



## Schlussbericht des Vorhabens

# ***EPES – Effiziente Prognose vibroakustischer Eigenschaften in der Schiffsentwurfsphase***

## ***Teilvorhabensbezeichnung: Akustische Optimierung und experimentelle Validierung von Schiffskomponenten***

Förderkennzeichen: 03SX305H

Laufzeit des Vorhabens: 01.12.2010 - 31.05.2014

Zuwendungsempfänger: Technische Universität Darmstadt  
Fachgebiet Systemzuverlässigkeit und  
Maschinenakustik SzM  
Magdalenenstr. 4  
64289 Darmstadt  
<http://www.szm.tu-darmstadt.de>

Gefördert durch:



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Energie

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie unter dem Förderkennzeichen 03SX305H gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

# EPES – Effiziente Prognose vibroakustischer Eigenschaften in der Schiffsentwurfsphase

## Schlussbericht des Vorhabens

Teilvorhabensbezeichnung: Akustische Optimierung und experimentelle Validierung von Schiffskomponenten



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT



Förderkennzeichen: 03SX305H  
Laufzeit des Vorhabens: 01.12.2010 - 31.05.2014  
Zuwendungsempfänger: Technische Universität Darmstadt  
Fachgebiet Systemzuverlässigkeit  
und Maschinenakustik SzM  
Magdalenenstr. 4  
64289 Darmstadt  
<http://www.szm.tu-darmstadt.de>



Gefördert durch:



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Energie

aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT



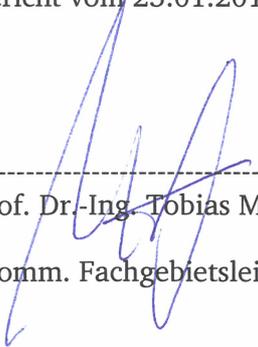
Auftraggeber **BMWi – vertreten durch:  
Projektträger Jülich – Forschungszentrum Jülich GmbH**  
Postfach 61 02 47  
10923 Berlin

Auftrag Nr. 03SX305H

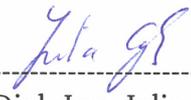
Forschungsstelle **Fachgebiet Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM**  
Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz  
Technische Universität Darmstadt  
Magdalenenstraße 4  
64289 Darmstadt  
<http://www.szm.tu-darmstadt.de>

Kontakt Dr.-Ing. Joachim BöS  
Tel.: 06151 16 2903  
Fax: 06151 16 6928  
E-Mail: [boes@szm.tu-darmstadt.de](mailto:boes@szm.tu-darmstadt.de)

Bericht vom 23.01.2015

  
-----  
Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz  
(komm. Fachgebietsleitung)

  
-----  
Dr.-Ing. Joachim BöS  
(Projektleitung)

  
-----  
Dipl.-Ing. Julia Groß  
(Sachbearbeitung)

---

---

## Inhaltsverzeichnis

---

<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>III</b>
<b>1 Kurze Darstellung</b>	<b>1</b>
1.1 Aufgabenstellung .....	1
1.2 Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde .....	1
1.3 Planung und Ablauf des Vorhabens .....	2
1.4 Wissenschaftlich-technischer Stand zu Projektbeginn .....	3
1.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen .....	4
<b>2 Eingehende Darstellung</b>	<b>5</b>
2.1 Verwendung der Zuwendung und erzieltetes Ergebnis .....	5
2.1.1 Bewertungskriterien für die akustische Qualität schiffbaulicher Entwürfe.....	5
2.1.2 Kurzbeschreibung der Strukturintensitäts-Methode (STI) .....	7
2.1.3 Numerische Simulation und experimentelle Messungen am AAL-Schifffundament .....	13
2.1.4 Bestimmung des Verlustfaktors an verschiedenen Koppelementen.....	24
2.1.5 Akustikmessungen während Probefahrt einer FSG-Fähre.....	32
2.2 Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises .....	39
2.3 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit.....	39
2.4 Voraussichtlicher Nutzen und Verwendbarkeit des Ergebnisses .....	39
2.5 Fortschritte auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen.....	39
2.6 Erfolgte und geplante Veröffentlichungen .....	40
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>IV</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>VI</b>

---

## 1 Kurze Darstellung

---

### 1.1 Aufgabenstellung

Im Schiffsbau bilden die vibroakustischen Eigenschaften sowohl von Komponenten als auch der Gesamtstruktur eines Schiffes zunehmend eine entscheidende Anforderung im heutigen Entwicklungsprozess. Die sichere Vorhersage der akustischen Eigenschaften von Schiffsentwürfen stellt vor allem die Grundlage zur Sicherung der zunehmenden Ansprüche an Arbeitsbedingungen und Komfort im Schiffbau dar. Die Überschreitung eines vorgegebenen Schalldruck- oder Körperschallpegels kann neben Komforteinbußen auch zu gesundheitlichen Beeinträchtigungen sowie Aufmerksamkeits- und Leistungsdefiziten führen. Das Ziel des Gesamtvorhabens war es somit, ein Simulations- und Anwendungswerkzeug zur Prognose der akustischen Eigenschaften zu entwickeln, das eine gute Genauigkeit in jeder Phase des Schiffentwurfs bietet. Mit Hilfe des Simulations- und Anwendungswerkzeugs kann frühzeitig im Entwicklungsprozess der Einfluss bestimmter Schiffskomponenten, z. B. der Antriebseinheit, auf die Akustik im Schiff ermittelt werden. Akustische Problemstellen im Schiff können identifiziert und durch akustische Verbesserungsmaßnahmen behoben werden.

Zur Realisierung des Gesamtvorhabens war das Fachgebiet SzM der TU Darmstadt an der numerischen Modellbildung und Simulation von Schiffskomponenten beteiligt. Des Weiteren wurde am Fachgebiet SzM der Einfluss von Koppelstellen auf die Ausbreitung von Körperschall in Schiffskomponenten theoretisch und experimentell untersucht. Zur experimentellen Validierung der entwickelten Modelle und Berechnungsverfahren hat das Fachgebiet SzM außerdem sowohl experimentelle Untersuchungen an Versuchsträgern als auch Messungen im Bordbetrieb geplant und durchgeführt.

### 1.2 Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde

Das Fachgebiet Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM arbeitet vorwiegend grundlagenorientiert, hat aber durch die enge Zusammenarbeit mit dem Fraunhofer LBF die Möglichkeit, auf umfangreiche Versuchsanlagen für angewandte Untersuchungen zurückgreifen zu können. Der Begriff „Maschinenakustik“ wurde in den 1960er Jahren am damaligen Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebe geprägt, aus dem die Arbeitsgruppe „Maschinenakustik“ hervorgegangen ist. Damals und auch heute untersuchen die Mitarbeiter des Fachgebiets physikalische Grundlagen der Entstehung von Maschinengeräuschen und leiten daraus Berechnungsvorschriften für die Schallleistung von Systemen ab. Es folgten Forschungsarbeiten zur Geräuschemissionsprognose für krafterregte Strukturen, Numerik-Anwendung (FEM/BEM), Strukturoptimierung, die Untersuchung

---

alternativer Werkstoffe für Extremleichtbau (Aluminiumschäume) sowie erste Untersuchungen zur Körperschallleitung und Körperschallintensität. Ab 2003 kamen Forschungsarbeiten zu den Themen AVC (active vibration control) und ASAC (active structural acoustic control) hinzu. Seit 2005 gehört die Arbeitsgruppe Maschinenakustik zum Fachgebiet „Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM“. Seitdem stehen Themen wie AVC/ASAC, akustische Modellgesetze, virtuelles Fundament, alternative Konstruktionswerkstoffe (GFK, PA, PU etc.), Maschinendiagnose (Akustik als Kriterium für den Zustand der Systemzuverlässigkeit), Strukturintensität, Getriebegeräusche und Psychoakustik im Vordergrund. Zur Ausstattung gehören Mess- und Versuchstechnik sowie diverse Softwaretools.

### 1.3 Planung und Ablauf des Vorhabens

Das Projekt gliederte sich in 5 Arbeitspakete:

- Gesamtkonzept, Datendefinition und Bewertungskriterien,
- Methodenentwicklung und Subsystembetrachtung,
- Gesamtsystembetrachtung Detailmodell,
- Validierung der entwickelten Methoden und
- Nutzbarmachung der Projektergebnisse.

Für das Teilvorhaben des Fachgebiets Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM ergaben sich folgende inhaltliche Schwerpunkte, die auch durch die entsprechende Anzahl an Personenmonaten abgebildet wurden:

- Planung, Vorbereitung, Durchführung, Auswertung und Interpretation von numerischen Simulationen zur Luftschallabstrahlung und Körperschallausbreitung und
- Planung, Vorbereitung, Durchführung, Auswertung und Interpretation von Luft- und Körperschallmessungen am Gesamtsystem, an Subsystemen sowie an Versuchsträgern.

Zusätzlich hat das Fachgebiet SzM die Entwicklung der gemeinsamen Schnittstellen und der Nutzbarmachung der Ergebnisse unterstützt.

