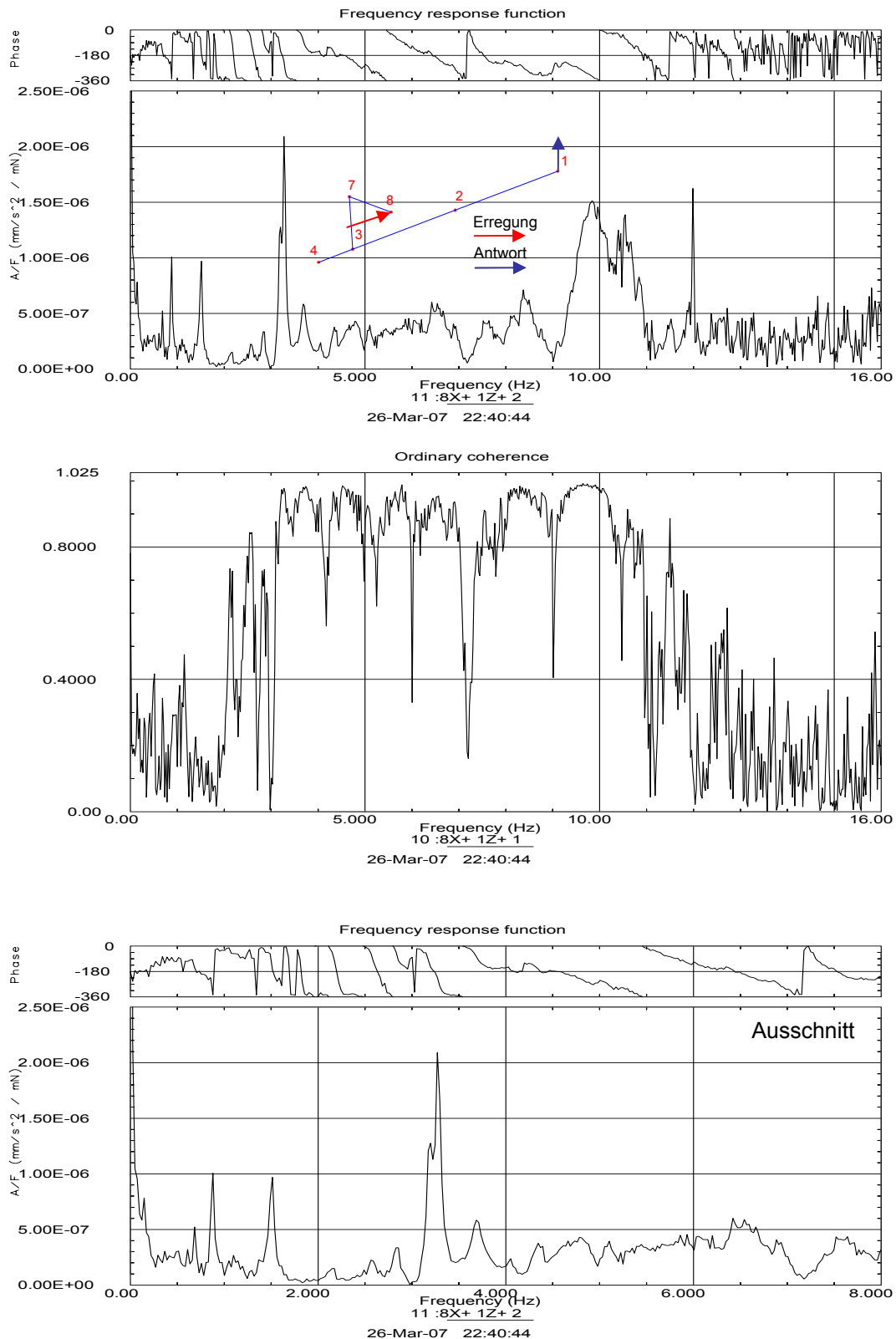


Abbildung A6.17: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes VWS**8 bei Anregung am Deckshaus und Antwort am Bug

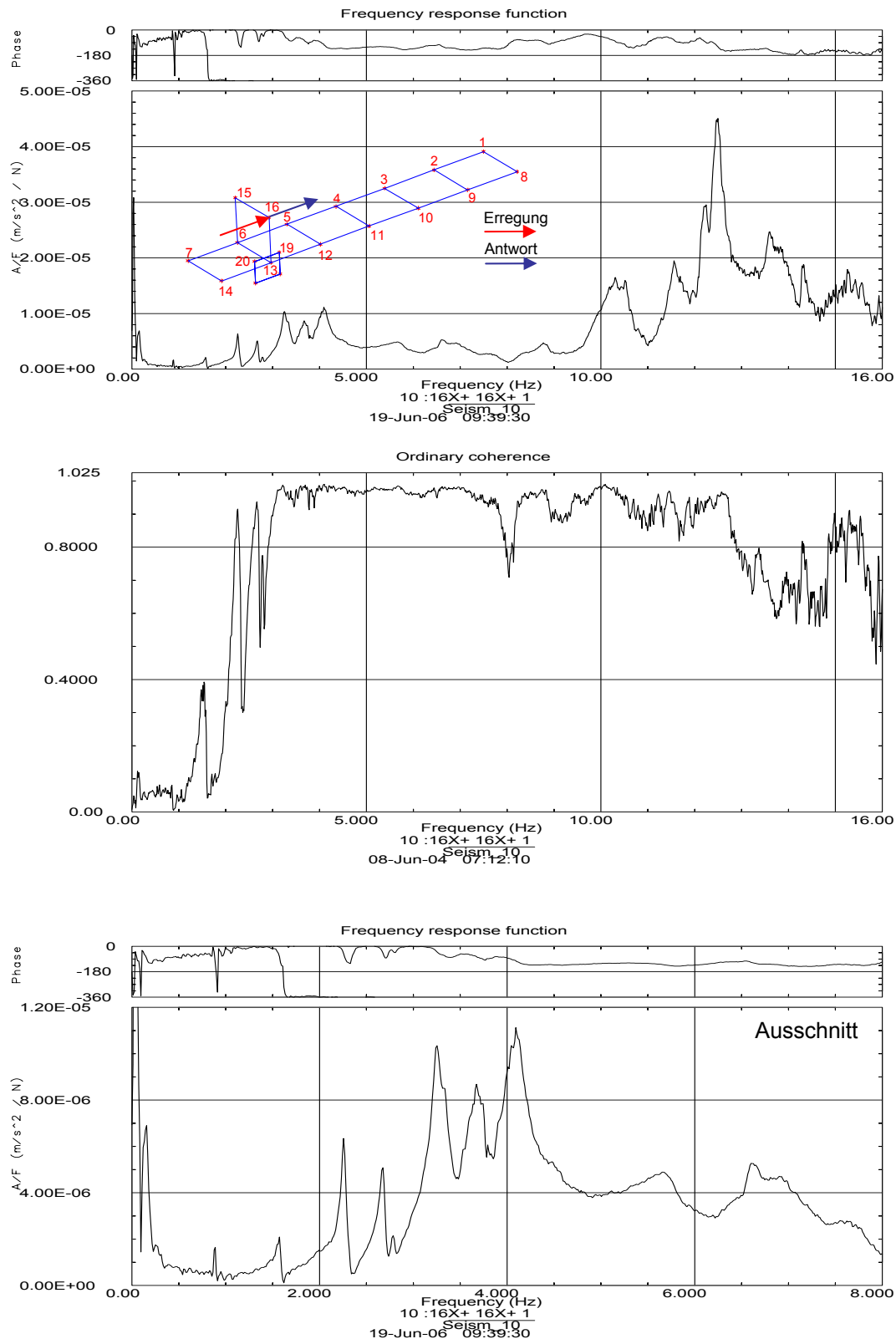


Abbildung A6.18: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung am Deckshaus in Schiffslängsrichtung

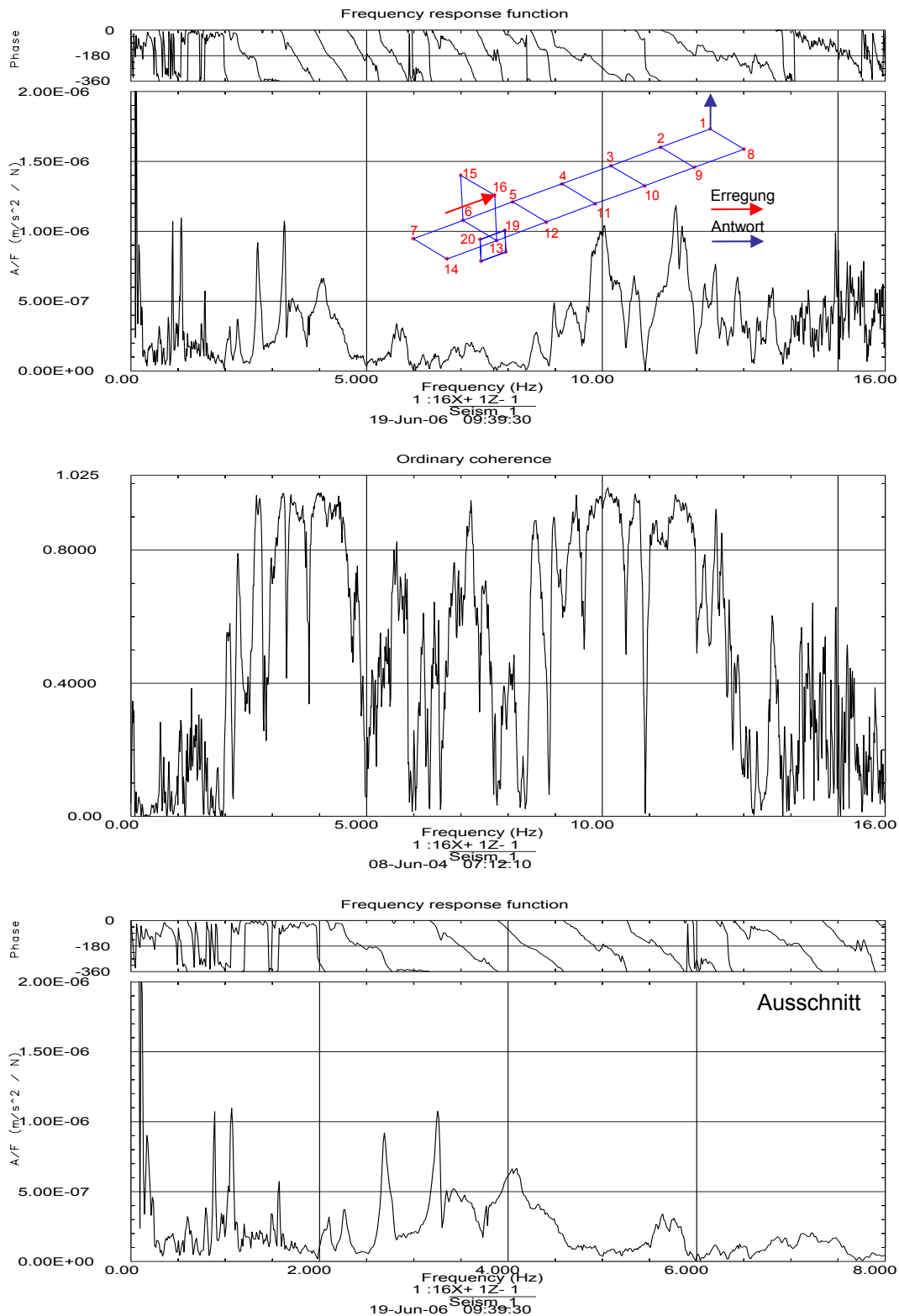


Abbildung A6.19: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung am Deckshaus in Schiffslängsrichtung

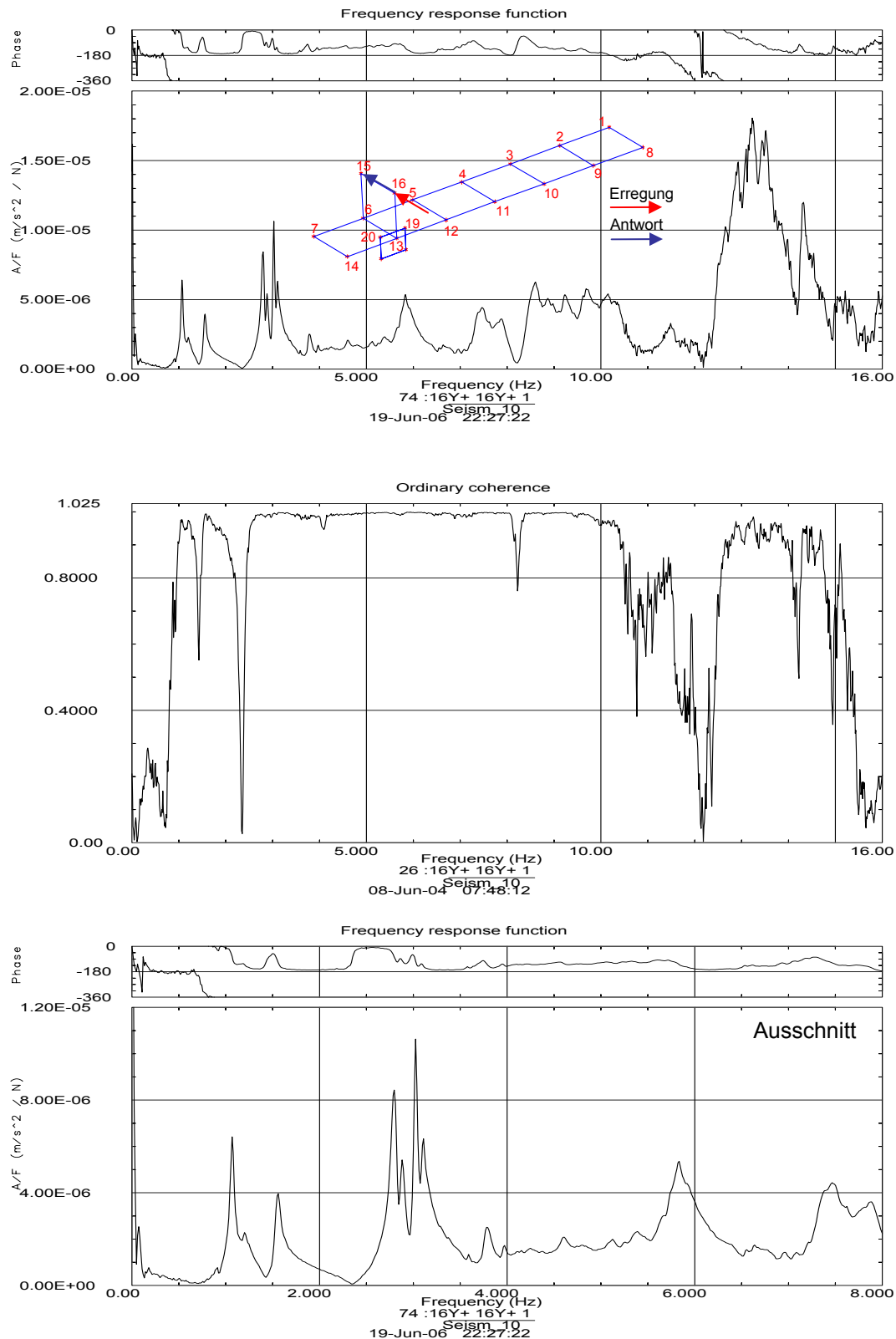


Abbildung A6.20: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung am Deckshaus in Schiffsquerrichtung

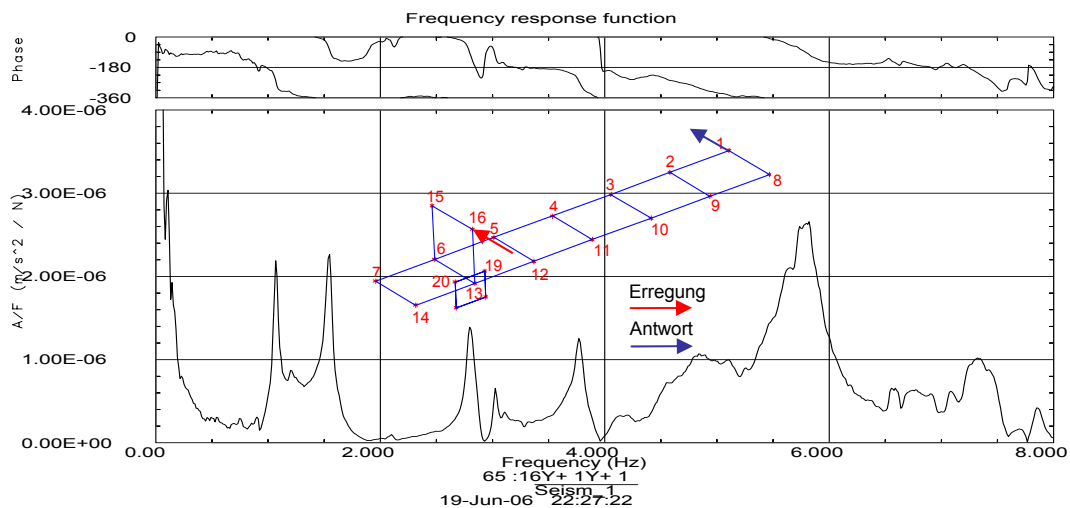
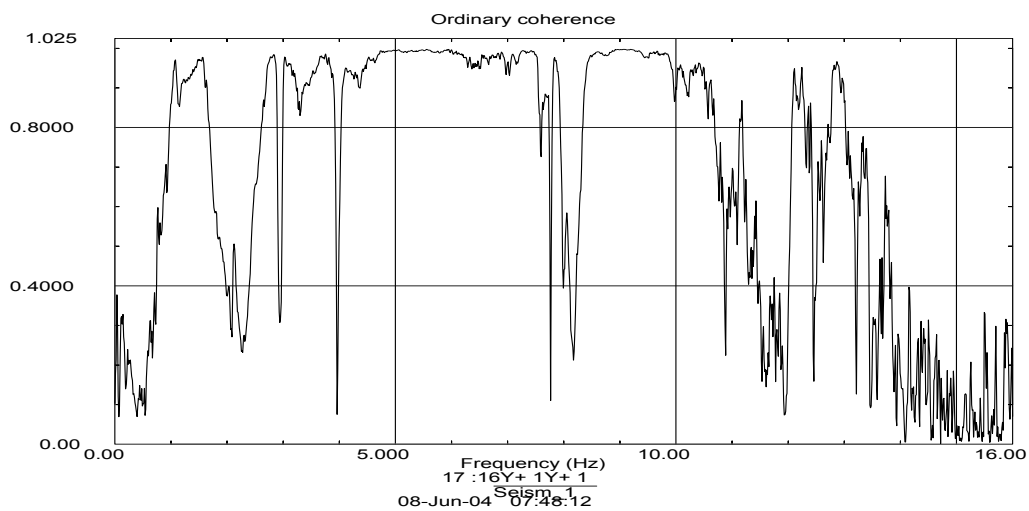
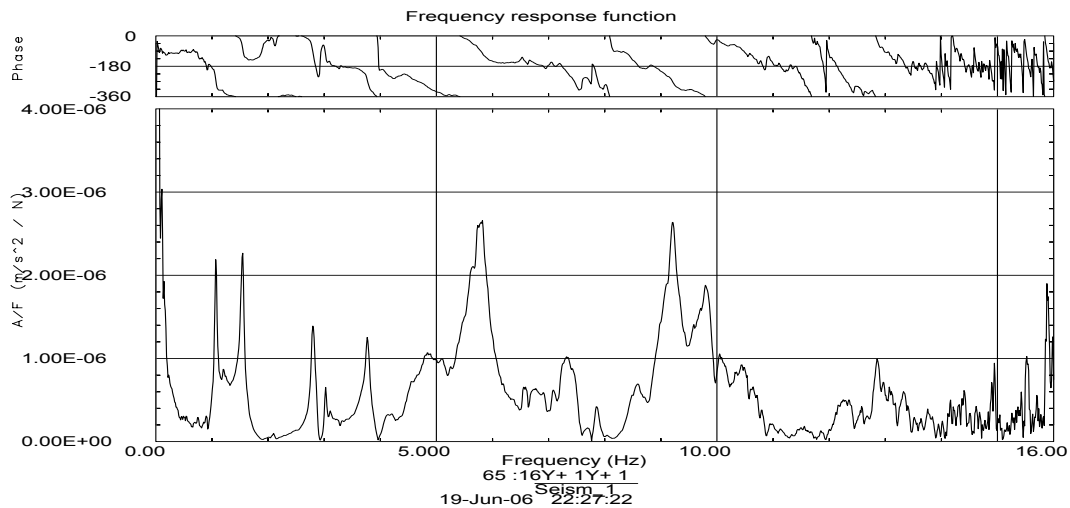


Abbildung A6.21: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung am Deckshaus in Schiffsquerrichtung

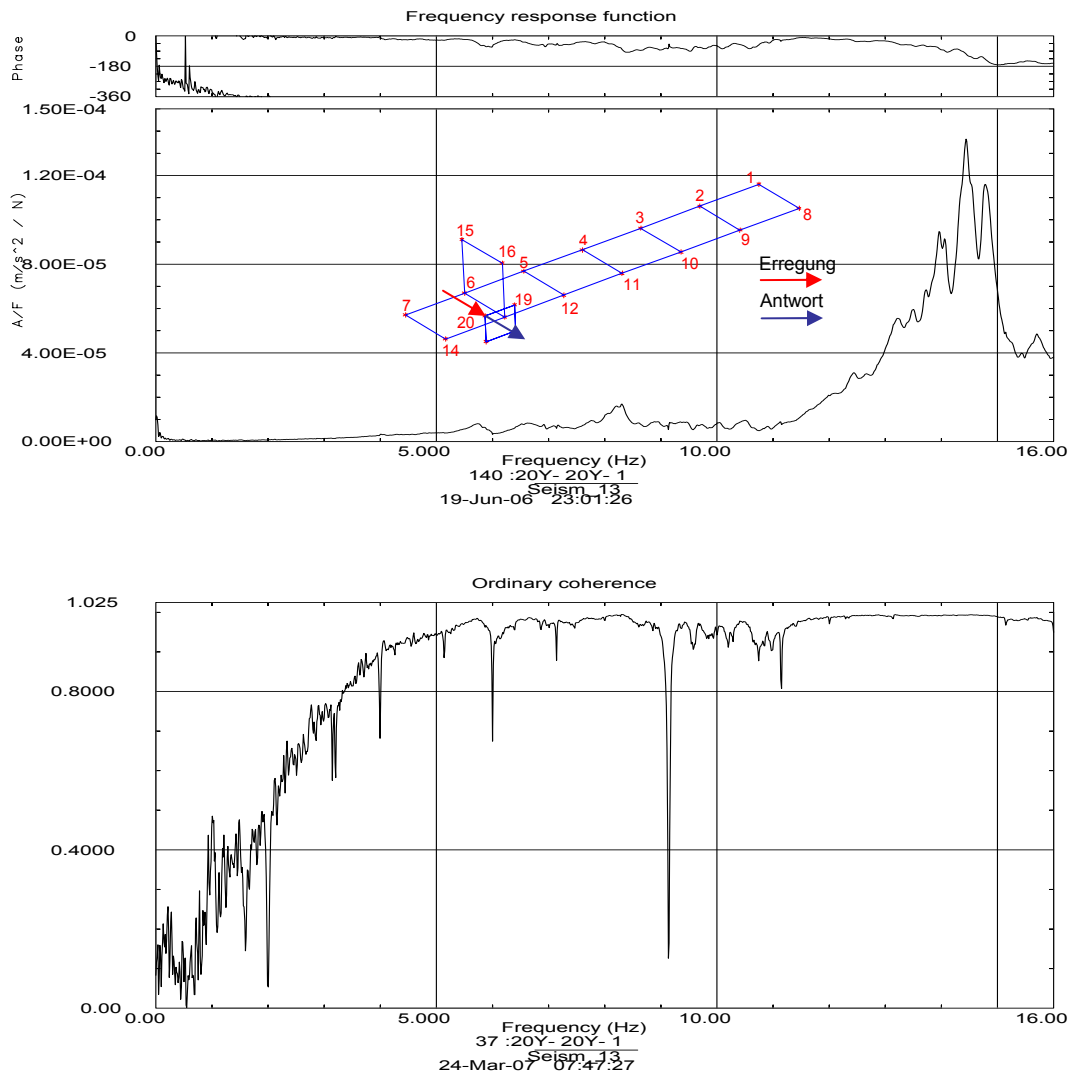


Abbildung A6.22: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung an der Hauptmaschine in Schiffsquerrichtung

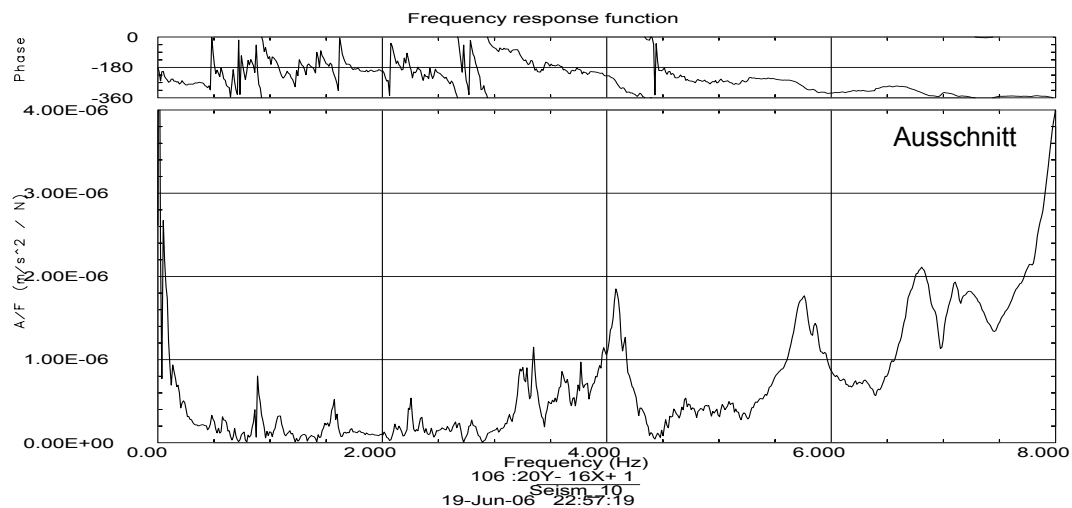
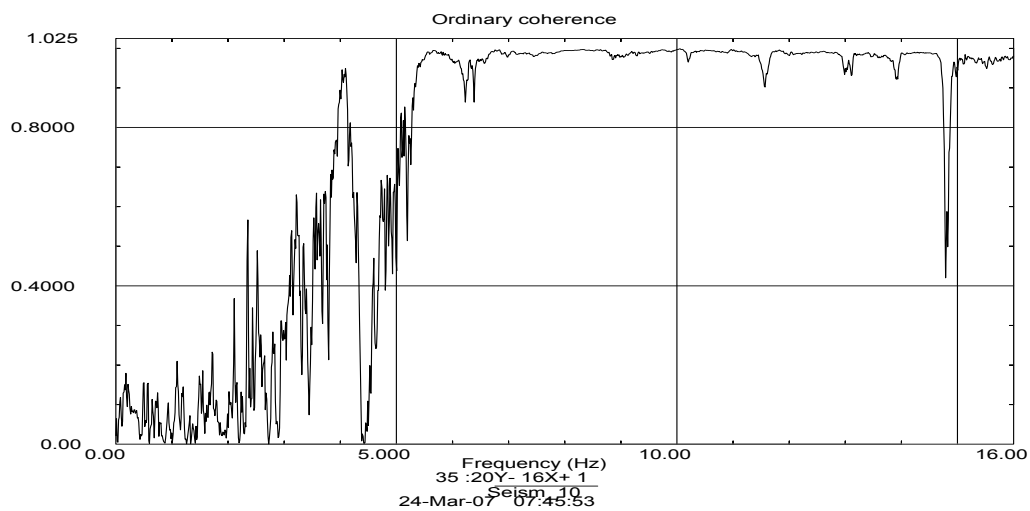
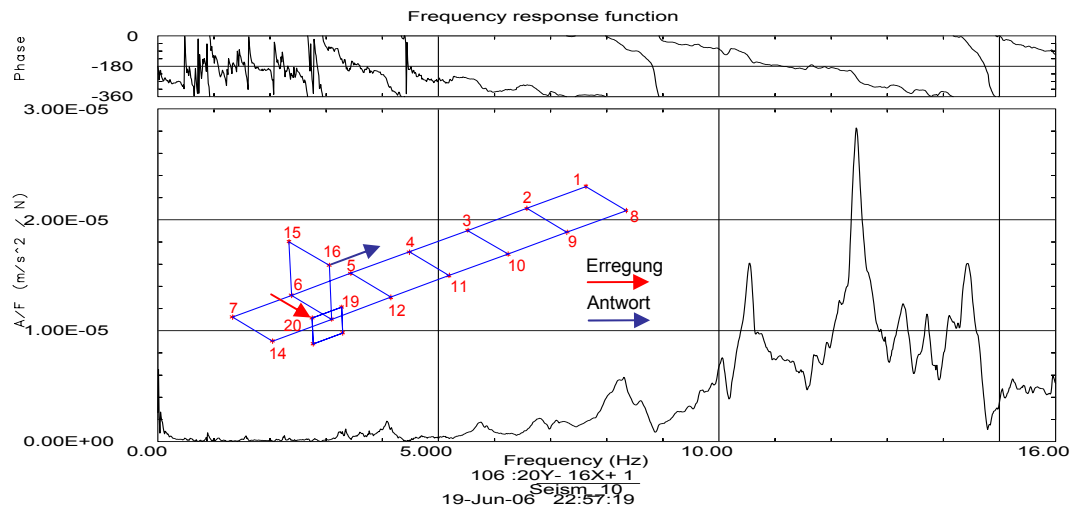


Abbildung A6.23: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung an der Hauptmaschine in Schiffsquerrichtung

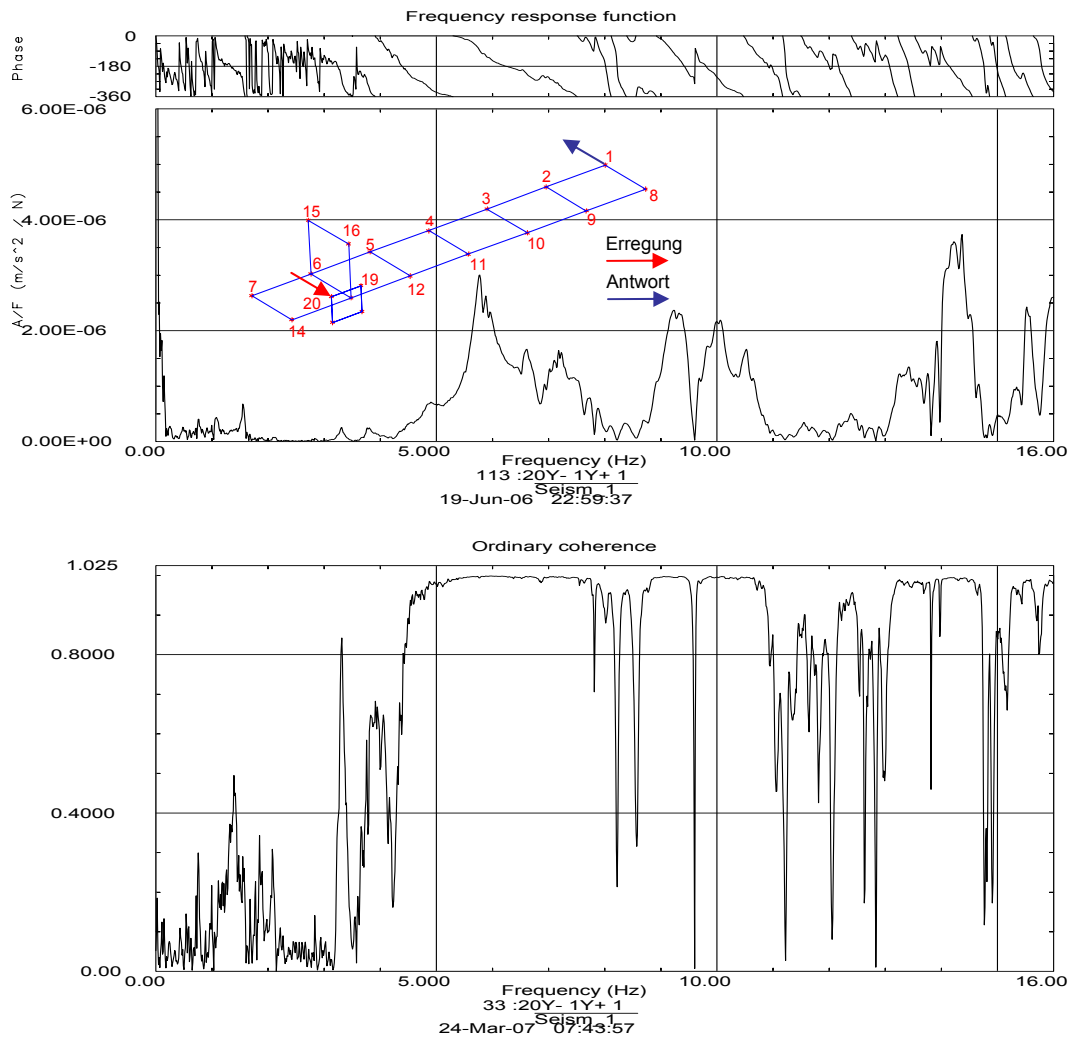


Abbildung A6.24: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung an der Hauptmaschine in Schiffsquerrichtung