Aufgrund nicht vorhersehbarer Verzögerungen im Projekt sowie verspäteter Stellenbesetzung bei mehreren Projektpartnern, dem Fachgebiet SzM mit inbegriffen, konnten nicht alle Teilziele zum ursprünglichen Projektende erreicht werden. Es wurde daher eine kostenneutrale Projektverlängerung beantragt und genehmigt, und die ausstehenden Arbeiten wurden erfolgreich bearbeitet. Der zugehörige Zeitplan für alle Arbeitspakete, an denen das Fachgebiet SzM beteiligt war, ist in Tabelle 1.1 dargestellt. Die grau gefärbten Flächen beschreiben den kompletten Bearbeitungszeitraum



---

schiffbaulichen Strukturen (Wand, Decke) über ein entsprechend definiertes Übertragungsabstrahlmaß ab. Die Ausbreitung des Körperschalls von Anregungsquellen wird über empirische Gleichungen, die auf Erfahrungswerten aus Messungen basieren, bestimmt. Für eine technisch und wirtschaftlich optimierte Auswahl von Maßnahmen zur Einhaltung von akustischen Grenzwerten ist jedoch eine rechnerische Prognose von Schalldruckpegeln und Schwingungen von allen Räumen eines Schiffes erforderlich.

Eine detaillierte Beschreibung des wissenschaftlich-technischen Stands zu Projektbeginn ist im Kapitel „Stand von Wissenschaft und Technik“ in der Vorhabensbeschreibung wiederzufinden.

### **1.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen**

Folgende Partner waren am EPES-Projekt beteiligt: Flensburger Schiffbau-Gesellschaft mbH & Co. KG (FSG), Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit LBF, Fr. Lürssen Werft GmbH & Co. KG, Novicos GmbH, Technische Universität Berlin (Fachgebiet Entwurf und Betrieb Maritimer Systeme sowie Fachgebiet Technische Akustik), Technische Universität Darmstadt (Fachgebiet Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM), Technische Universität Hamburg-Harburg (TUHH, Institut für Modellierung und Berechnung), ThyssenKrupp Marine Systems GmbH (Operating Units Surface Vessels und Submarines).

Eine enge Zusammenarbeit fand mit dem Fraunhofer LBF statt. Gemeinsam wurden Messungen an einem Motorfundament eines Seenotrettungskreuzers („AAL-Fundament“) durchgeführt. Neben der Ermittlung diverser Schalldrücke an diskreten Punkten im Raum zur Analyse der Abstrahlcharakteristik wurden auch Übertragungsfunktionen von der Struktur zu den Lagerungspunkten analysiert.

In der Zusammenarbeit mit der TUHH wurden die Unterschiede und Gemeinsamkeiten der Verfahren EFEM und STI analysiert sowie an verschiedenen Teststrukturen evaluiert.

Gemeinsam mit der FSG wurden Luft- und Körperschallmessungen an Bord einer FSG-Fähre durchgeführt. Aus den aufgenommenen Messdaten wurden im Verlauf des Vorhabens Vergleichsgrößen gebildet, die zum Abgleich der Ergebnisse der numerischen Simulationen herangezogen wurden.

---

## 2 Eingehende Darstellung

---

### 2.1 Verwendung der Zuwendung und erzielttes Ergebnis

#### 2.1.1 Bewertungskriterien für die akustische Qualität schiffbaulicher Entwürfe

Im ersten Arbeitspaket war das Fachgebiet SzM an der Aufgabe „Bewertungskriterien für die akustische Qualität schiffbaulicher Entwürfe“ beteiligt. Hierfür hat das Fachgebiet SzM vorhandene Normen im Schiffslärbereich recherchiert, analysiert und den Projektpartnern vorgestellt. Folgende Normen und Richtlinien aus dem Bereich des Schiffwesens sind seitens des Fachgebiets SzM besonders hervorgehoben worden:

- **International Maritime Organization, MSC.337 (91)** „Adoption of the Code on Noise Levels on Board Ships“
- **DIN EN ISO 2922** „Messung des von Wasserfahrzeugen auf Binnengewässern und in Häfen abgestrahlten Luftschalls“
- **DIN EN ISO 14509-3** „Kleine Wasserfahrzeuge – von motorgetriebenen Sportbooten abgestrahlter Luftschall – Teil 3: Beurteilung der Schallemission mittels Rechen- und Messverfahren“
- **DIN ISO 2923** „Geräuschemessung auf Wasserfahrzeugen“
- **DIN ISO 6954** „Leitfaden für die Messung, Angabe und Bewertung von Schwingungen im Hinblick auf die Erträglichkeit für den Menschen auf Fahrgastschiffen und Handelsschiffen“
- **VDI 2057** „Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen – Ganzkörperschwingungen“
- **DAGA 2009** „Radiation of sound induced by structure-borne sound“, S. Semrau, Ch. Weißborn; Germanischer Lloyd, Hamburg
- **Germanischer Lloyd (GL) Technology** „Ship Vibration“
- **Det Norske Veritas (DNV):** „Rules for Classification of Ships“
- **ICES Cooperative Research Report No. 209** „Underwater noise of research vessels“

Vorrangig werden in den DIN-Normen Messbedingungen und Messvorschriften in Bezug auf Luftschall bei Wasserfahrzeugen genannt. In der IMO-Resolution werden hingegen auch konkrete Grenzwerte für maximal zulässige Schalldruckpegel aufgeführt. Sie ist damit die einzig bindende Richtlinie bzgl. Schalldruckpegel für Werften. Für die Schallabstrahlung in Häfen wurde auf die DIN EN ISO 2922 hingewiesen. Da auch Körperschallschwingungen das Wohlbefinden eines Passagiers oder Crewmitgliedes beeinflussen können, wurde ebenfalls auf die VDI-Richtlinie 2057 einge-

---

gangen, in der die Auswirkung von Schwingungen auf den Menschen, getrennt nach Wirkungsrichtung, aufgeführt werden.

Im Rahmen des Arbeitspakets wurden auch Normen und Richtlinien zur Schallabstrahlung im Wasser zum Schutz der Meere gesucht. DNV hat für vier Schiffstypen Richtlinien erarbeitet, um diese Schiffe je nach Arbeitsbereich einer eigenen akustischen Güteklasse zuordnen zu können. Die zulässigen maximalen Schalldruckpegel sind in den „Rules for Classification“ aufgeführt. Ab 1995 wurde vom ICES (International Council for the Exploration of the Sea) eine Grenzkurve herausgegeben, welche die Schallabstrahlung für Ortungsschiffe zur Ortung von Fischschwärmen für den Fischereibetrieb festlegt.

Neben vorhandenen Richtlinien im Schiffswesen existieren auch unterschiedliche Richtlinien in anderen Fachdisziplinen wie beispielsweise die Schallschutzrichtlinien in Wohn- und Gewerberäumen, die akustische Anforderungen und Regeln enthalten. Da die Schiffe, die in diesem Vorhaben behandelt wurden, auch Wohn- und Arbeitsraum für die auf ihnen beschäftigten Menschen darstellen, waren diese Richtlinien für dieses Vorhaben bedeutsam. Folgende Normen aus dem Bauwesen wurden recherchiert:

- **TA Lärm** „Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm“
- **DIN 4109** „Bauaufsichtliche Anforderungen an den Schallschutz“
- **BImSchG** (Bundes-Immissionsschutzgesetz)
- **DEGA-Empfehlung 103** „Schallschutz im Wohnungsbau – Schallschutzausweis“
- **LärmVibrationsArbSchV** „Verordnung zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen“
- Landesbauordnung (LBO) Baden-Württemberg
- Landesbauordnung (LBO) Hessen

## **Fazit**

Die nationalen Vorschriften orientieren sich größtenteils an die IMO-Resolution. Hierbei geschieht eine Klassifizierung der Schiffe anhand von Messungen. Die Einordnung in die Klassen ist abhängig vom Schiffstyp (Cruiser, Frachter, Handelsschiff usw.) und der nationalen Umsetzung der IMO-Resolution. Als Bewertungsgrößen dienen der A-bewertete Schalldruckpegel, das Luftschalldämmmaß und der Trittschallpegel. Analogien zu den Richtlinien im Schiffswesen lassen sich vor allem im Bauwesen und im Schienenverkehr finden.

---

## 2.1.2 Kurzbeschreibung der Strukturintensitäts-Methode (STI)

Im dritten Arbeitspaket des Vorhabens war das Fachgebiet SzM an den Aufgaben „Vorbereitung und Realisierung der Gesamtsystemsimulation“ und „Auswertung und Verifizierung der Gesamtsimulation“ beteiligt. Eine wichtige Teilaufgabe war dabei, die Bereitstellung einer Methode zur Betrachtung der Körperschallausbreitung in schiffbaulichen Strukturen für eine detaillierte Prognose des vibroakustischen Verhaltens der Schiffstruktur. Hierzu wurden zunächst unterschiedliche Ansätze verfolgt, um die geeignetste Methode zu identifizieren. Am Fachgebiet SzM ist die Strukturintensitäts-Methode (STI), von den Projektpartnern Novicos und TUHH die Energie-Finite-Elemente-Methode (EFEM) und von der TU Berlin die statische Energieanalyse (SEA) weiterentwickelt worden.