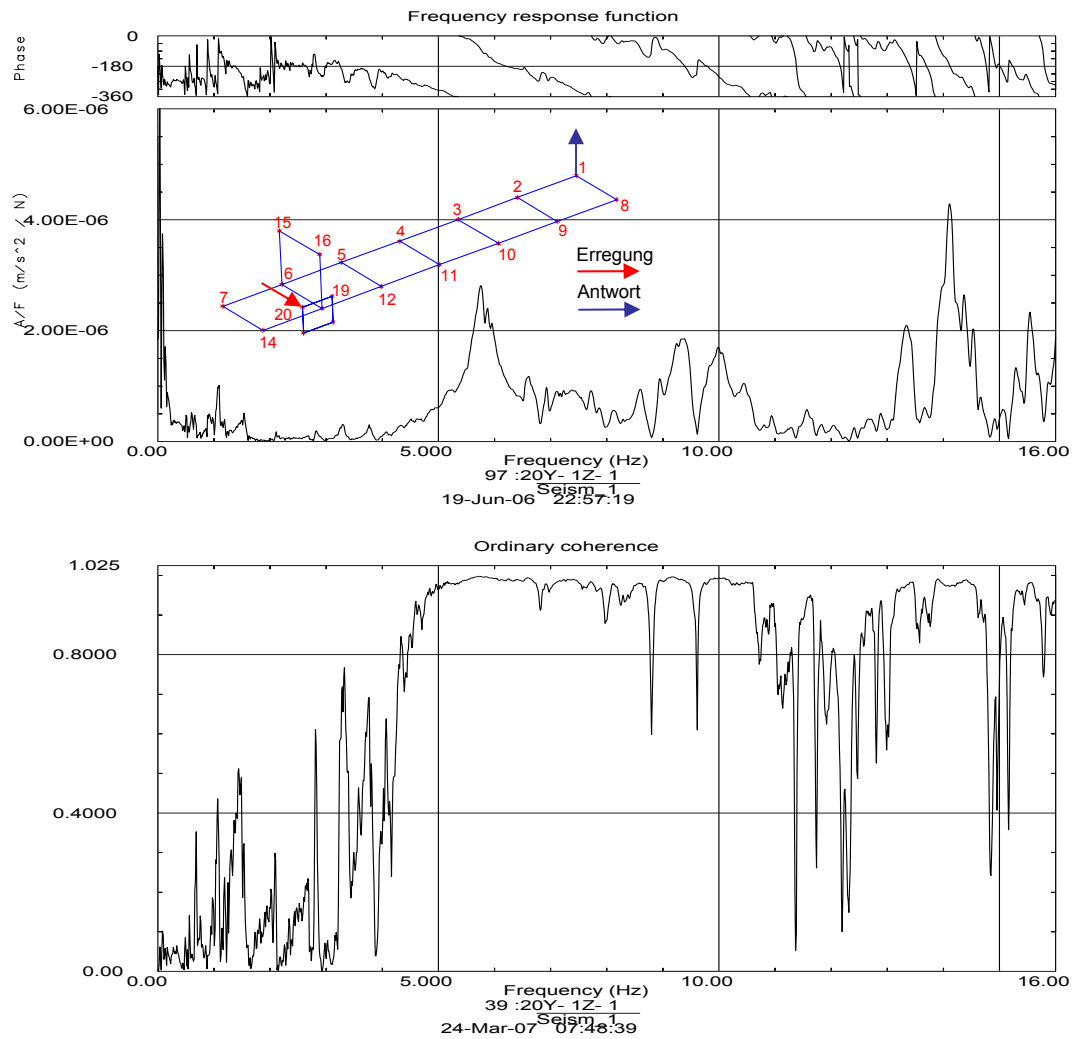


Abbildung A6.25: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung an der Hauptmaschine in Schiffsquerrichtung

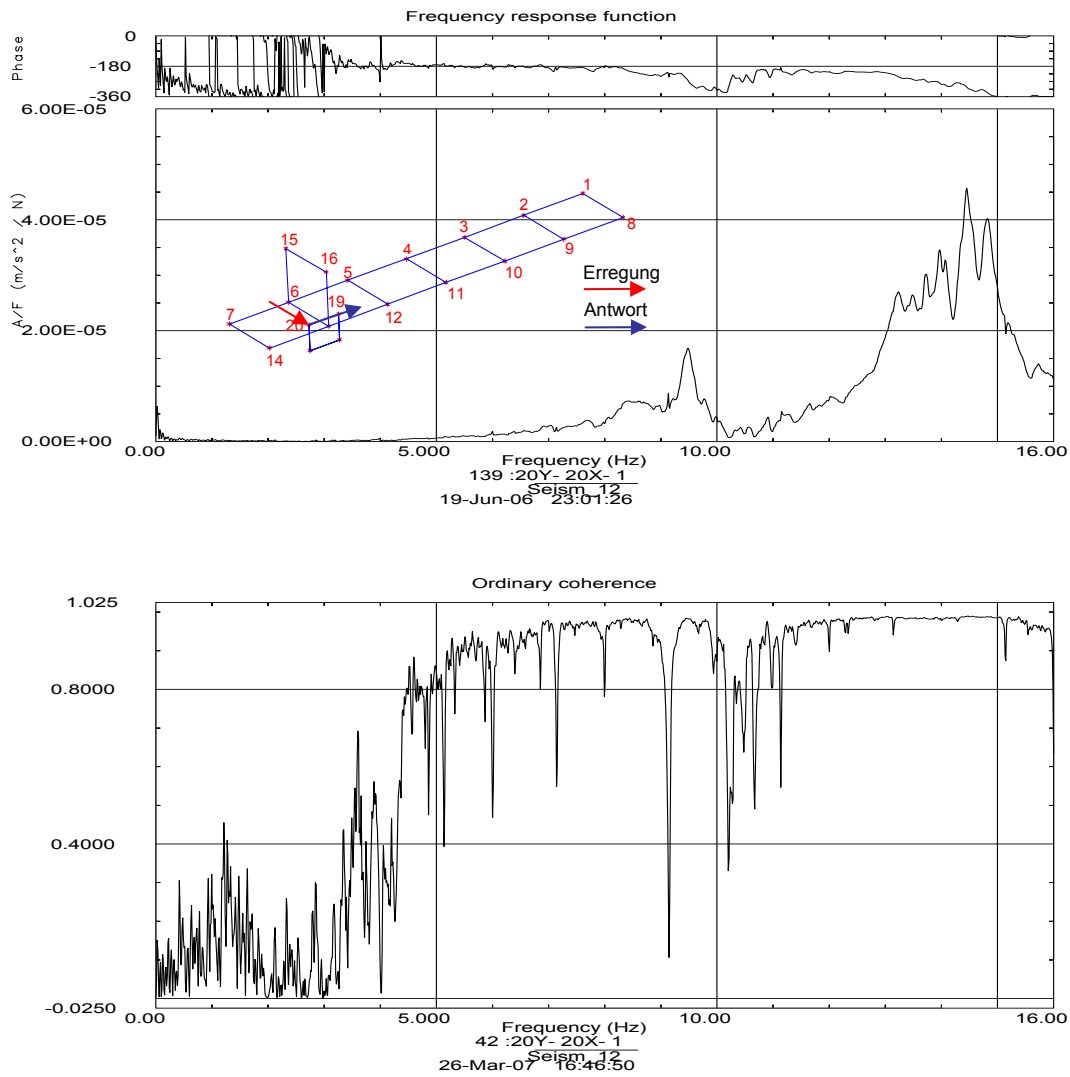


Abbildung A6.26: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des Containerschiffes Aker**9 bei Anregung an der Hauptmaschine in Schiffsquerrichtung

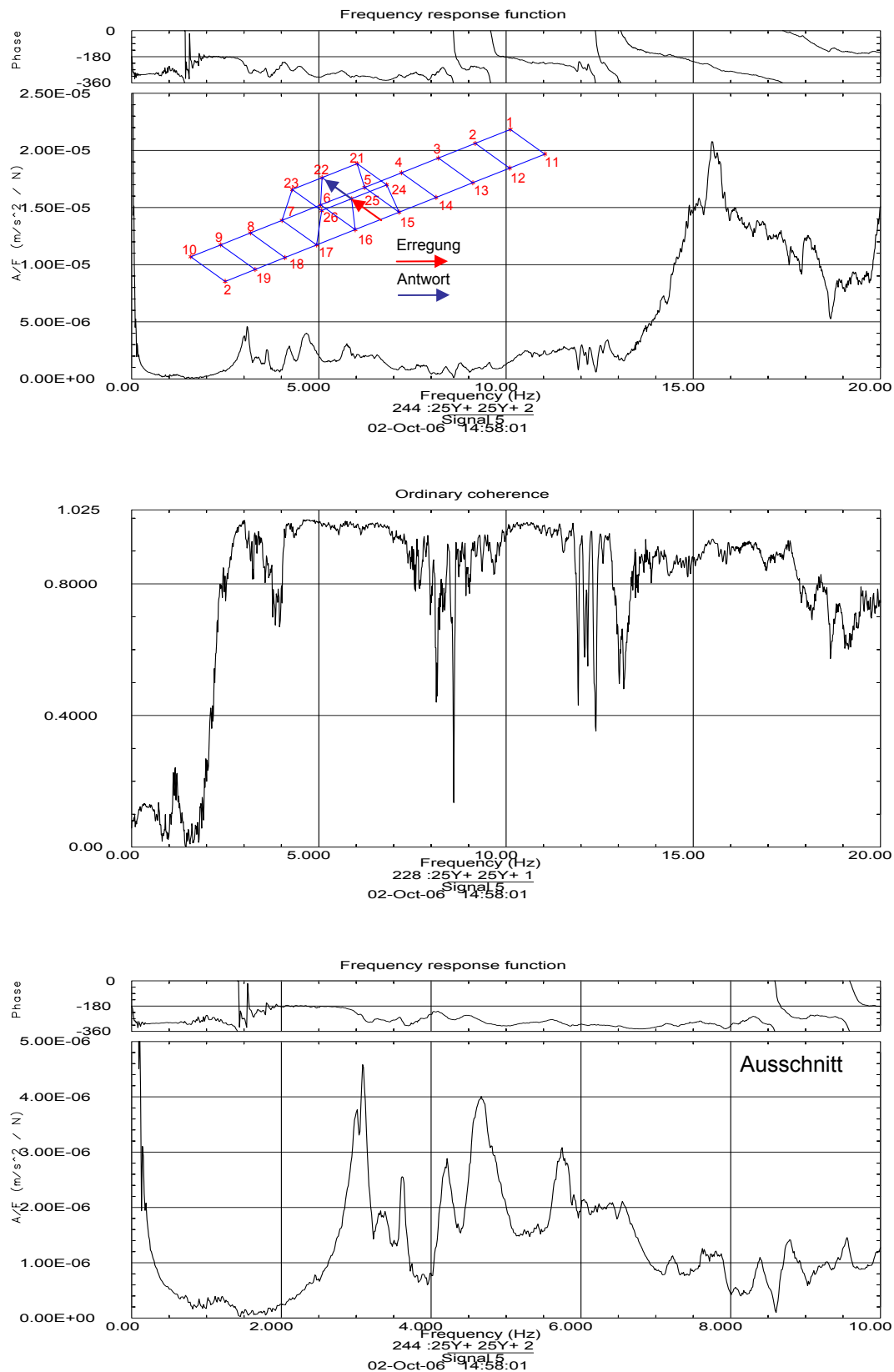


Abbildung A6.27: Experimentell ermittelter Drivingpoint-Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des RoRo-Schiffes FSG**0 bei Anregung am Deckshaus in Schiffsquerrichtung

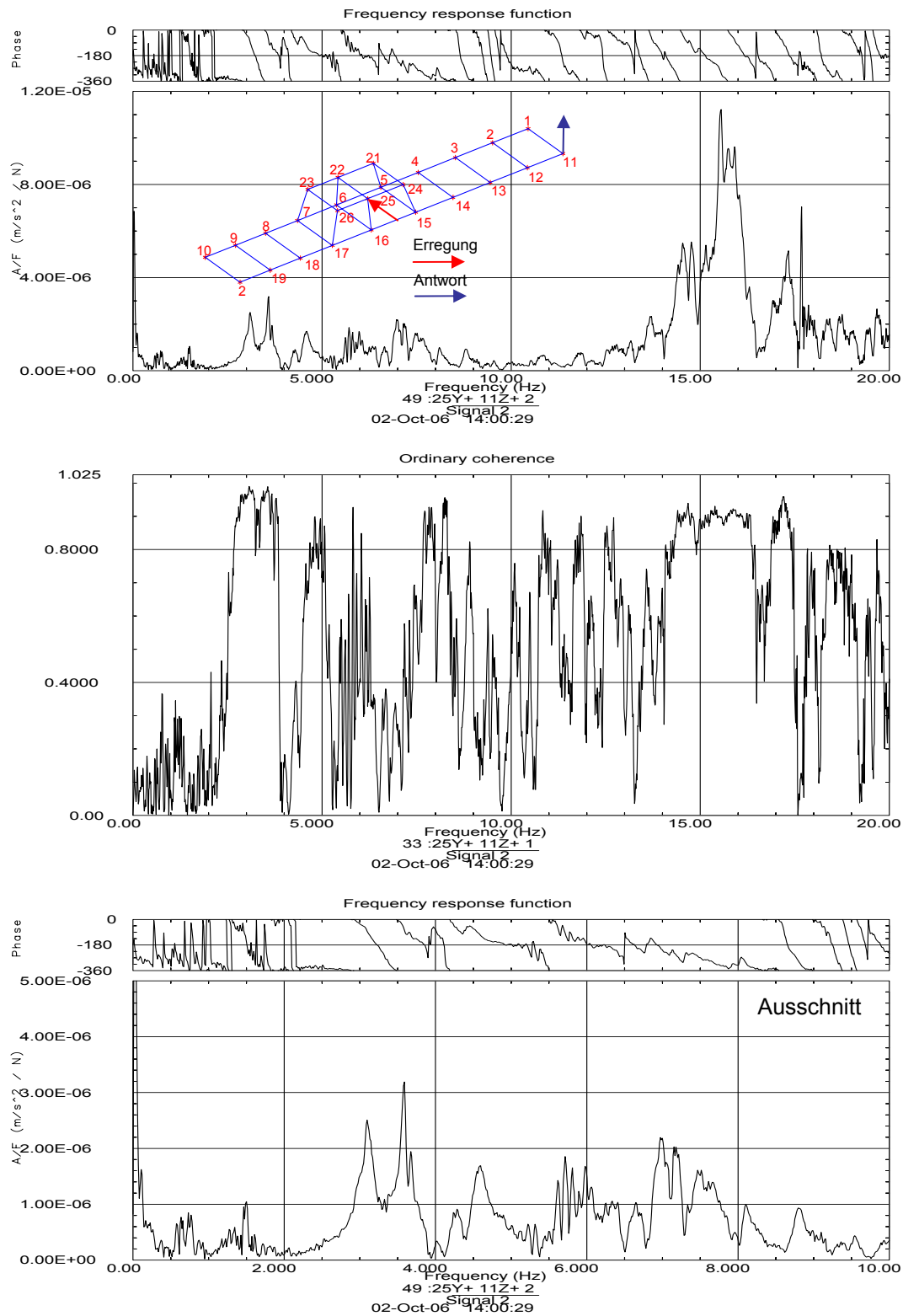


Abbildung A6.28: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des RoRo-Schiffes FSG**0 bei Anregung am Deckshaus in Schiffsquerrichtung

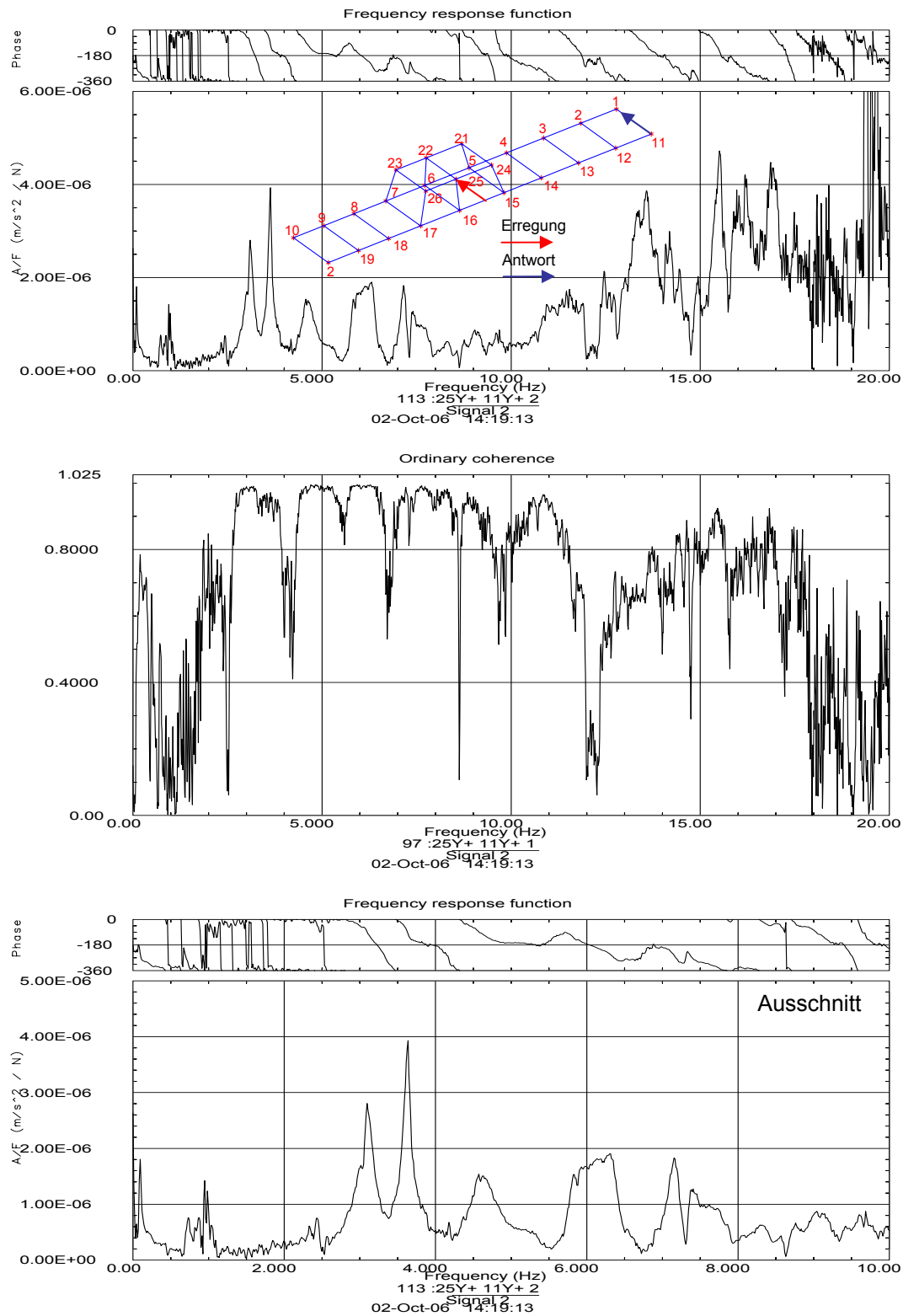


Abbildung A6.29: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des RoRo-Schiffes FSG**0 bei Anregung am Deckshaus in Schiffsquerrichtung

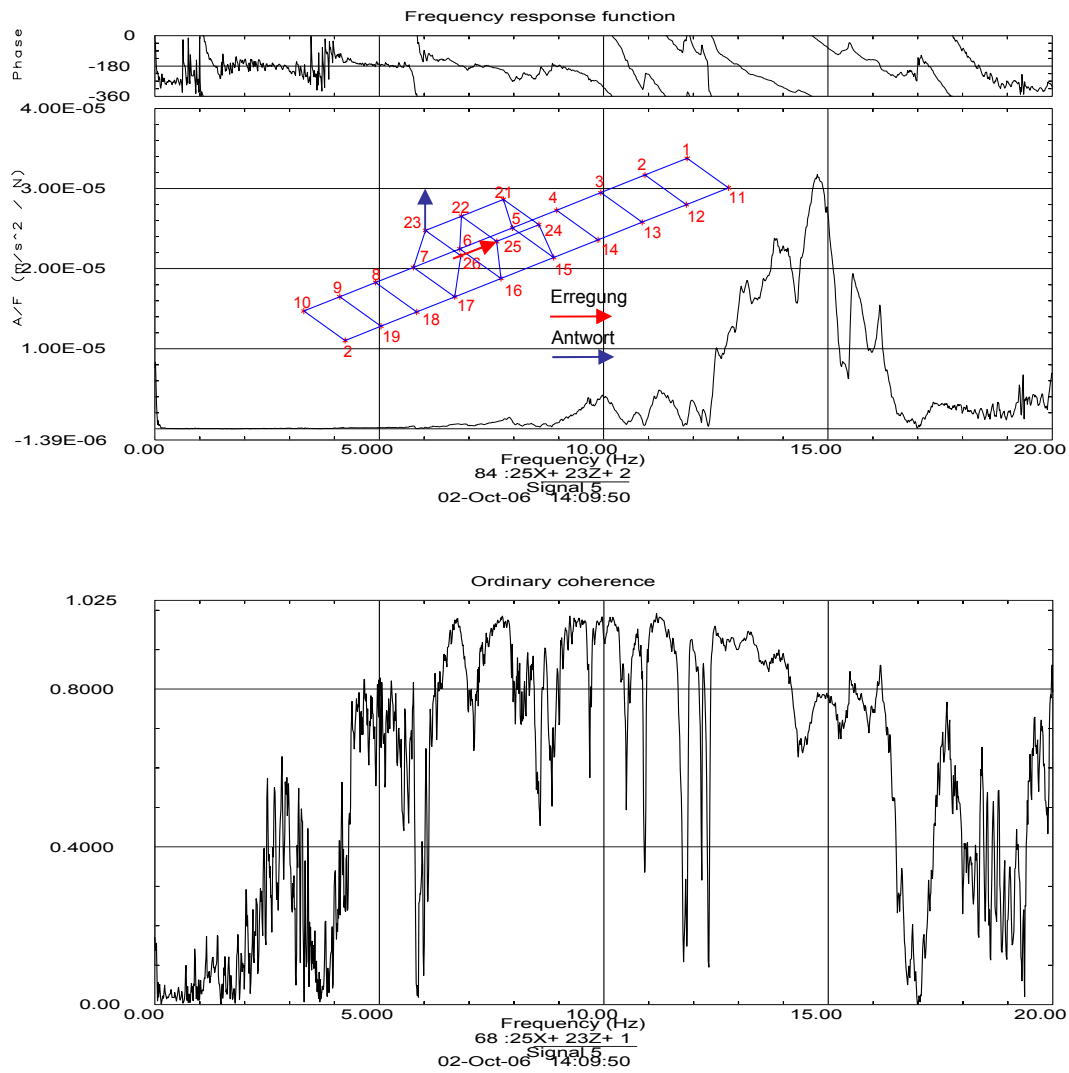


Abbildung A6.30: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des RoRo-Schiffes FSG**0 bei Anregung am Deckshaus in Schiffsängsrichtung

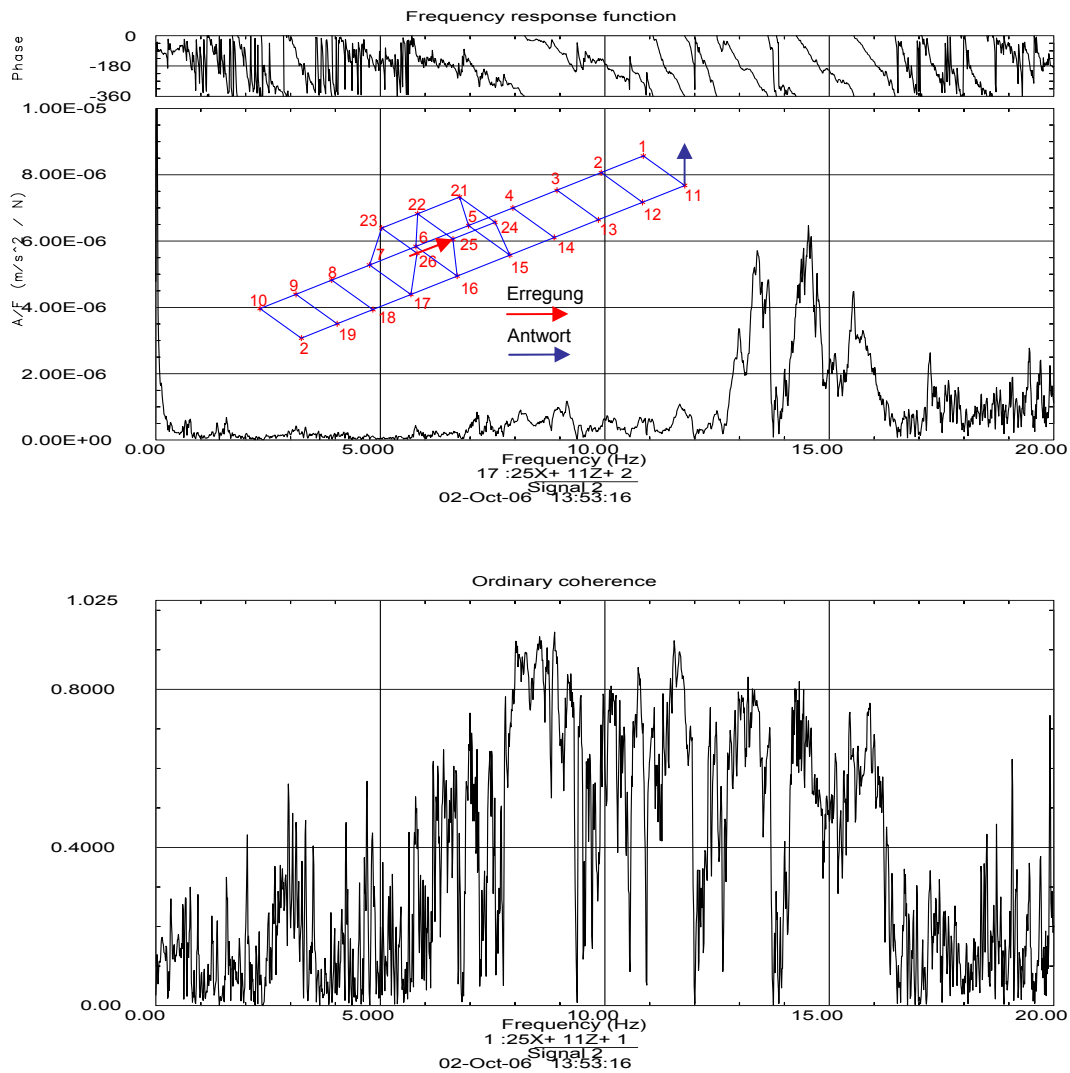


Abbildung A6.31: Experimentell ermittelter Frequenzgang und dazugehörige Kohärenzfunktion des RoRo-Schiffes FSG**0 bei Anregung am Deckshaus in Schiffslängsrichtung

Experimentelle Modalanalyse (operativ), Werft

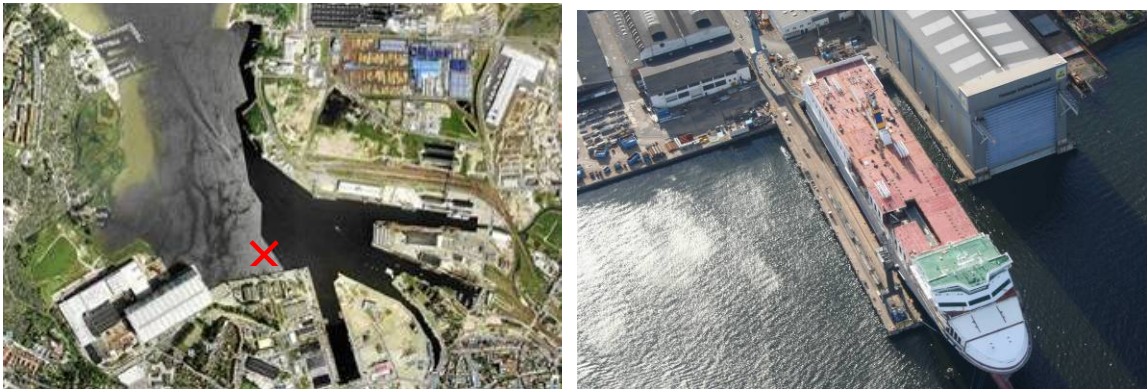


Abbildung A6.32: Örtliche Gegebenheiten auf der Aker MTW Werft (links) und der Flensburger Schiffbaugesellschaft (rechts) zur Durchführung der operativen Modalanalyse

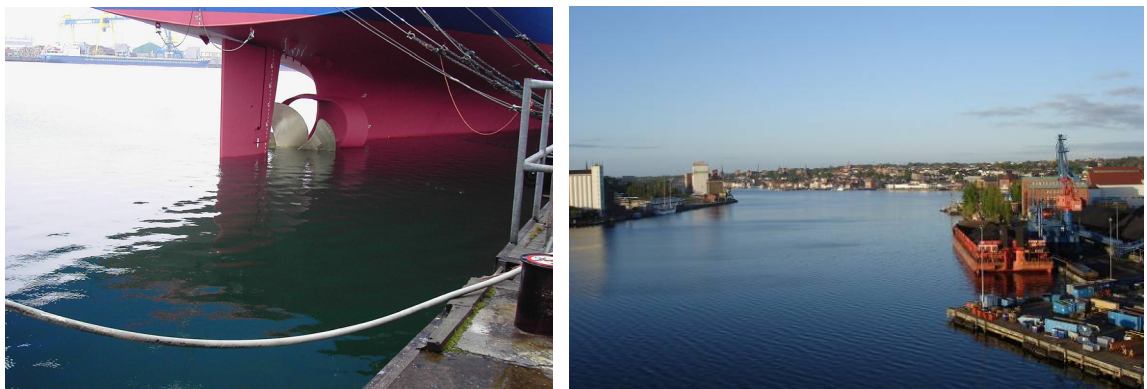


Abbildung A6.33: Wellensituation während der Durchführung der operativen Modalanalyse an den Schiffen Aker**9 (links) und FSG**0 (rechts)

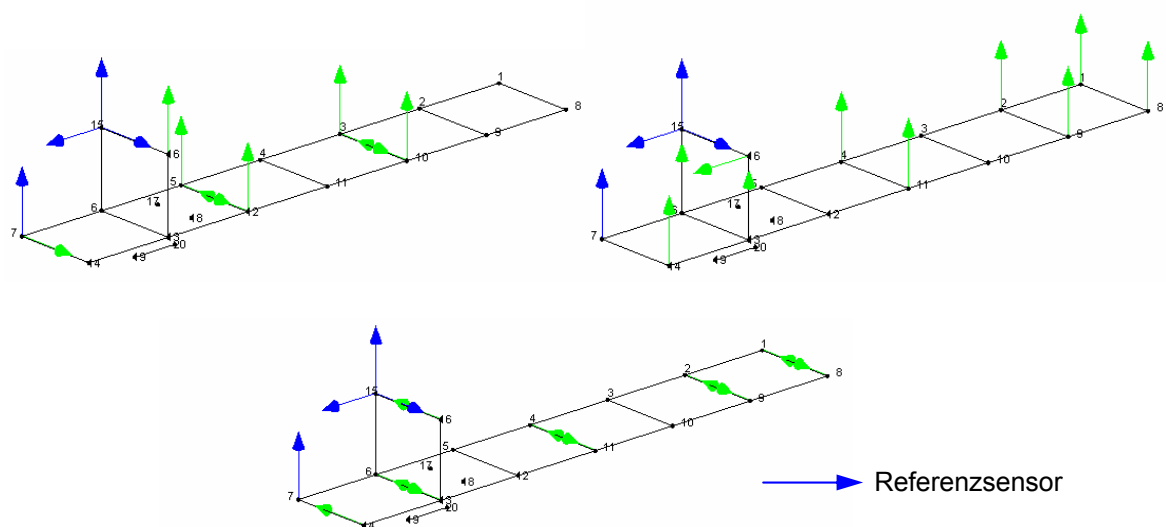


Abbildung A6.34: Messmodell und Sensorpositionierung für die einzelnen Messreihen bei Anwendung der operativen Modalanalyse am Containerschiff Aker**6

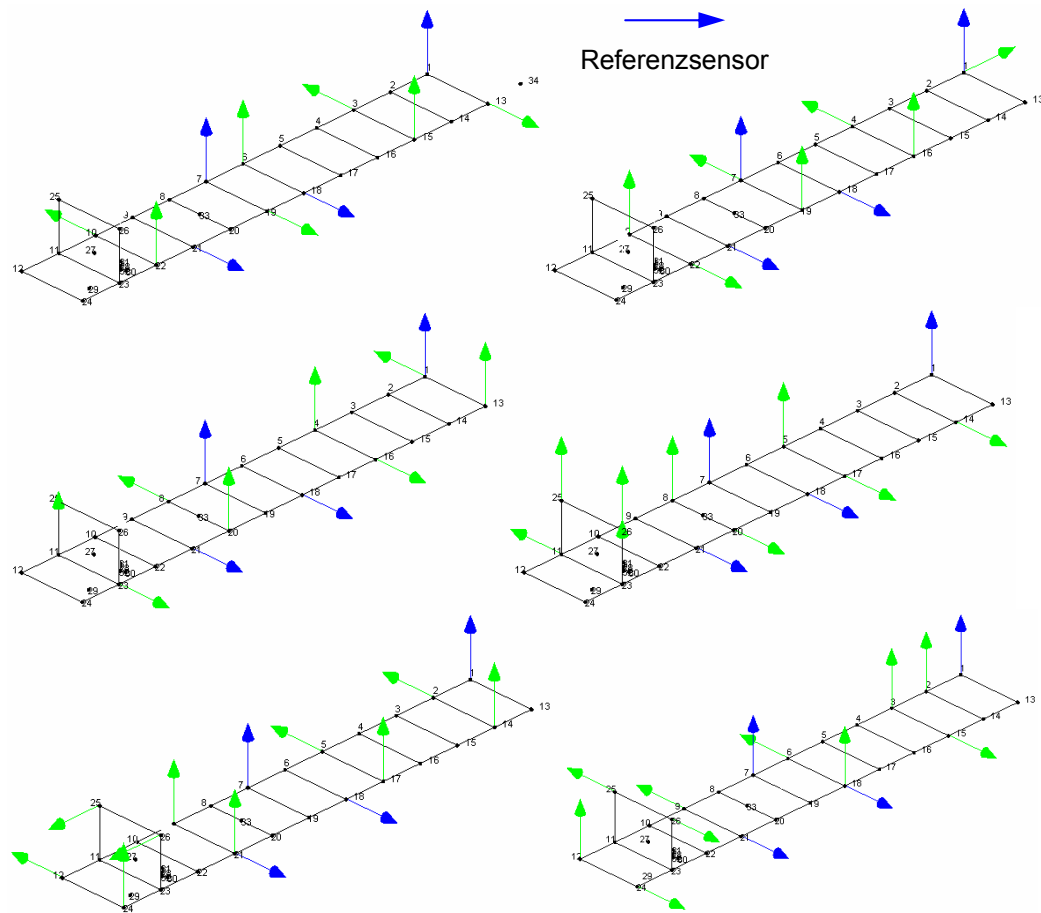


Abbildung A6.35: Verfeinertes Messmodell und Sensorpositionierung für die einzelnen Messreihen bei Anwendung der operativen Modalanalyse am Containerschiff Aker**9