### Grundlagen zur STI

Bei der numerischen Berechnung der Strukturintensität gliedert sich die STI-Methode als Postprozess an die klassische FEM-Simulation an. Am Fachgebiet SzM wurde nach Rücksprache mit den Projektpartnern die STI verschiedener Strukturen numerisch simuliert<sup>1</sup>. Damit wurden zwei Ziele verfolgt. Zum einen wurde untersucht, ob die STI die EFEM ersetzen könnte, falls sie geeigneter zur Bearbeitung der Projektaufgabe ist. Zum anderen war es das Ziel, im umgekehrten Falle – falls sich die EFEM als geeigneter herausstellt – eine Validierung deren Programmierung anhand des Vergleichs mit der STI durchführen zu können.

Die STI-Methode wurde erstmals von Noiseux 1970 im Journal of Sound and Vibration für die Berechnung des Energieflusses im Platten und Balken verwendet. Dabei wurden messtechnische Verfahren zur Erfassung des Energieflusses vorgestellt.

Aus dem Luftschall bekannt ist die Schallintensität  $\vec{I}$ . Sie ist das Produkt aus dem Schalldruck  $p$  und dem Vektor der Schallschnelle  $\vec{v}$ . Die Schallintensität ist somit ebenfalls ein Vektor, welcher die gleiche Richtung aufweist wie der Vektor der Schallschnelle. Sie beschreibt die Schallenergie, die pro Zeiteinheit senkrecht durch eine Fläche fließt und gibt somit den Energiefluss der Luftschallausbreitung an. Es gilt

---

<sup>1</sup> Veröffentlichungen zeigen, dass die STI bereits erfolgreich für Berechnungen des Energieflusses in Schiffstrukturen eingesetzt wird:

Xu, Lee, Wang, Lu (2004): The energy flow analysis in stiffened plates of marine structures. In: Thin-Walled Structures. 42, pp. 979–994.

Cho, Kim, Kim (2010): Structural intensity analysis of a large container carrier under harmonic excitations of propulsion system. In: International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. 2, pp. 87–95.

$$\vec{I} = p \cdot \vec{v} \quad (\text{in W/m}^2). \quad (2.1)$$

Analog dazu kann auch der Energiefluss des Körperschalls in festen Strukturen definiert werden – die Strukturintensität  $\vec{I}_S$ . In diesem Fall wird die Intensität jedoch nicht mehr von der skalaren Größe des Schalldrucks  $p$ , sondern durch den Spannungstensor  $\mathbf{S}$  beschrieben.

Wird in Gleichung (2.1) der Schalldruck durch den negativen Spannungstensor ersetzt, so ergibt sich für die Strukturintensität

$$\vec{I}_S = -(\mathbf{S} \cdot \vec{v}) \quad (\text{in W/m}^2). \quad (2.2)$$

Ausgeschrieben in die drei Raumrichtungen ergibt sich

$$\begin{bmatrix} I_{S,x} \\ I_{S,y} \\ I_{S,z} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix}. \quad (2.3)$$

Das negative Vorzeichen wird dabei eingeführt, um positive Energieflüsse in positiven Koordinatenrichtungen angeben zu können, da in der Mechanik Druckspannungen allgemein mit negativem Vorzeichen definiert sind.

Eine alternative Formulierung der STI für Schalenstrukturen wurde von Romano (1990) beschrieben. Bei dünnwandigen Strukturen (Schalen) entfällt der Energiefluss in Dickenrichtung der Struktur (senkrecht zur Oberfläche). Der Vektor der Strukturintensität wird somit im Koordinatensystem der Ebene zweidimensional. Die STI in Schalen  $\vec{I}'_S$  lässt sich dann nach einer Integration über die Schalendicke  $h$

$$\vec{I}'_S = \int_{-h/2}^{h/2} \vec{I}_S \, dz \quad \text{in W/m} \quad (2.4)$$

als Produkt der inneren Kräfte und Momente mit den korrespondierenden Geschwindigkeiten ausdrücken

$$\vec{I}'_S = \begin{bmatrix} I_{S,x} \\ I_{S,y} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} N_x v_x + N_{xy} v_y + M_x \dot{\phi}_y - M_{xy} \dot{\phi}_x + Q_x v_z \\ N_y v_y + N_{yx} v_x - M_y \dot{\phi}_x + M_{yx} \dot{\phi}_y + Q_y v_z \end{bmatrix}. \quad (2.5)$$

Abbildung 2.1 zeigt die Orientierung der jeweiligen Schnittgrößen und Freiheitsgrade aus Gleichung (2.5).

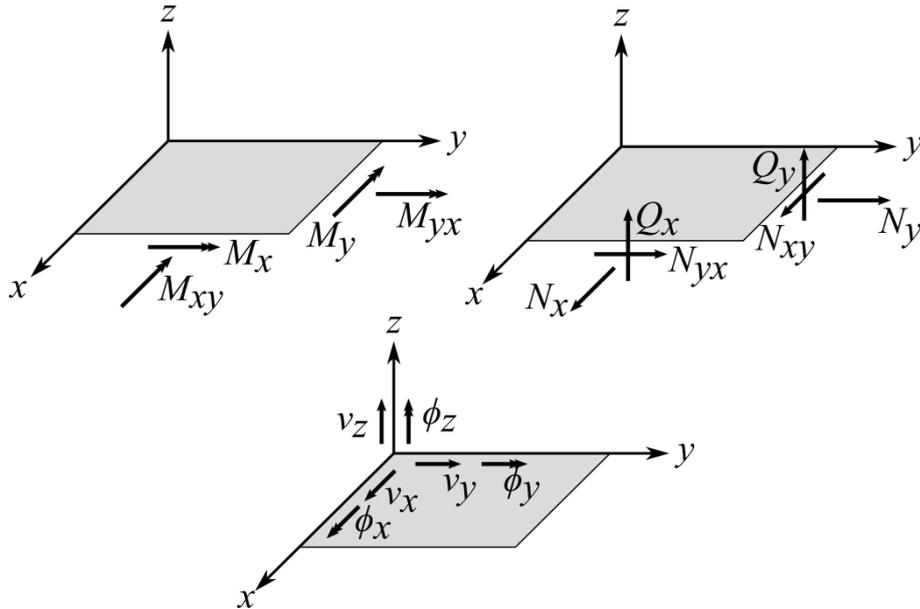


Abbildung 2.1: Orientierung der Schnittgrößen und Verschiebungen/Verdrehungen

Die Normalkraftanteile geben demnach den Energiefluss der Schwingungen in der Plattenebene wieder, während die Anteile aus der Querkraft und den Momenten den aus den Biege- und Torsionswellen resultierenden Energiefluss beschreiben.

Natürlich lässt sich die STI in Schalen auch über die Verschiebungen definieren (Abbildung 2.2). Für den Fall der STI in  $x$ -Richtung lautet er demnach:

$$I_{S',x} = - \left[ \frac{Eh}{1-\mu^2} \left( \frac{\partial u_x}{\partial x} + \mu \frac{\partial u_y}{\partial y} \right) \cdot v_x + Gh \left( \frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \right) \cdot v_y + B' \left( \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} \right) \cdot \phi_y + B'(1-\mu) \frac{\partial^2 u_z}{\partial x \partial y} \cdot \phi_x - B' \frac{\partial(\nabla^2 u_z)}{\partial x} \cdot v_z \right]. \quad (2.6)$$

Im Vorhaben waren keine Zeitbereichsbetrachtungen, sondern Aussagen im Frequenzbereich von Relevanz. Die STI im Frequenzbereich hängt mit der im Zeitbereich wie folgt zusammen

$$Re(\vec{I}_S(f)) = \langle \vec{I}_S(t) \rangle. \quad (2.7)$$

Die Strukturintensität im Frequenzbereich ist somit eine komplexe Größe. Ihre analoge Schreibweise zu Gleichung (2.7) lautet

$$\vec{I}_S(f) = -\frac{1}{2} \cdot \underline{\mathbf{S}}(f) \cdot \vec{v}^*(f). \quad (2.8)$$

Der Faktor  $1/2$  ergibt sich aus der Verwendung von Spitzenwerten bei der Bildung der Kreuzleistungsdichte anstatt von RMS-Werten. Lediglich der Realteil der komplexen STI beschreibt den Energiefluss in der Struktur.