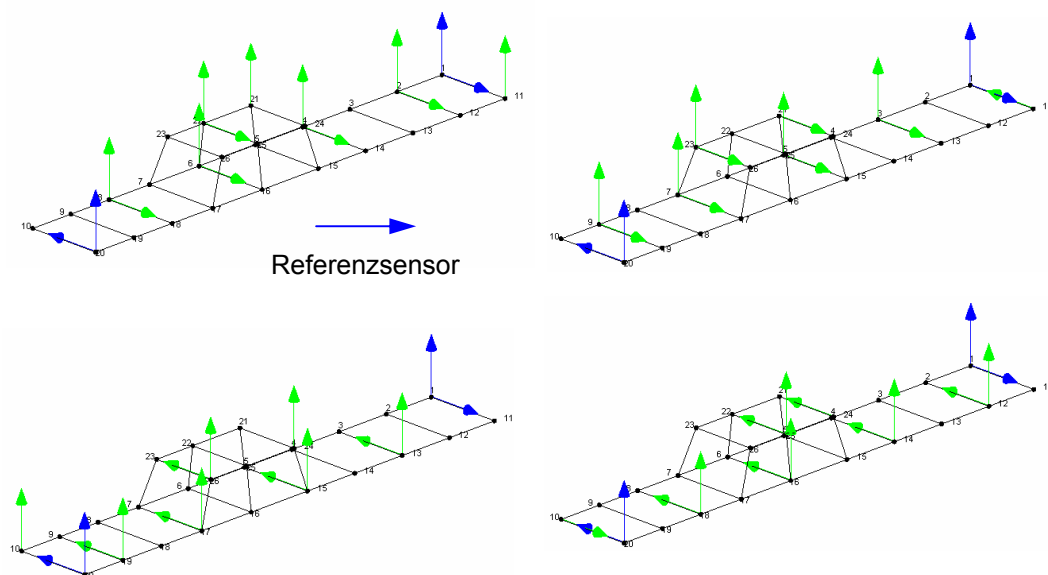


Abbildung A6.36: Messmodell und Sensorpositionierung für die einzelnen Messreihen bei Anwendung der operativen Modalanalyse am RoRo-Schiff FSG**0

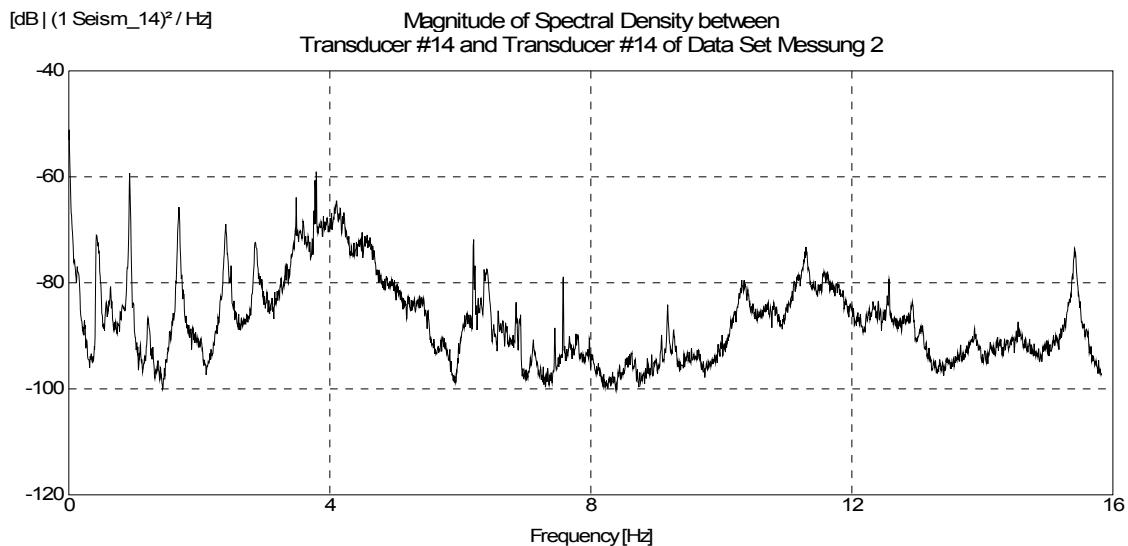


Abbildung A6.37: Autoleistungsdichte-Spektrum eines am Schiff Aker**9 aufgezeichneten Datenkanals (Deckshaus, Schiffslängsrichtung)

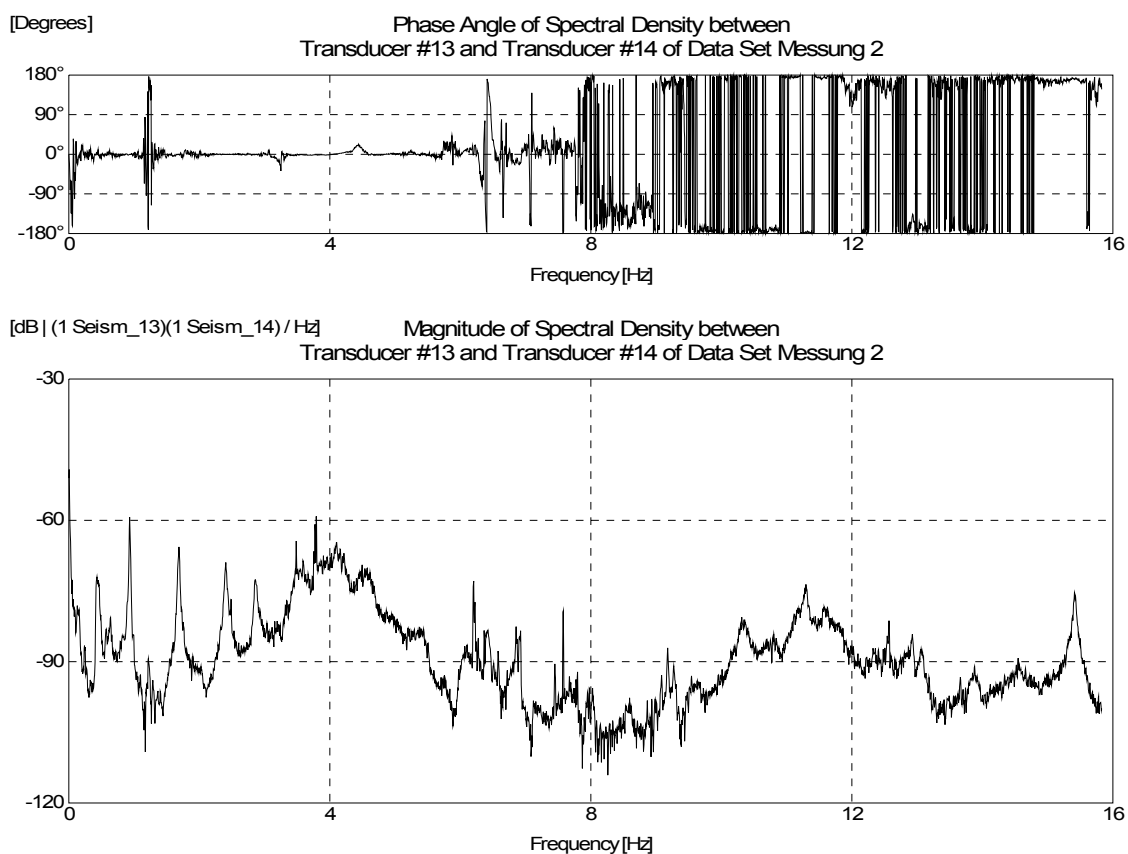


Abbildung A6.38: Phasenbehaftetes Kreuzleistungsdichte-Spektrum zwischen zwei am Schiff Aker**9 aufgezeichneten Datenkanälen (Deckshaus, Schiffslängsrichtung, back- und steuerbord)

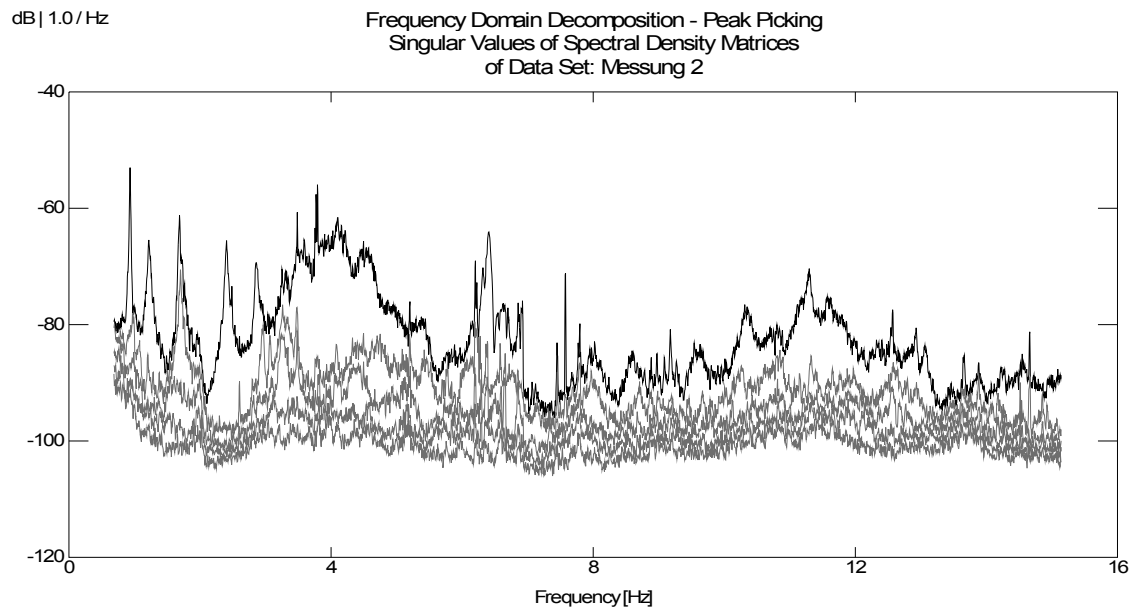


Abbildung A6.39: Verlauf der Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte-Matrizen eines am Schiff Aker**9 aufgezeichneten Datensatzes

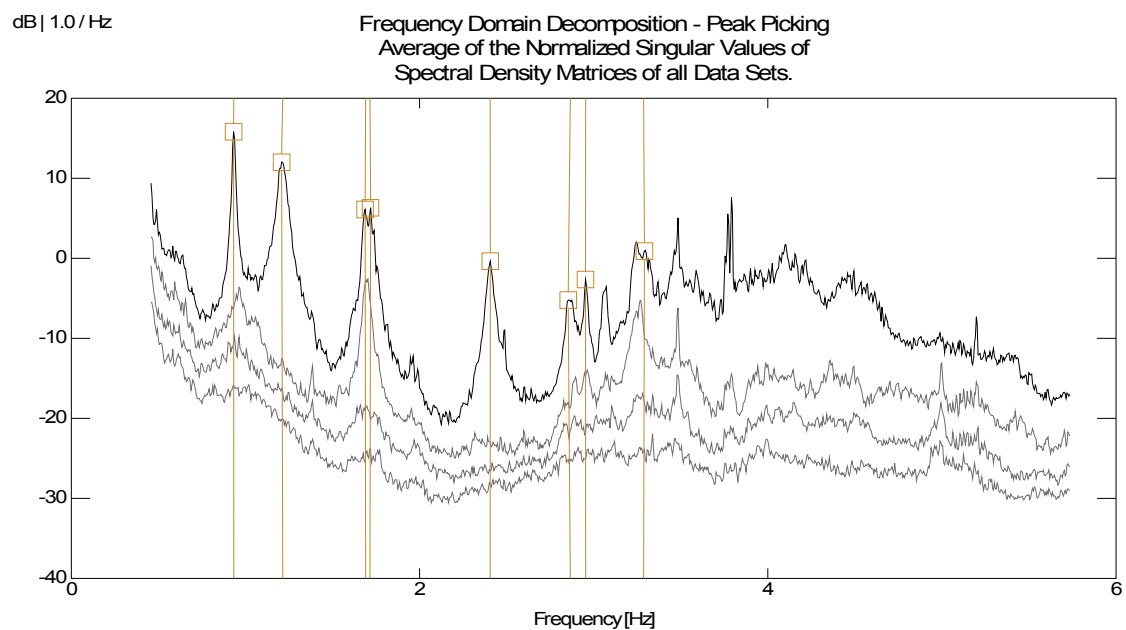


Abbildung A6.40: Verlauf der gemittelten Singulärwerte der spektralen Leistungsdichte-Matrizen aller am Schiff Aker**9 aufgezeichneten Datensätze mit ausgewählten Moden

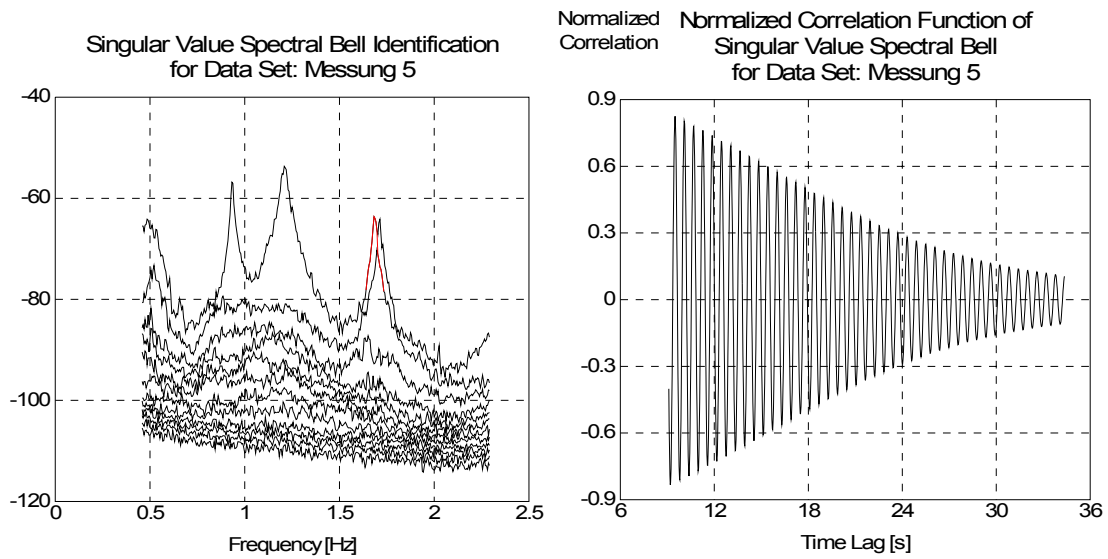


Abbildung A6.41: Ausgewählter Verlauf der Singulärwerte einer Eigenschwingung im Bereich von zwei gekoppelten Moden und dazugehörige Autokorrelationsfunktion zur Parameteridentifikation

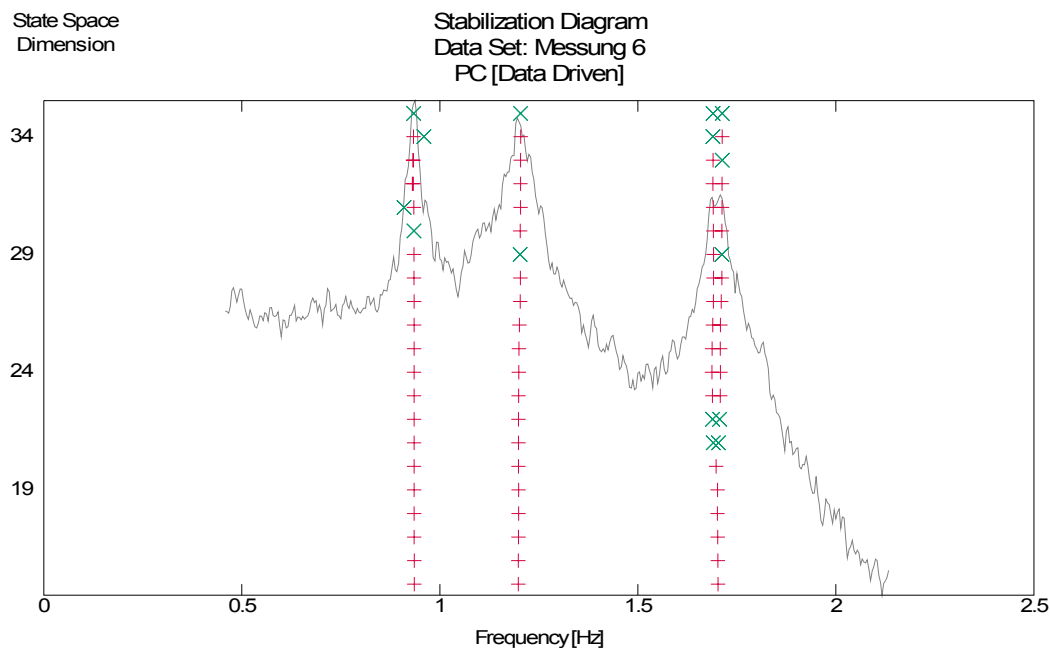


Abbildung A6.42: Im Rahmen der Anwendung der SSI-Verfahren ermitteltes Stabilitätsdiagramm auf Grundlage eines am Schiff Aker**9 aufgenommenen Datensatzes

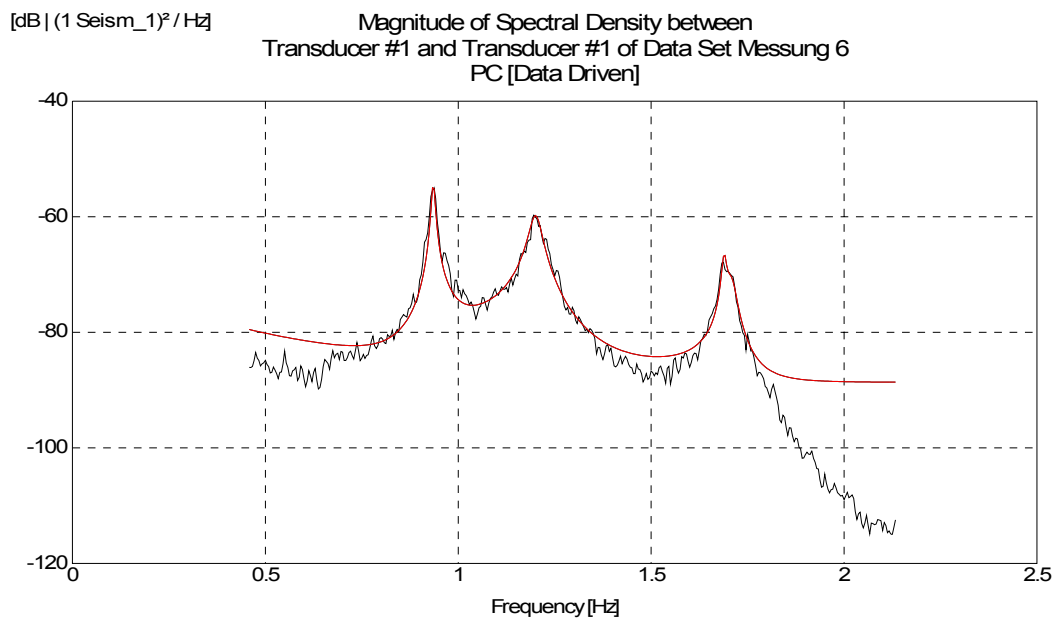


Abbildung A6.43: Vergleich von experimentell ermittelter und analytisch generierter spektraler Autoleistungsdichte zur Bewertung der Güte der Identifikation (SSI)

Experimentelle Modalanalyse (operativ), Probefahrt

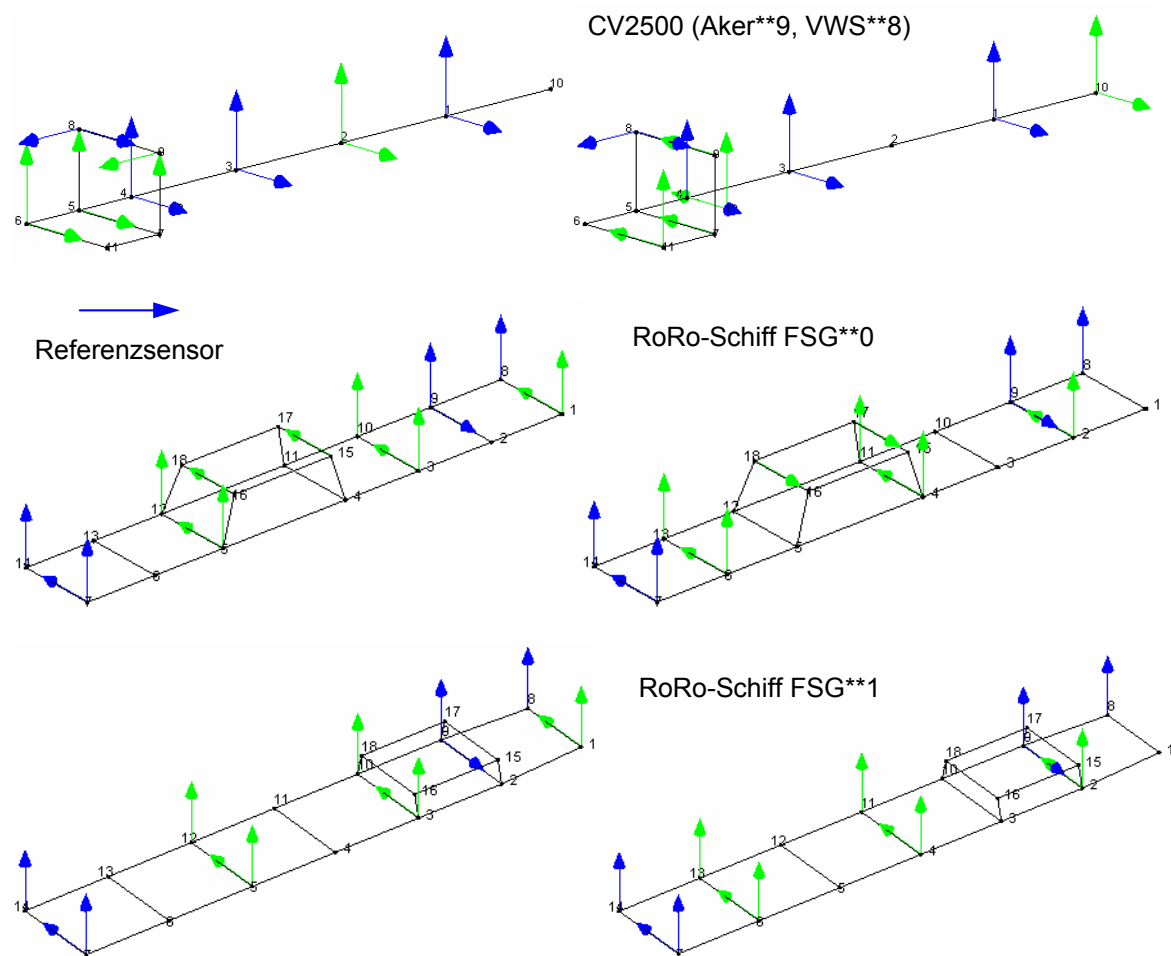


Abbildung A6.44: Messmodelle und Sensorpositionierung für die einzelnen Messreihen bei Anwendung der operativen Modalanalyse während der Probefahrt an den Schiffen CV2500 (Aker**9 VWS**8), FSG**0 und FSG**1

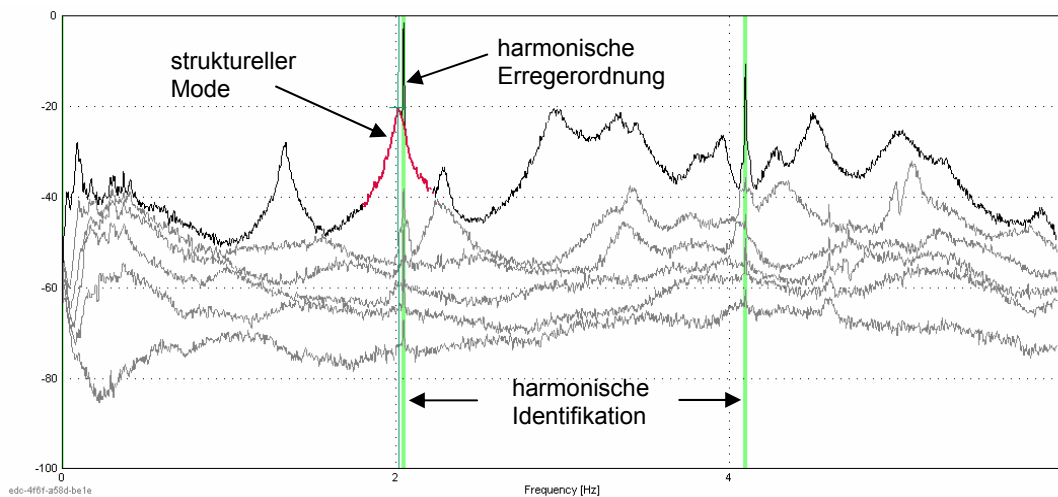


Abbildung A6.45: Parameterermittlung unter Anwendung der EFDD und des Verfahrens der harmonische Identifikation und Eliminierung für den Fall einer harmonischen Erregerordnung eng benachbart mit einem strukturellem Mode

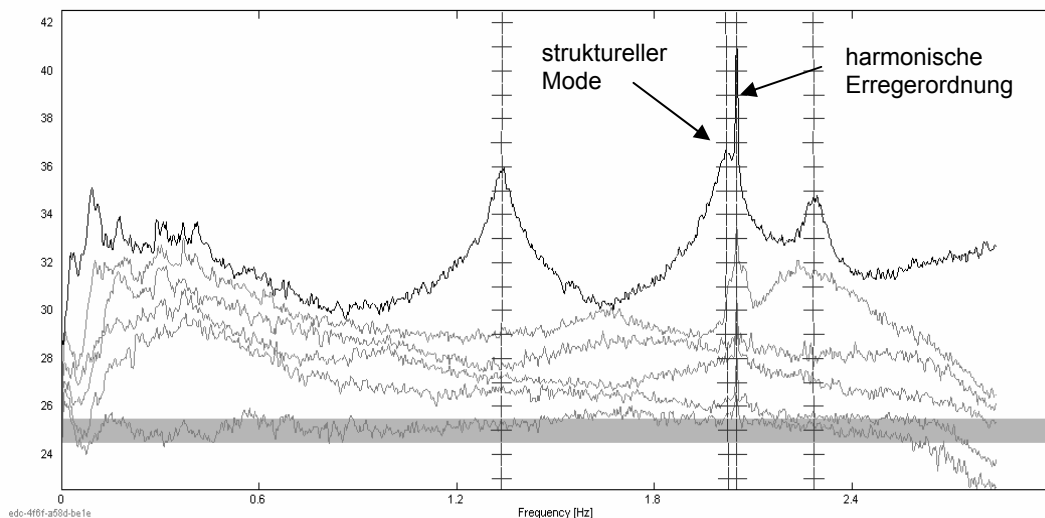


Abbildung A6.46: Stabilitätsdiagramm ermittelt unter Anwendung eines SSI-Verfahrens (UPC) für den Fall einer harmonischen Erregerordnung eng benachbart mit einem strukturellem Mode

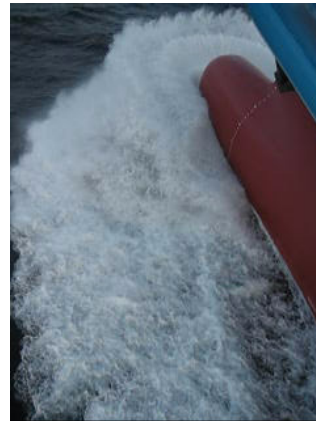


Abbildung A6.47: Erhöhte Intensität der stochastischen Anregung bei Durchführung der operativen Modalanalyse während der Probefahrten

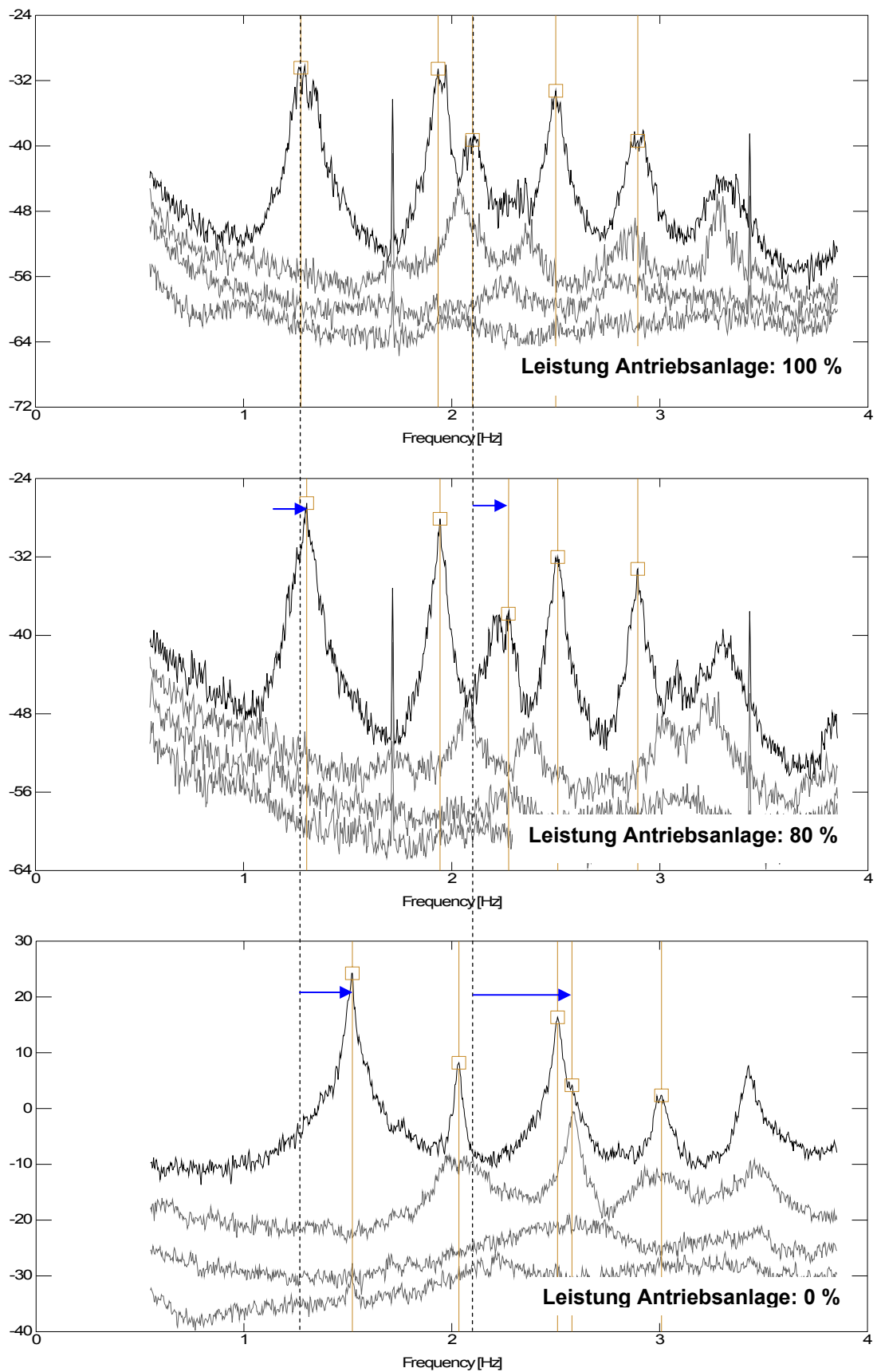


Abbildung A6.48: Veränderung der dynamischen Eigenschaften des RoRo-Schiffes FSG**1 in Abhängigkeit von der Schiffsgeschwindigkeit, Darstellung des Verlaufes der Singulärwerte

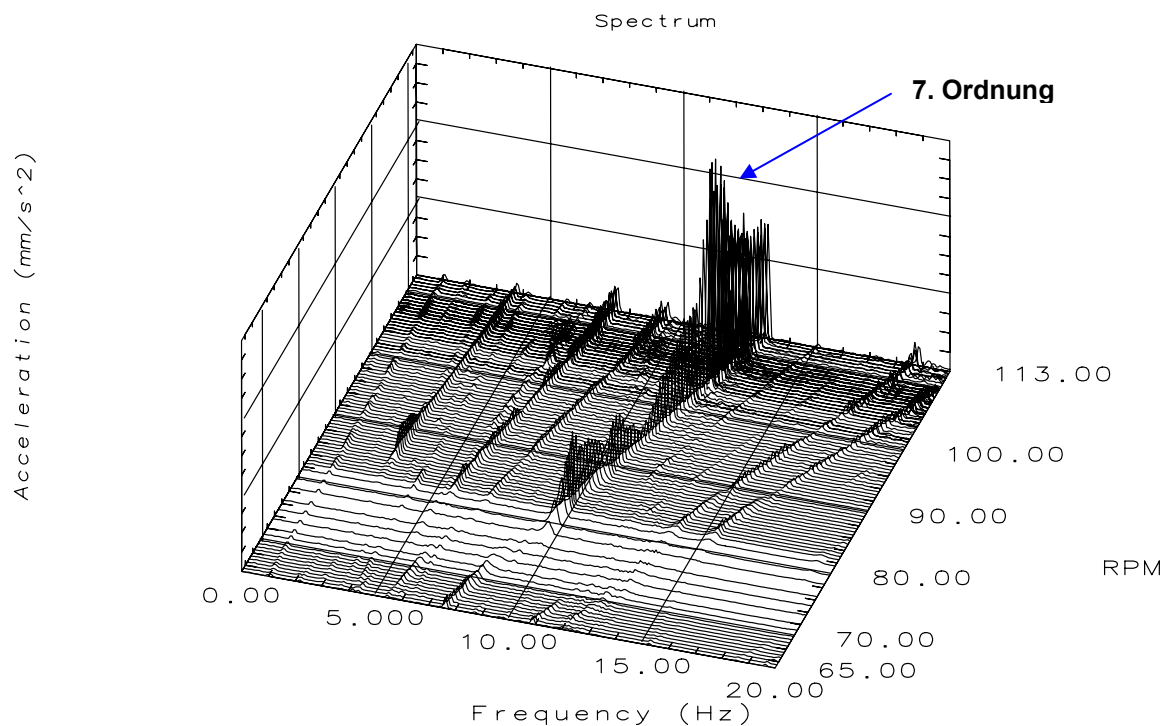


Abbildung A6.49: Spektrogramm der Strukturantworten am Deckshaus des Schiffes Aker**9 (steuerbord, Schiffslängsrichtung) beim Hochfahrvorgang der Hauptmaschine, ($65 - 113 \text{ min}^{-1}$)