## Vergleich der Energie-Finite-Elemente-Methode (EFEM) und der Strukturintensität (STI)

Zum Vergleich der beiden Methoden EFEM und STI miteinander wurde für das erste Entwicklertreffen im AP 2b/3b in Darmstadt von der TUHH und Novicos sowie von der TU Darmstadt, Fachgebiet SzM, zunächst eine Platte mit den Maßen 0,85 m auf 0,55 m modelliert. Zur Vergleichbarkeit der Simulationen wurde die Platte bei verschiedenen Frequenzen angeregt, um so mehrere Ergebnisse zu haben, die miteinander verglichen werden konnten. Exemplarisch wird im Folgenden der Vergleich für eine Frequenz von 77 Hz gezeigt. Die zugehörige Schwingform der Platte ist in Abbildung 2.2 zu sehen.

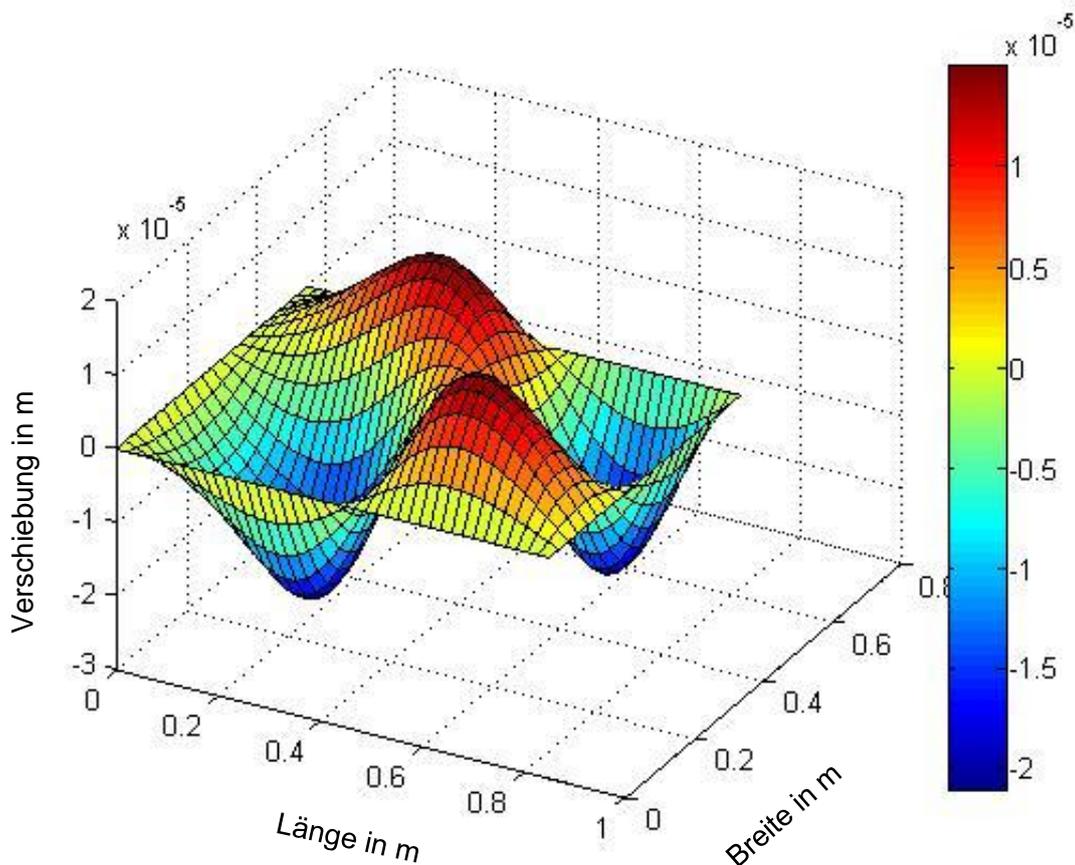


Abbildung 2.2: Verschiebung der Platte in m

Die Gegenüberstellung der zugehörigen STI – berechnet vom Fachgebiet SzM – und dem Energieverlauf aus der EFEM – berechnet von der TUHH – ist in Abbildung 2.3 und Abbildung 2.4 gegeben. Der farbliche Verlauf in Abbildung 2.3 stellt die Energiedichte (Flussdichte) auf der Platte dar (Betrag des Realteils). Die eingezeichneten Pfeile stellen die Richtung des Energieflusses dar. In Abbildung 2.4 ist nur der farbliche Verlauf, die Energiedichte, zu sehen, da dies der Output der EFEM ist. Die mit der EFEM berechneten Energiedichte ist eine über eine Wellenlänge und eine Periode gemittelte Größe.

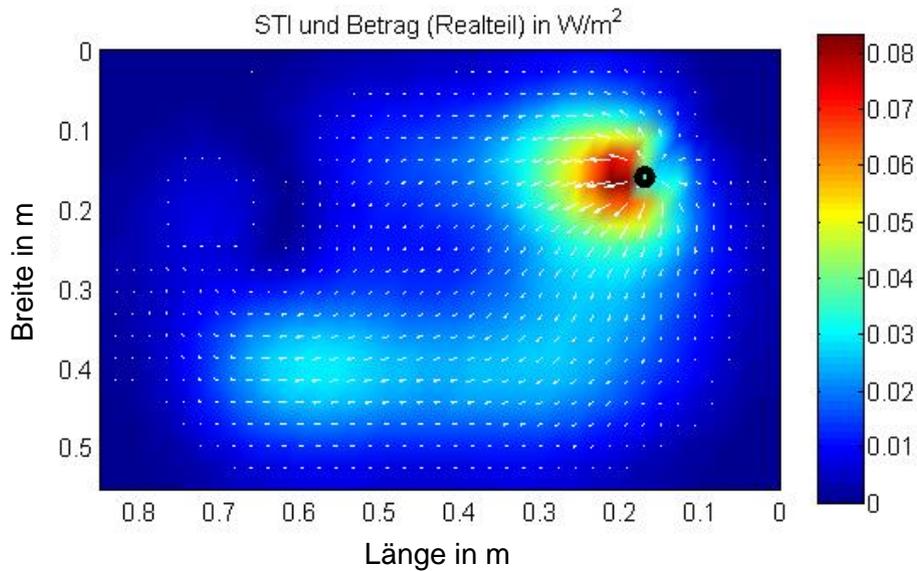


Abbildung 2.3: STI und Betrag in  $W/m^2$  der Plattenstruktur, SzM

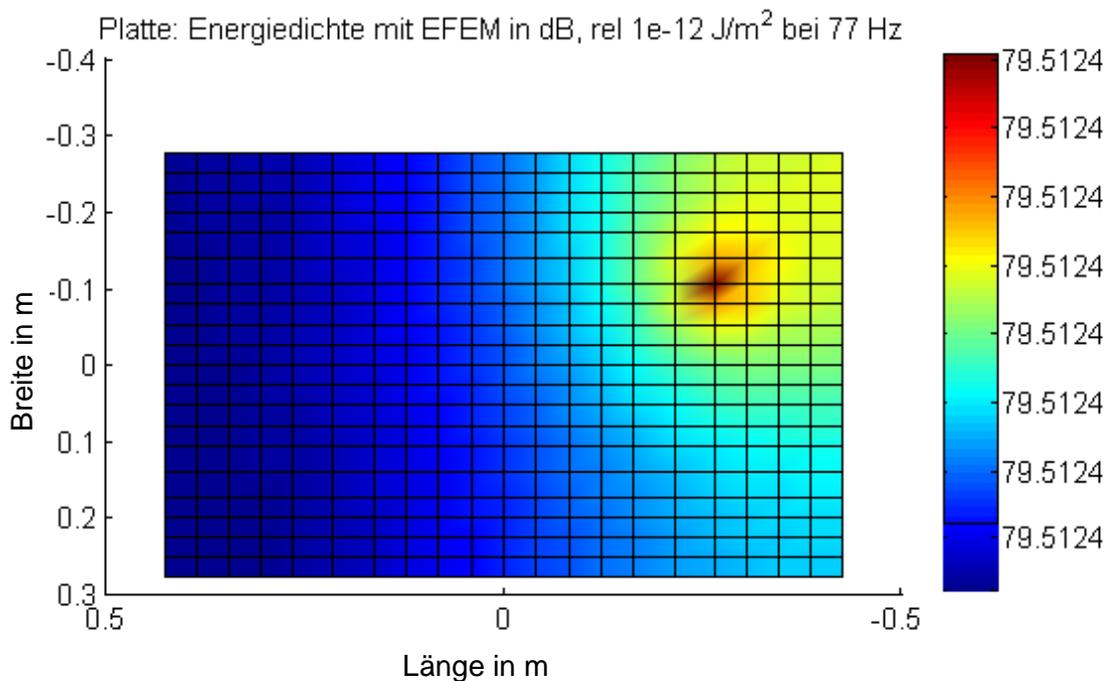


Abbildung 2.4: Energiedichte der Plattenstruktur, EFEM

Die Methoden EFEM und STI liefern qualitativ vergleichbare Ergebnisse in Bezug auf die Energiedichte. Die Energiedichte besitzt ihr Maximum an der Krafteinleitungsstelle und breitet sich davon ausgehend in der Struktur aus, weswegen die Energiedichte sinkt. Aufgrund der unterschiedlichen Größen (physikalische Einheiten versus Pegeldarstellung) ist der quantitative Vergleich nicht möglich. Die STI zeigt im Gegensatz zur Lösung der EFEM den genauen Verlauf der Körperschallenergie innerhalb der Platte an. Die Richtung des Energieflusses an jedem Punkt ist zu erkennen. Der Energiepfad in die Platte wird in der EFEM nicht aufgelöst.