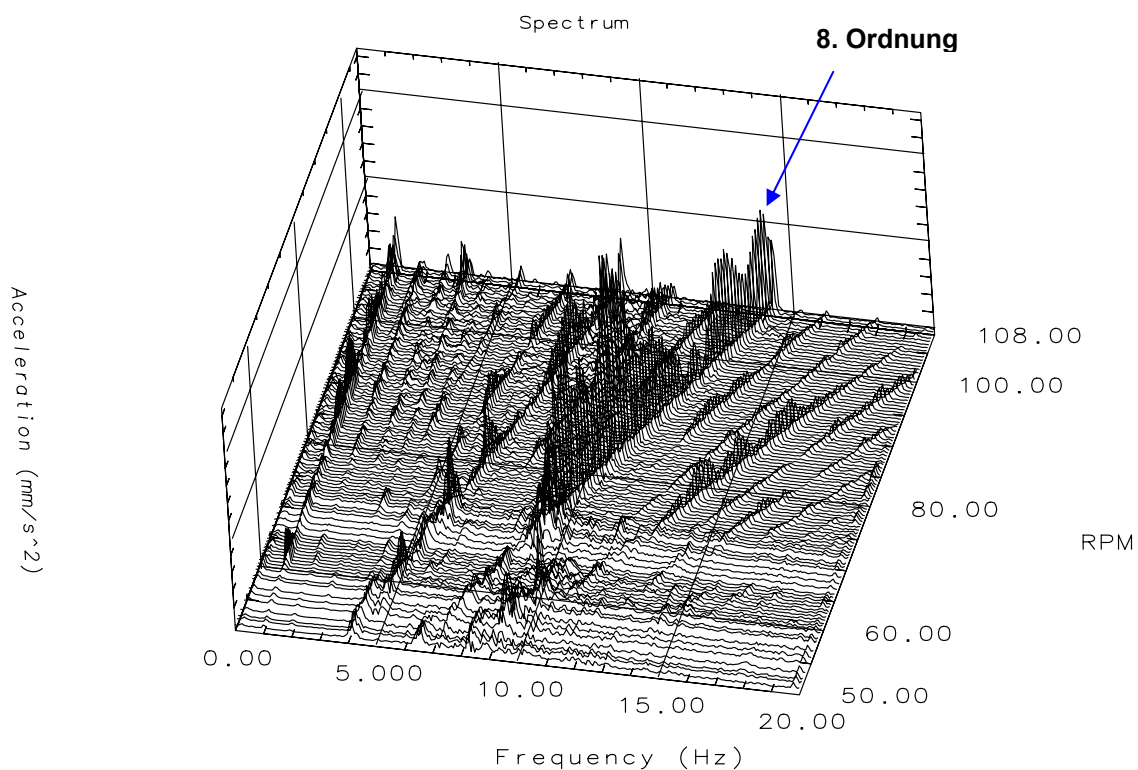


Abbildung A6.50: Spektrogramm der Strukturantworten am Deckshaus des Schiffes VWS**8 (steuerbord, Schiffslängsrichtung) beim Hochfahrvorgang der Hauptmaschine, ($50 - 108 \text{ min}^{-1}$)

Auswertung

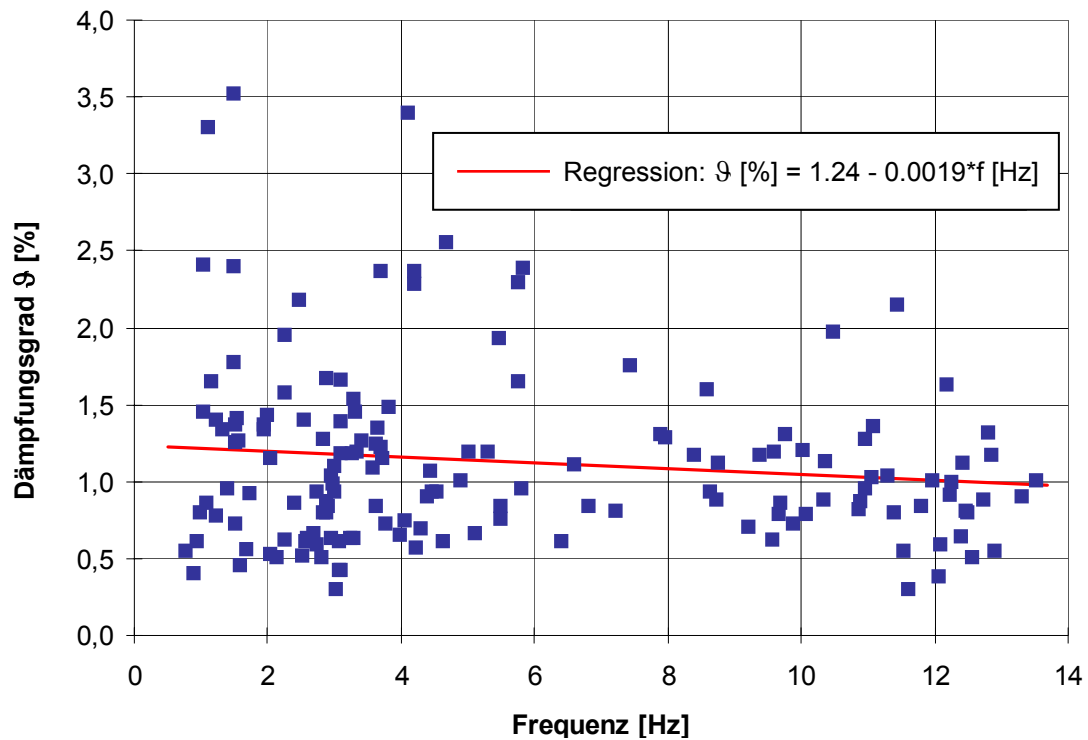


Abbildung A6.51: Zusammenfassende Darstellung aller identifizierten Dämpfungsparameter aller Schiffe sowie ermittelte Regressionsgerade

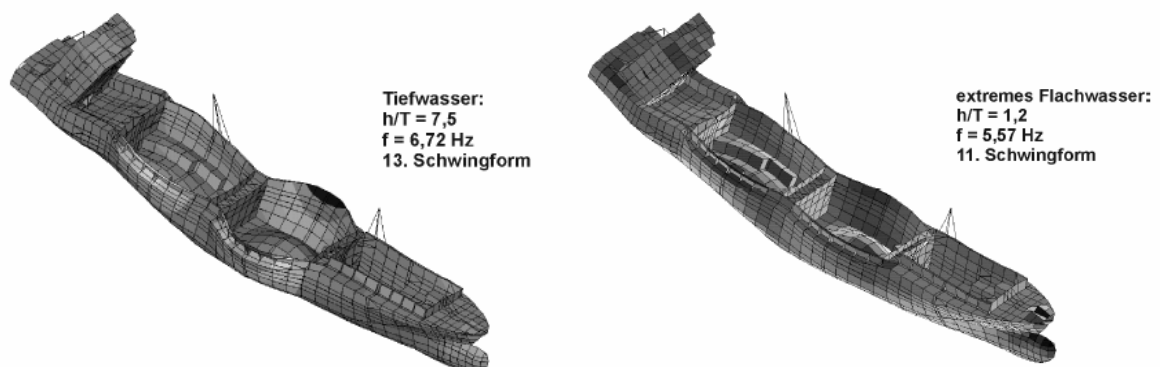
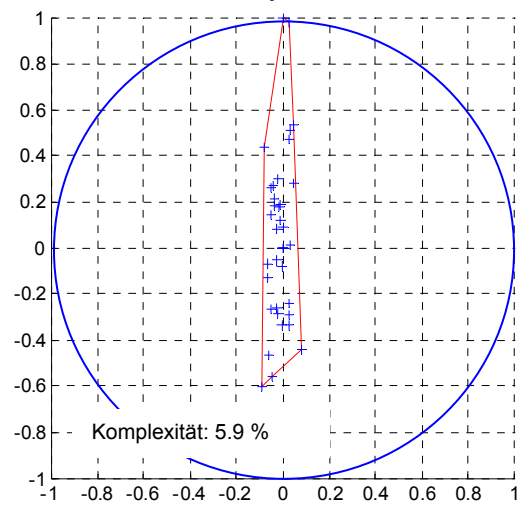
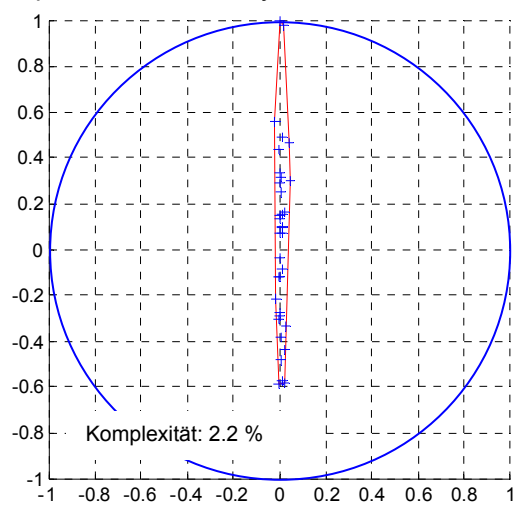


Abbildung A6.52: Aus [4] entnommene Darstellung zur Berechnung von Eigenfrequenzen und dazugehöriger Eigenschwingform unter Tief- und Flachwasserbedingungen

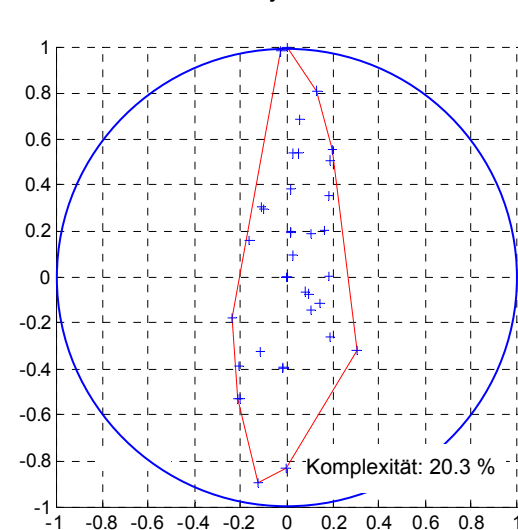
Klassische Modalanalyse, Mode 1: 1.07 Hz



Operative Modalanalyse, Mode 1: 1.21 Hz



Klassische Modalanalyse, Mode 3: 1.55 Hz



Operative Modalanalyse, Mode 3: 1.72 Hz

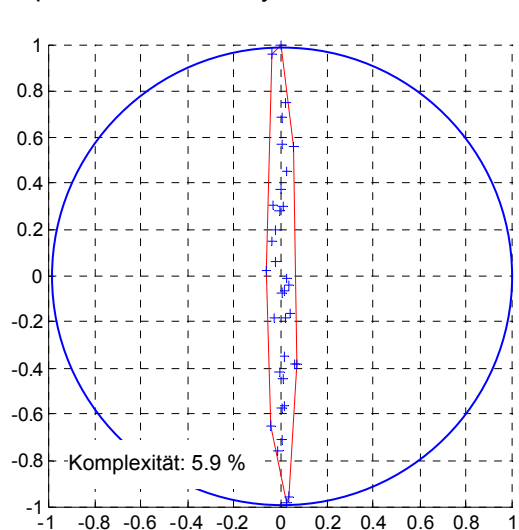


Abbildung A6.53: Ermittlung der Komplexität nach Gleichung (4.38) von mit klassischer und operativer Modalanalyse ermittelten Eigenschwingformen

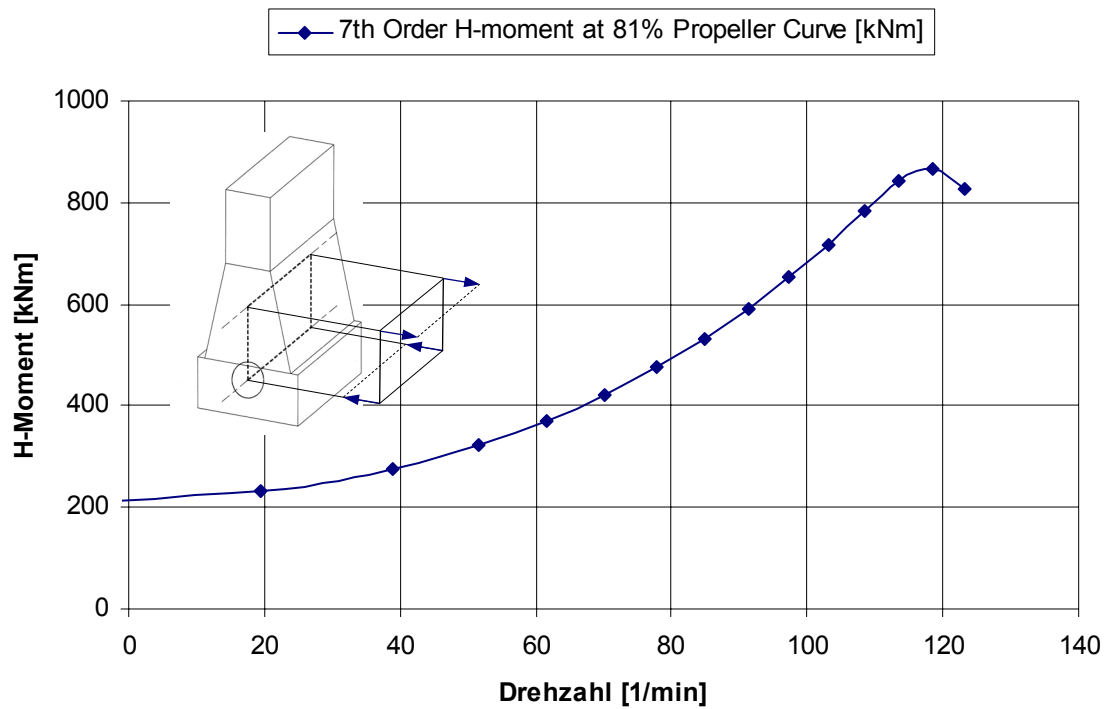
7L70MC-C7

Abbildung A6.54: Momentenverlauf der 7. Erregerordnung (H-Moment) des auf dem Schiff Aker**9 verwendeten 2-Takt Dieselmotors 7L70MC-C

Anhang zum Kapitel 7

Untersuchungen an realen Decksstrukturen eines Kreuzfahrtschiffes



Abbildung A7.1: Messort 1 während der Datenerfassung im stahlbaulichen Zustand, Ober- und Unterseite der Struktur

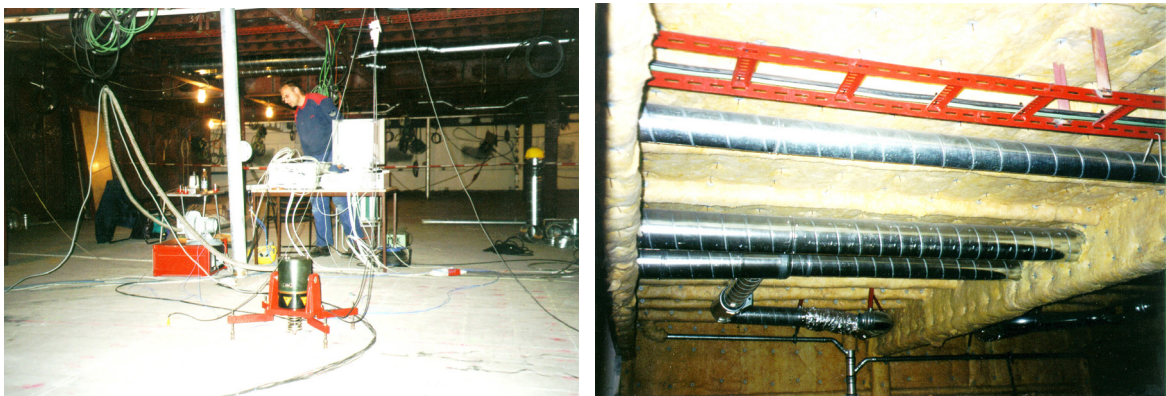


Abbildung A7.2: Messort 1 mit aufgetragenem Decksbelag sowie unterseitig angebrachter Isolierung und Installation

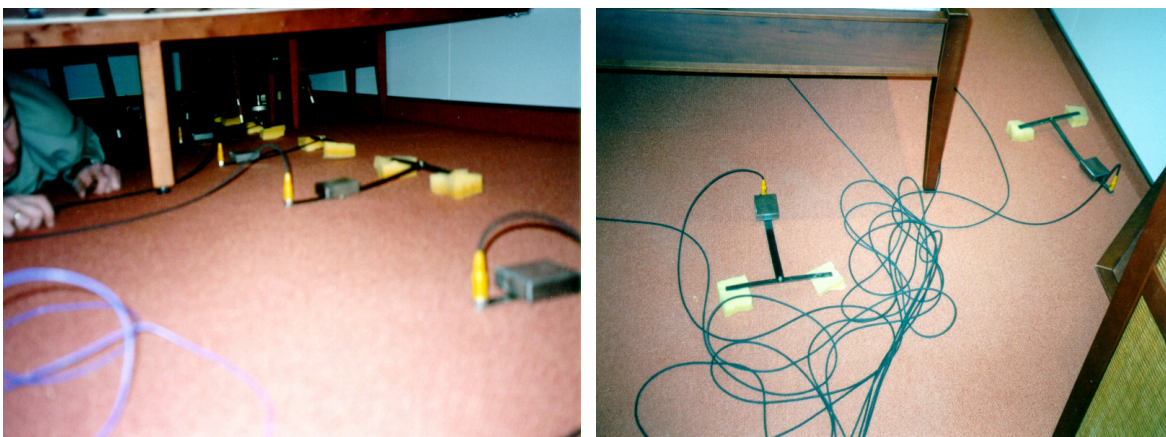


Abbildung A7.3: Messort 1 im vollständig ausgerüsteten Zustand mit Kabinen und Innenausstattung

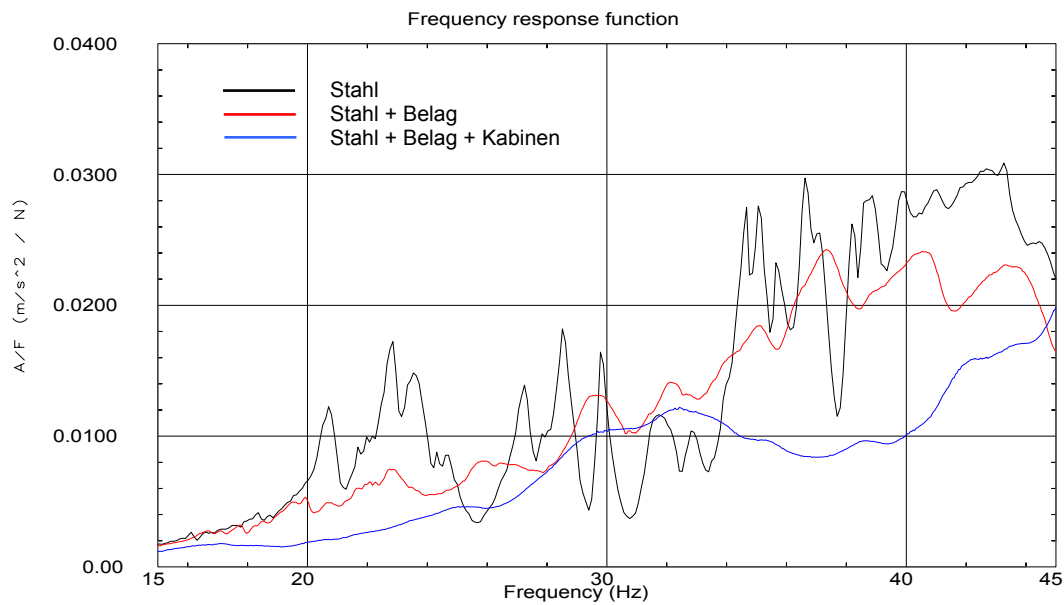


Abbildung A7.4: Experimentell ermittelte Frequenzgänge am Messort 1 (Plattenfeld) für die Zustände Stahl, Stahl mit Belag und für den vollständig ausgerüsteten Zustand

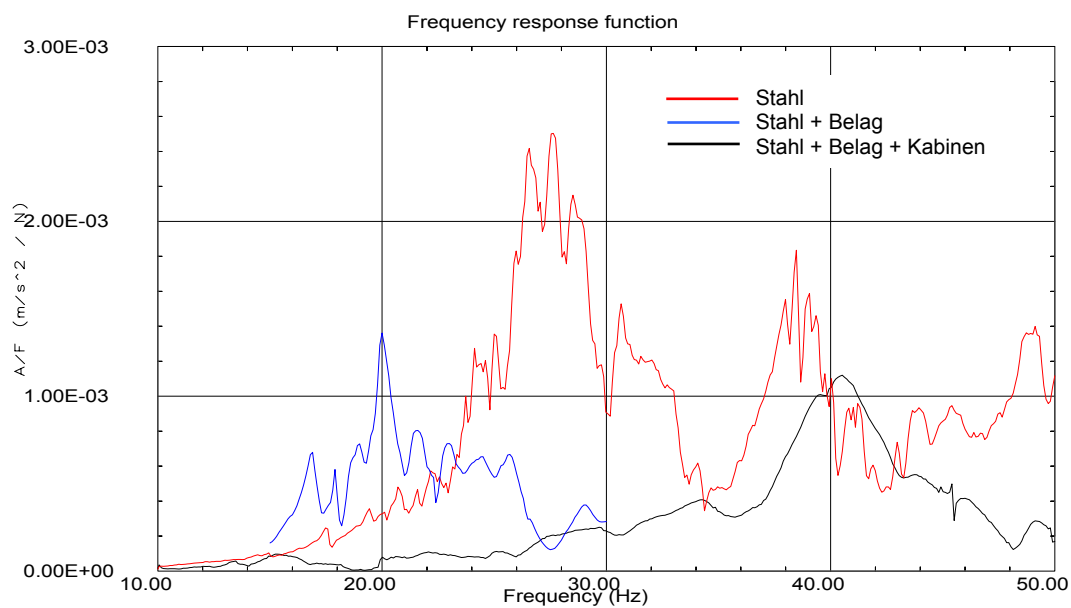


Abbildung A7.5: Experimentell ermittelte Frequenzgänge am Messort 6 (Rahmenstruktur) für die Zustände Stahl, Stahl mit Belag und für den vollständig ausgerüsteten Zustand

Untersuchungen an einem Strukturausschnitt unter Laborbedingungen

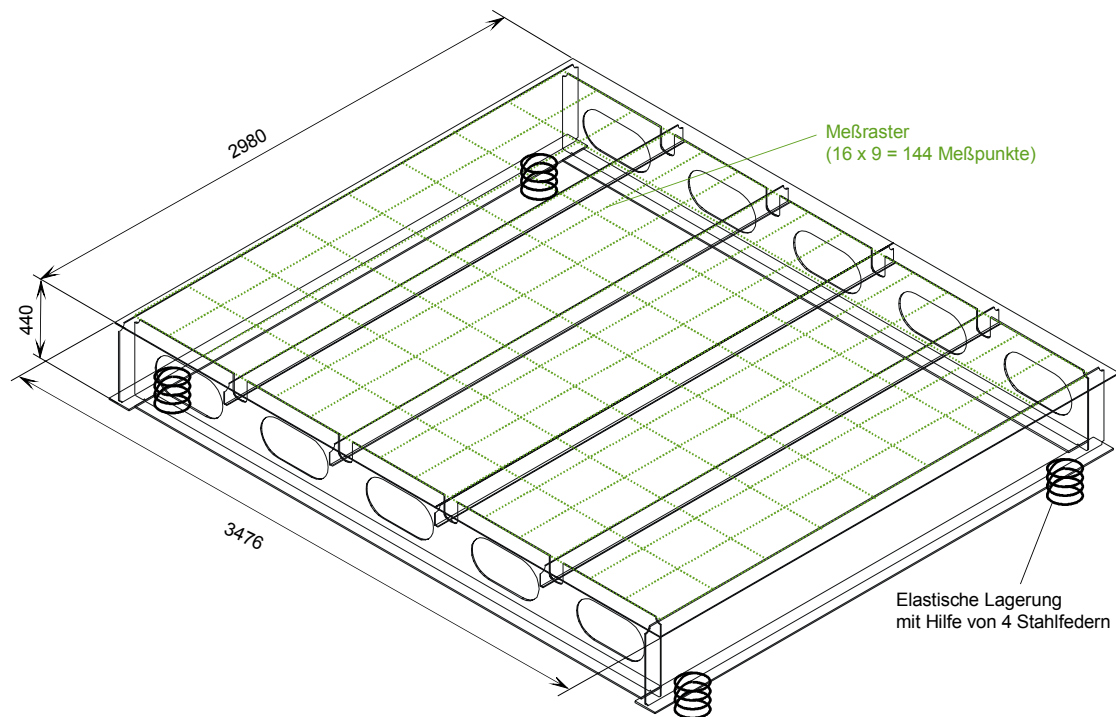


Abbildung A7.6: Konstruktionszeichnung des unter Laborbedingungen untersuchten Ausschnitts einer Decksstruktur einschließlich des verwendeten Messgitters

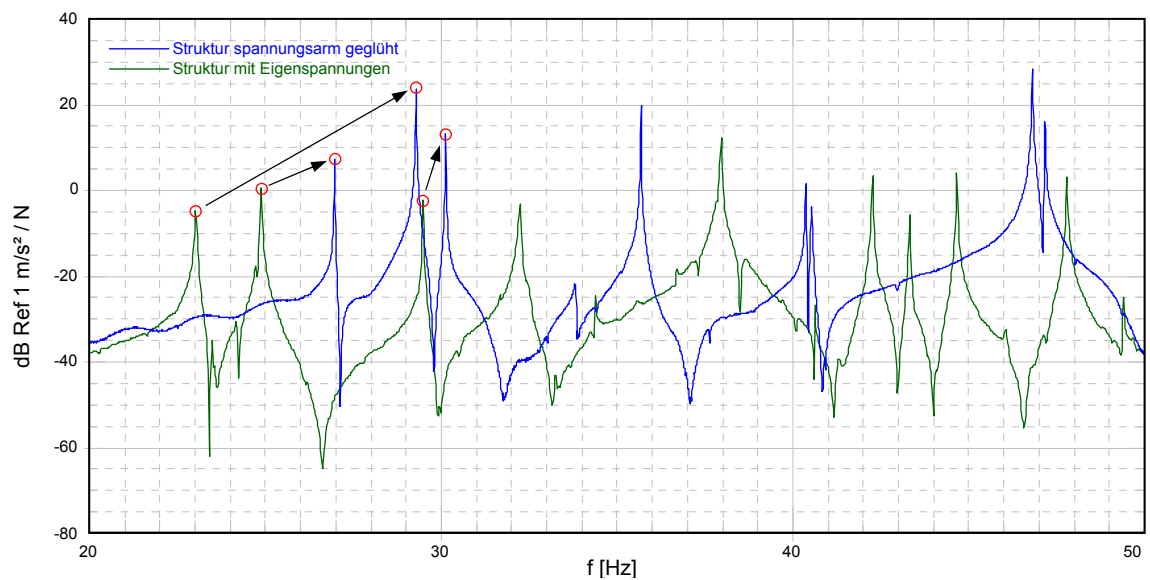


Abbildung A7.7: Identische Frequenzgangfunktionen der Laborstruktur vor und nach Wärmebehandlung

Tabelle A7.1: Eigenfrequenzen der Laborstruktur im Zustand Stahl vor und nach dem Spannungsarmglühen

Eigenform [Nr] (siehe Abb. 7.9)	Eigenfrequenz vor Spannungsarmglühen [Hz]	Eigenfrequenz nach Spannungsarmglühen [Hz]	Abweichung [%]
1	24.88	26.98	-7.78
2	22.99	29.30	-21.54
3	29.48	30.13	-2.16



Abbildung A7.8: Laborstruktur im Zustand Stahl



Abbildung A7.9: Laborstruktur mit Decksbelag entsprechend Messort 1 der Werftmessung



Abbildung A7.10: Laborstruktur mit Decksbelag entsprechend Messort 3 der Werftmessung

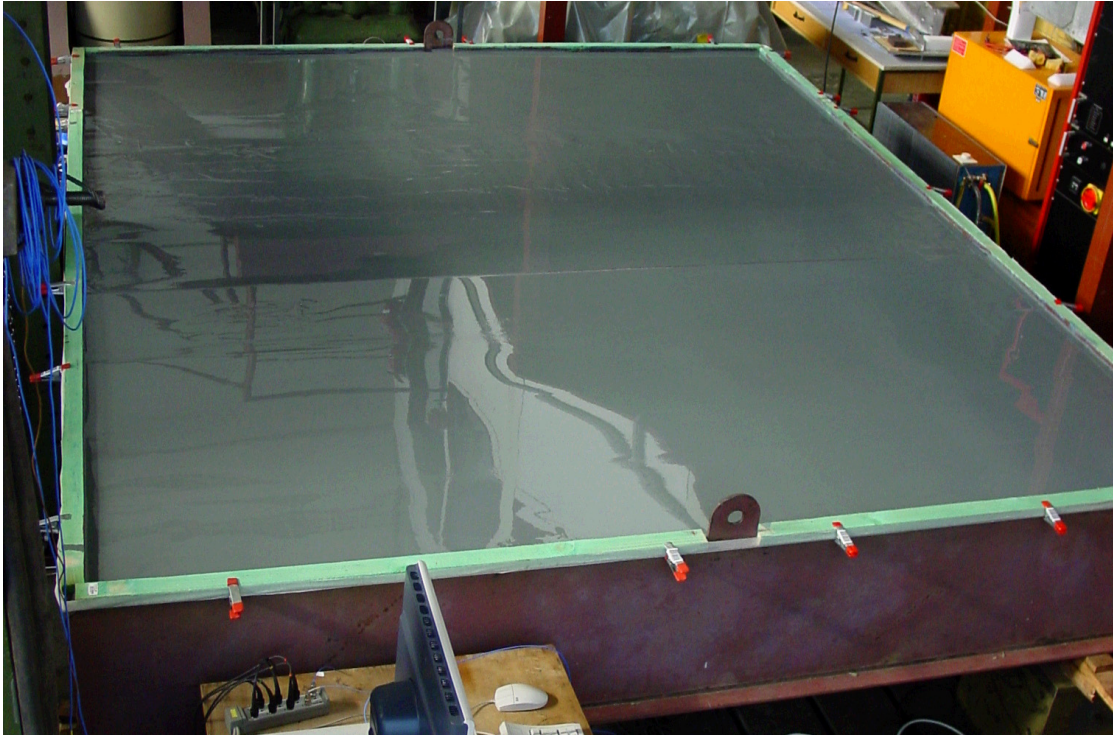


Abbildung A7.11: Laborstruktur beim Aufbringen der viskoelastischen Zwischenschicht für den Decksbelag entsprechend Messort 4 der Werftmessung



Abbildung A7.12: Laborstruktur beim Entfernen des Decksbelages entsprechend Messort 4 der Werftmessung



Abbildung A7.13: Ankopplung des elektrodynamischen Erregers an die Laborstruktur

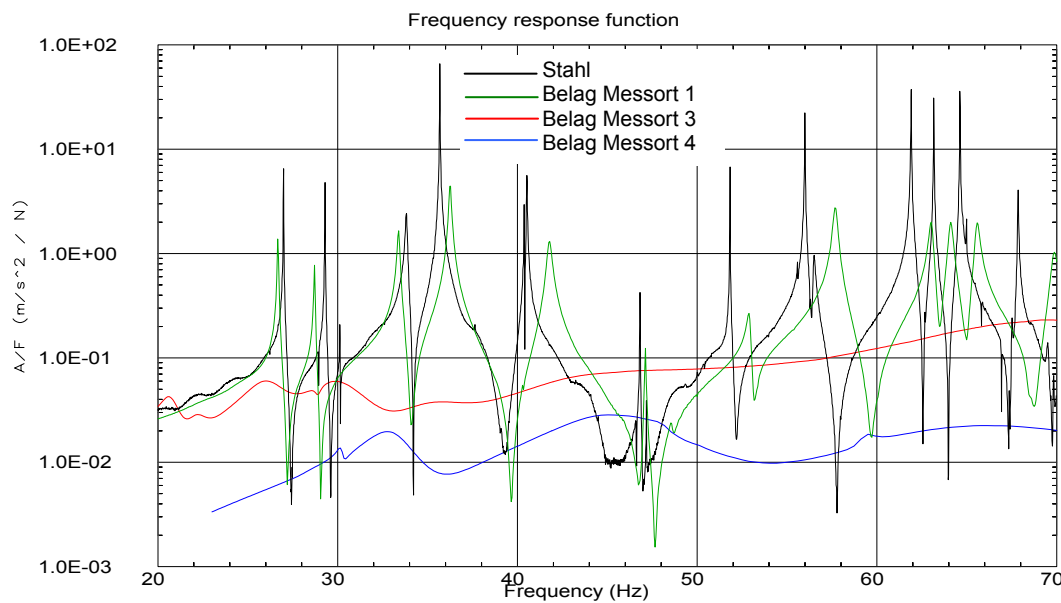


Abbildung A7.14: Experimentell ermittelte Frequenzgänge der Laborstruktur für die Zustände Stahl sowie Stahl mit Belägen der Messorte 1, 3 und 4 der Werftmessung

Tabelle A7.2: Eigenfrequenzen und Dämpfungsgrade der Laborstruktur in Abhängigkeit von den verwendeten Decksbelägen

ModeNr.	Stahldeck ohne Be- lag		Stahldeck mit Belag 1		Stahldeck mit Belag 2		Stahldeck mit Belag 3	
	Frequenz [Hz]	Dämp- fungsgrad [%]	Frequenz [Hz]	Dämp- fungsgrad [%]	Frequenz [Hz]	Dämp- fungsgrad [%]	Frequenz [Hz]	Dämp- fungsgrad [%]
0	9.81	0.060	9.78	0.225	9.90	1.80	10.50	1.03
1	26.98	0.019	26.68	0.078	20.60	2.45	28.14	1.63
2	29.30	0.012	28.71	0.103	21.99	3.30	32.93	4.33
3	30.13	0.014	29.83	0.047	-	-	30.28	0.63
4	33.82	0.152	33.40	0.191	25.81	4.55	48.29	5.53
5	35.68	0.011	36.26	0.141	29.94	5.95	69.39	8.33
6	40.53	0.041	41.78	0.312	35.30	6.21	95.50	10.00