---

## Fazit

Geht es darum, den Körperschallfluss durch die Struktur exakt zu kennen und gezielt zu beeinflussen, ist die STI eine geeignete Methode. Um globale Aussagen über ein Energieniveau auf einer Struktur treffen zu können, sind beide Methoden geeignet. Die EFEM benötigt eine kürzere Rechenzeit, was bei der Berechnung des Gesamtsystems wichtig ist. Die EFEM hat weiterhin ihren Schwerpunkt im hochfrequenten Bereich, wo die Energiedichte über einer Platte als nahezu gleichverteilt angenommen werden kann. Sind in einigen Bereichen konkrete Richtungen der Energieausbreitung von Interesse, so können diese aber mit der STI ermittelt werden.

Im Vorhaben diente die STI lediglich zu Validierungszwecken der anderen beiden Methoden. Für das entworfene Simulations- und Auswertungswerkzeug des Vorhabens stand die Weiterentwicklung der Methoden EFEM und SEA im Vordergrund.

### 2.1.3 Numerische Simulation und experimentelle Messungen am AAL-Schiffsfundament

Im Rahmen der Arbeitspakete 3b-03 (Auswertung und Verifizierung der Systemsimulation) und 4-01 (Experimentelle Untersuchungen auf Versuchsständen) wurden am Fachgebiet SzM numerische Simulationen und experimentelle Messungen an Versuchsträgern durchgeführt. Ziel war die Bereitstellung von numerischen und experimentellen Daten als Vergleichswerte für Methodentests. Das „AAL-Schiffsfundament“ in Abbildung 2.5 wurde 2008 in einem gemeinsamen Projekt des Fraunhofer-Instituts für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit LBF und der Lürssen Werft dazu genutzt, eine aktive Aggregatelagerung (AAL) zu entwickeln und zu testen. Durch die Verfügbarkeit der realen Struktur am Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit LBF war der Abgleich von numerischen Ergebnissen mit Daten aus experimentellen Messungen vor Ort ohne größeren logistischen Aufwand möglich, weshalb die Methodentester das Schiffsfundament auch als Teststruktur für die entwickelten Algorithmen nutzten. Das Motorfundament besteht aus zusammengeschweißten Aluminiumplatten mit Dicken von 3 bis 12 mm.



Abbildung 2.5: AAL-Schiffsfundament im halbschalltoten Raum des Fachgebiets SzM

#### Numerische Simulationen am AAL-Fundament

Links in Abbildung 2.6 ist das numerische Modell des Fundaments mit feiner Vernetzung abgebildet. Die unterschiedlichen Farben geben Bereiche gleicher Schalendicke an. Mit diesem Modell wurde am Fachgebiet SzM eine STI-Simulation des AAL-Schiffsfundaments durchgeführt. Wie in Abbildung 2.5 zu erkennen ist, ist das reale Fundament auf 6 Koppelementen gelagert. Die Lage-

---

ung wurde numerisch auf zwei Arten umgesetzt. Einmal wurde an den zugehörigen Bereichen lediglich der vertikale Freiheitsgrad gesperrt und einmal wurden Federn an den 6 Lagerpunkten angebracht. In einem ersten Schritt wurden die zwei Modalanalysen des Modells durchgeführt – mit fixierter Lagerung und mit Federlagerung. Im zweiten Schritt wurden harmonische Analysen an den Eigenfrequenzen durchgeführt. Die Berechnung der STI erfolgte als dritter Schritt basierend auf Ergebnissen der harmonischen Analysen. Die Anregung in den harmonischen Analysen erfolgte mittig auf der Rückseite des Fundaments (vgl. Abbildung 2.6: FE-Modell des AAL-Schiffsfundaments rechts).

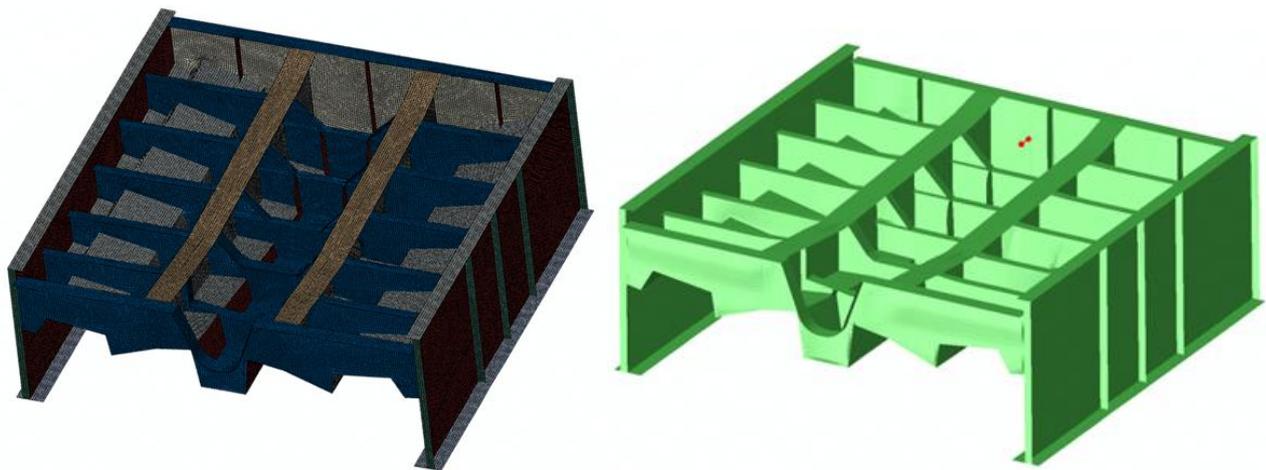


Abbildung 2.6: FE-Modell des AAL-Schiffsfundaments, links: FEM-Netz, rechts: Ort der Kraftanregung

Die Modalanalyse des fixiert gelagerten Fundaments liefert neben drei Starrkörpermoden die ersten 6 Eigenfrequenzen bei 38,4 Hz, 44,1 Hz, 46,6 Hz, 50,5 Hz, 52 Hz und 119 Hz. Aufgrund der Lagerung und der steifen Geometrie der Struktur ergeben sich hauptsächlich Eigenformen, die lokal ausgeprägte Schwingformen sind (Eigenfrequenzen Nr. 2-6) sowie Eigenformen, die global ausgeprägt sind (Eigenfrequenz Nr. 1). Nur die global ausgeprägten Eigenformen sind mit üblichen Messverfahren zur Modalanalyse solch großer Strukturen erfassbar. Bei der Federlagerung beträgt die entsprechende erste globale Eigenfrequenz 24 Hz. Da die reale Lagerung des AAL-Fundaments zwischen beiden modellierten Varianten liegt, wird auch die erste messbare Eigenfrequenz zwischen 24 Hz und 38,4 Hz liegen.

Die 1. (globale) Eigenform des fixiert gelagerten Fundaments ist in Abbildung 2.7 dargestellt.

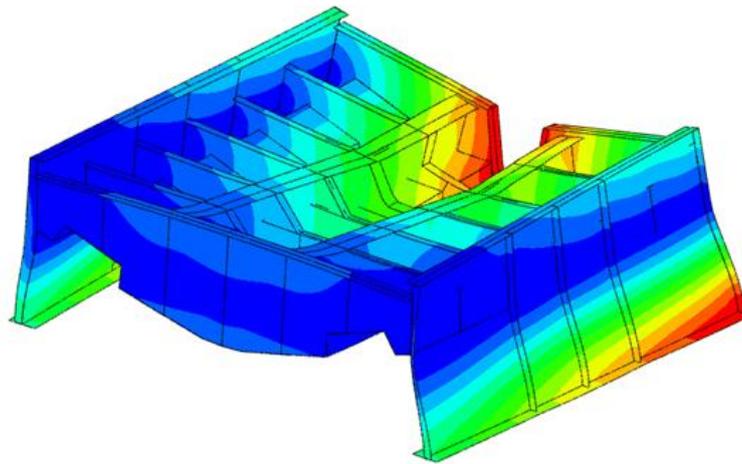
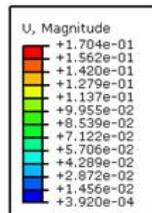


Abbildung 2.7: erste globale Schwingform des fixiert gelagerten Fundaments bei 38,4 Hz

Durch die Anregung mittels einer harmonischen Kraft in der harmonischen Analyse verändert sich das Schwingverhalten. Die erste dominierende globale Betriebsschwingform liegt bei 52 Hz.

In Abbildung 2.8 ist diese erste globale Betriebsschwingform des fixiert gelagerten Fundaments dargestellt. Die zugehörige STI-Verteilung ist in Abbildung 2.9 und Abbildung 2.10 zu sehen. In beiden Abbildungen geben die Pfeile die normierte Richtung des Energieflusses an und der farbliche Verlauf die Flussdichte. In Abbildung 2.9 wird die Flussdichte linear und in Abbildung 2.10 logarithmisch skaliert gezeigt.

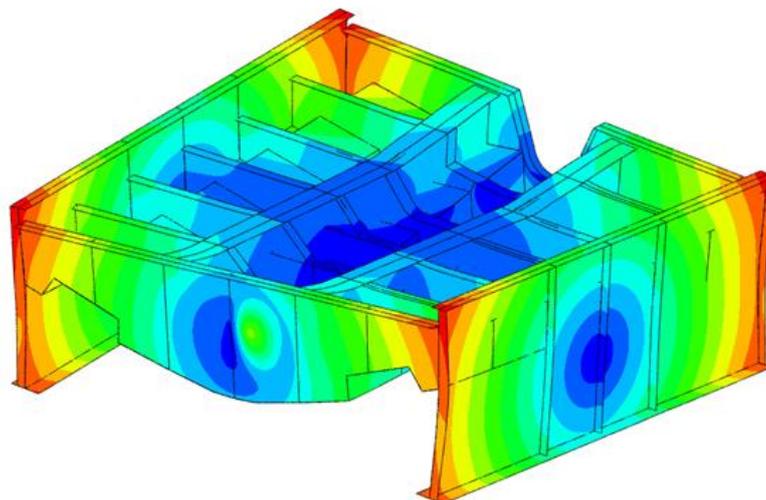
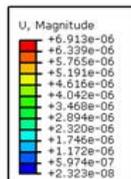


Abbildung 2.8: erste globale Betriebsschwingform des fixiert gelagerten Fundaments bei 52 Hz (Verschiebung bei einer Phasenlage von 0°)

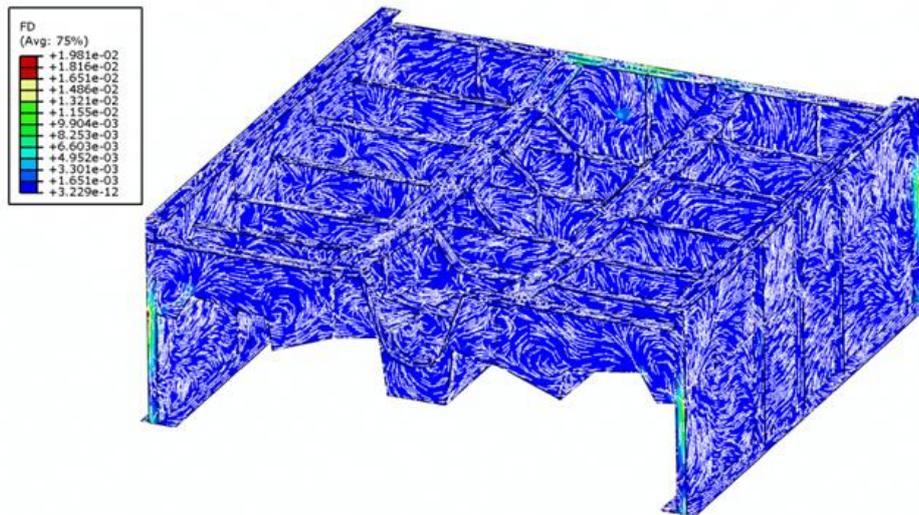


Abbildung 2.9: lineare Strukturintensitätsverteilung bei der ersten globalen Betriebsschwingform bei 52 Hz

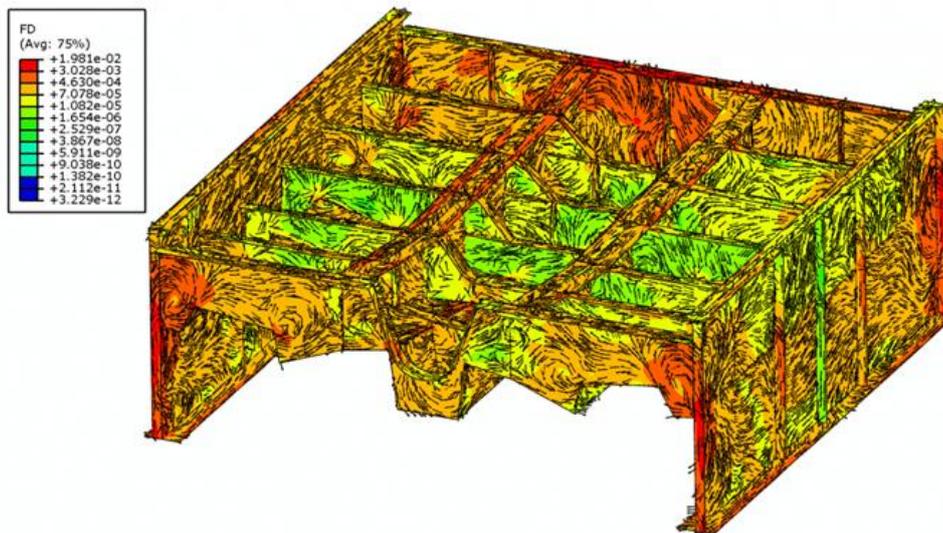


Abbildung 2.10: logarithmische Strukturintensitätsverteilung bei der ersten globalen Betriebsschwingform bei 52 Hz

Die Betriebsschwingform zeigt, dass die vier Eckkanten des Fundaments die größten Verschiebungen aufweisen. Bei Betrachtung der linearen STI-Verteilung ist zu sehen, dass in diesen Bereichen auch am meisten Energie fließt. Ansonsten ist die Energiedichte – wie zu erwarten war – im Bereich der Anregung erhöht. Die logarithmische Skalierung der STI löst die Energiepfade zwischen Anregung und den vier Eckkanten besser auf. So ist im dargestellten Beispiel anhand der STI gut zu erkennen, dass die Energie zu den beiden Eckkanten im vorderen Teil der Abbildung hauptsächlich über die beiden Träger in der Fundamentmitte, welche die Vorder- und Rückseite miteinander verbinden, gelangt. Auch die beiden Fundamentseiten (links und rechts in der Abbildung) weisen Energiepfade nach vorne auf.

Des Weiteren wurden auch akustische Simulationen des Fundaments durchgeführt. Berechnet wurde dabei unter anderem der Schalldruckpegel auf einer halbkugelförmigen Hüllfläche, die einen Radius von 1,5 m um den Mittelpunkt des AAL-Fundaments aufweist. In Abbildung 2.11 ist der Schalldruckpegel bei der ersten globalen Betriebsschwingform dargestellt.

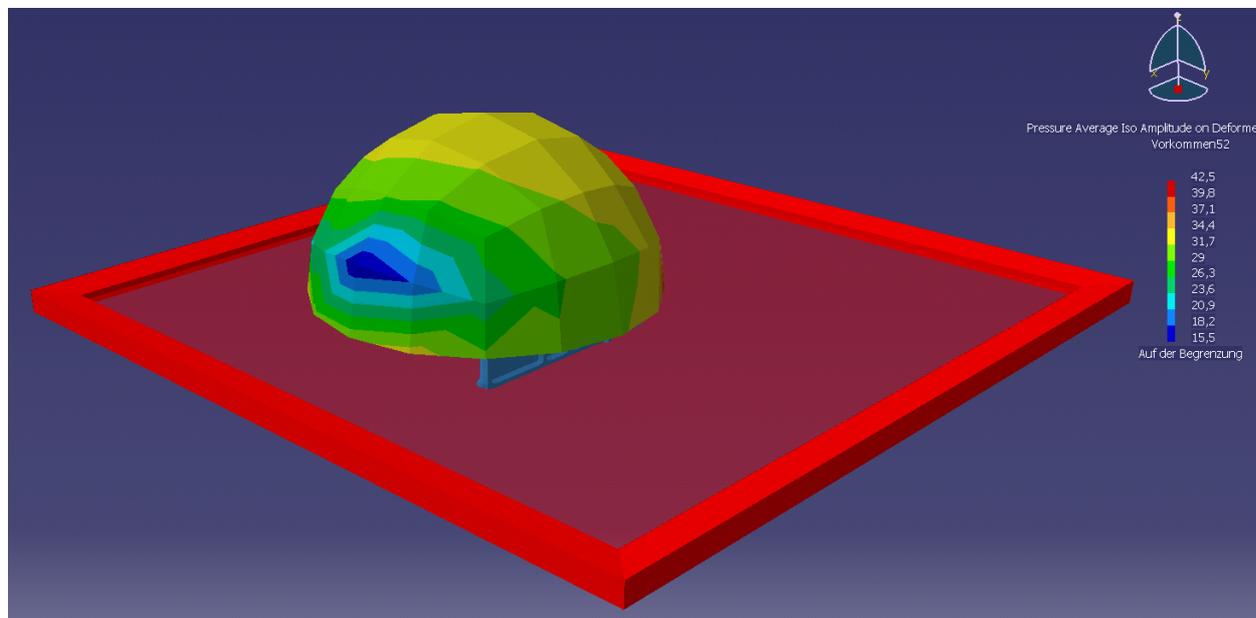


Abbildung 2.11: Schalldruckpegel (Radius 1,5 m) bei der ersten globalen Betriebsschwingform bei 52 Hz

Die rote Ebene visualisiert eine schallharte akustische Randbedingung im Simulationsmodell. Damit wird zur Abbildung der realen Versuchsumgebung ein schallharter Boden simuliert. Die Ausrichtung des Fundaments unter dem Field Point Mesh (Halbkugel mit der Schalldruckpegelverteilung) ist entgegengesetzt zur Ausrichtung des Fundaments in der Abbildung 2.9 und der Abbildung 2.10, d. h. die Fundamentrückseite, an der die Krafteinleitung erfolgt, ist vorne. Es ist zu erkennen, dass die Vorderseite des Fundaments höhere Schalldruckpegel aufweist als die Rückseite. Dieses Ergebnis ist in Einklang mit den STI-Ergebnissen. Diese haben – wie beschrieben – gezeigt, dass in dieser Frequenz die Energie von der Rückseite aus, wo die Krafteinleitung erfolgt, zur Vorderseite fließt. Flächen energiereicher Strukturschwingungen neigen prinzipiell zu einer stärkeren Schallabstrahlung als Bereiche, die energiearme Schwingungen ausführen. Dieser Sachverhalt wird auch durch die Schalldruckverteilung bestätigt, die eindeutig höhere Schalldruckpegel im Bereich abstrahlender Flächen mit hoher Energiedichte zeigt. Dieser Zusammenhang zeigt erneut die Aussagekraft von Energieflussbetrachtungen über das vibroakustische Verhalten einer Struktur. Die Eignung der STI als charakteristische Größe zur Beschreibung des Schwingungszustands einer Struktur wird hiermit bestätigt.

## Experimentelle Messungen am AAL-Schiffsfundament

Am Fachgebiet SzM wurde das Schiffsfundament im fachgebietseigenen halbschalltoten Raum vermessen, um die numerische Simulation am Modell des Fundaments messtechnisch abgleichen zu können. Aus wissenschaftlicher Sicht ist die Validierung numerischer Ergebnisse mit Messergebnissen unerlässlich. Weisen beide Ergebnisse gleiches Verhalten auf, so ist die Aussagekraft numerischer Ergebnisse bestätigt.

Für die Modalanalyse wurde die Struktur mit einem Impulshammer angeregt und die jeweilige Übertragungsfunktion zu 24 weiteren Punkten auf der Struktur gemessen. Die Positionen der – inklusive Anregungspunkt – 25 Messpunkte auf der Struktur sind in Abbildung 2.12 dargestellt. Die Darstellung bildet das anhand der Messpositionen eingelesene Geometriemodell in der Software SO-Analyzer ab, mit welchem später die gemessenen Eigenformen des Fundaments visualisiert werden können. Die Anregung erfolgte an Punkt 20.

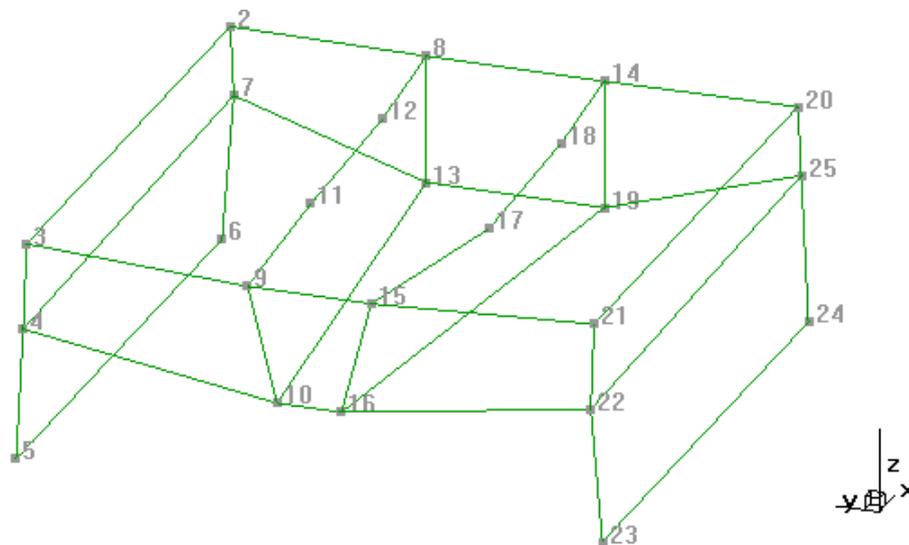


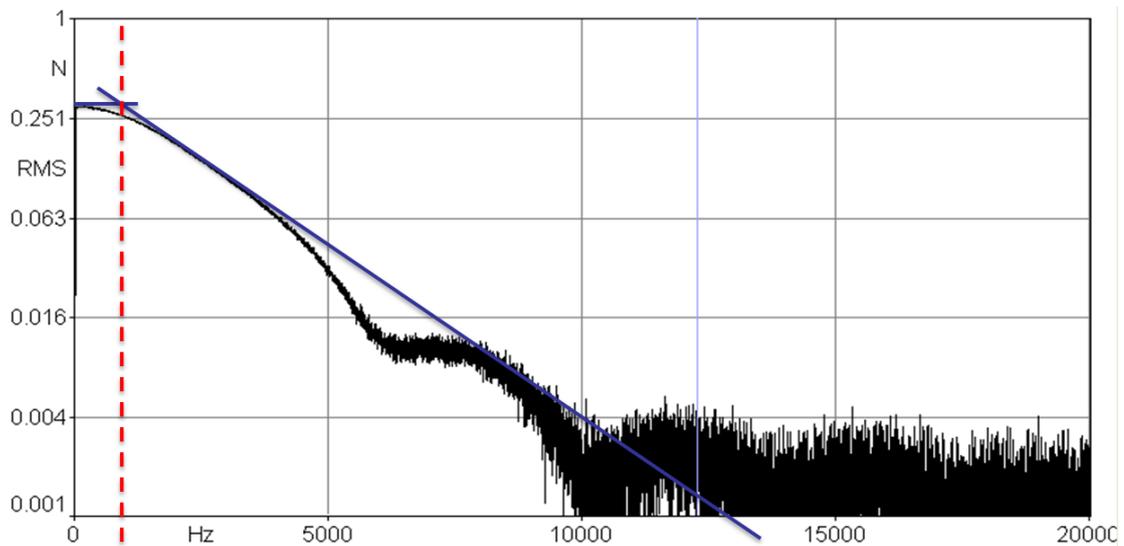
Abbildung 2.12: Geometriemodell des AAL-Fundaments in SO-Analyzer – Visualisierung der 25 Messpunkte

Um möglichst alle globalen Moden des Systems zu erfassen, wurde ein Triax-Sensor verwendet und die Struktur nacheinander in  $x$ -,  $y$ -, und  $z$ -Richtung angeschlagen. In Tabelle 2.1 sind alle wichtigen Mess- und Auswerteparameter zusammengefasst.

Tabelle 2.1: Messbedingungen bei der experimentellen Modalanalyse des AAL-Schiffsfundaments

Abtastrate	51,2 kHz
Filter	10 Hz Hochpassfilterung
Anregung	Impulshammer, Stahlspitze auf Aluminiumstruktur
Sensoren	MMF KS943 Triax-Sensoren
FFT	12801 Linien, Rechteckfenster
Übertragungsfunktion	12801 Linien, Exponentialfenster

Abbildung 2.13 zeigt das gemessene Anregungsspektrum bis 20000 Hz. Das gemessene Spektrum weist die typischen Kennzeichen des Spektrums eines Impulses auf: Ein reziprok asymptotisches Verhalten zu einer horizontalen Gerade bis zur Eckfrequenz mit einem anschließenden linearen Abfall der Einhüllenden des Spektrums. Ebenfalls charakteristisch ist die fortschreitende „Wellenbewegung“ des Spektrums zu höheren Frequenzen hin. Üblicherweise werden Spektren in logarithmischer Frequenzskalierung dargestellt, in der die linearen Bereiche stärker zur Geltung kommen. Die verwendete Software bot hier aber keine Möglichkeit zur Darstellungsänderung an. In Abbildung 2.13 sind die charakteristischen Spektrumsgeraden eingezeichnet. Die auftretende Eckfrequenz bei Anregung mit der Stahlspitze beträgt 1200 Hz.



**Eckfrequenz: ~1200 Hz**

Abbildung 2.13: Anregungsspektrum des Impulshammers bei der experimentellen Modalanalyse am AAL-Schiffsfundament

Die Anregung im hohen Frequenzbereich viel zwar deutlich schwächer als im niedrigen Frequenzbereich aus, die gemessene Amplitude des Sensors im Impulshammer ist jedoch größer als das Messrauschen des Sensors und war somit verwendbar. Ein gemessenes Beschleunigungsspektrum – z-Richtung von Messpunkt 21 bei gleichzeitiger Anregung in z-Richtung – ist beispielhaft in Abbildung 2.14 dargestellt. Als rote Linie ist das Rauschniveau des Sensors eingezeichnet. Die obere Grafik gibt das gesamte gemessene Beschleunigungsspektrum wieder und die untere Grafik einen Ausschnitt bis 500 Hz.

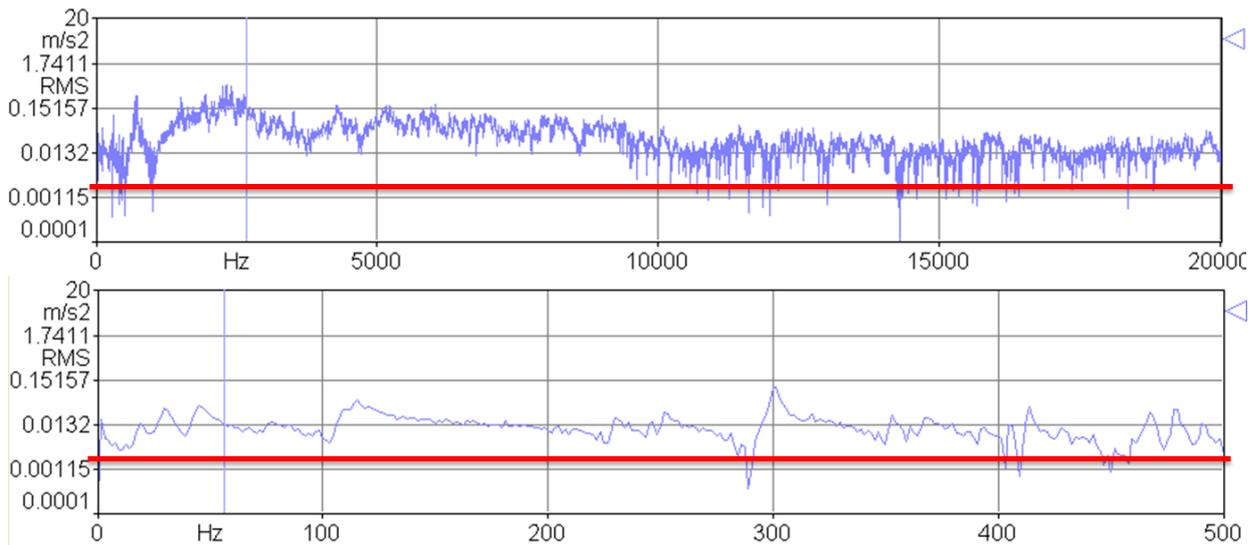


Abbildung 2.14: Antwortspektrum z-Richtung am Messpunkt 21, Anregung in z-Richtung

Zur Durchführung der experimentellen Modalanalyse wurden die mit einem Soundbook gemessenen Übertragungsfunktionen in die Software SO-Analyzer eingelesen.

In Abbildung 2.15 ist der errechnete Summenfrequenzgang des AAL-Fundaments zu sehen. Die Eigenfrequenzen der Struktur sind dabei anhand der Peaks im Spektrum deutlich sichtbar. Diese Daten dienen im Anschluss dem Abgleich des FE-Modells der Struktur.

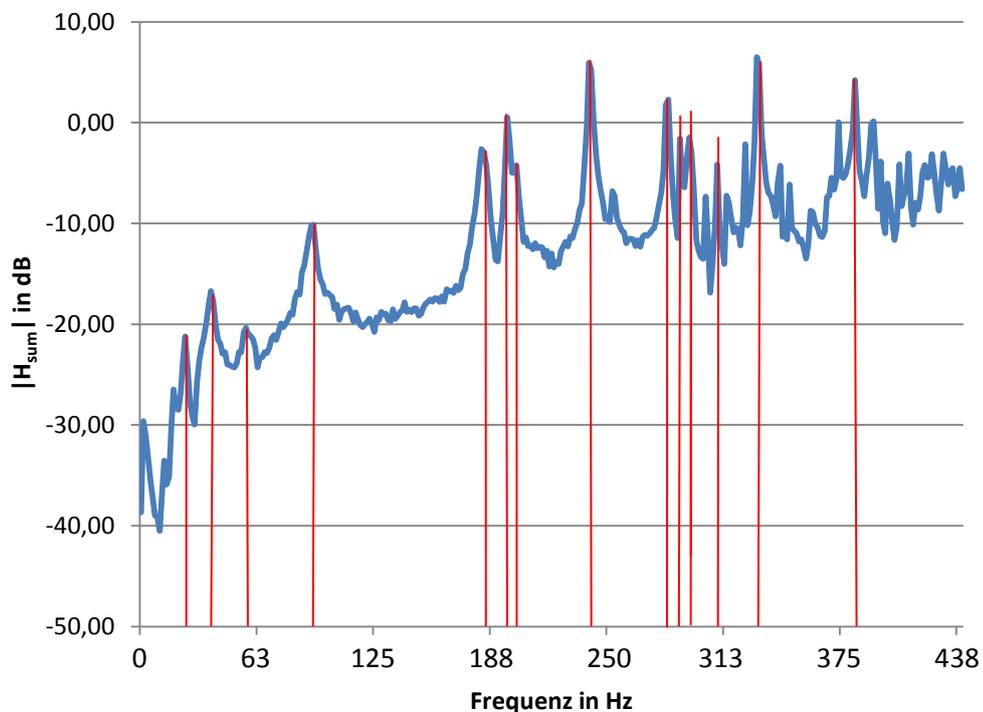


Abbildung 2.15: gemessener Summenfrequenzgang des AAL-Fundaments mit identifizierten Eigenfrequenzen

Die erste Eigenfrequenz des realen Modells liegt bei 24,7 Hz. Damit bestätigt sich die Prognose der numerischen Simulation zur Lage der ersten globalen Eigenfrequenz.

Nach der Modalanalyse wurden wie in der numerischen Untersuchung Betriebschwingungsuntersuchungen an den ermittelten Eigenfrequenzen durchgeführt. Dazu wurde das Modell statt mit einem Impulshammer mit einem elektrodynamischen Shaker angeregt (siehe Abbildung 2.16). Die erste globale Betriebschwingform des AAL-Fundaments ist in Abbildung 2.17 zu sehen.



Abbildung 2.16: Anregung des Fundaments mit einem elektrodynamischen Shaker

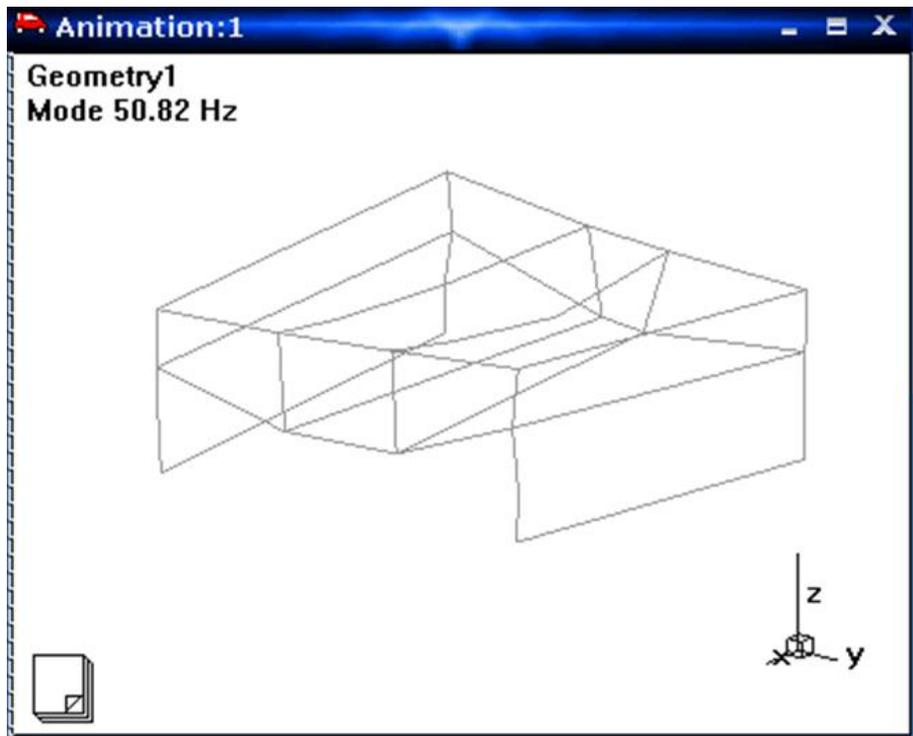


Abbildung 2.17: erste Betriebschwingform des realen Fundaments bei 50,8 Hz

---

Vergleicht man die numerischen und experimentellen Betriebsschwingformen aus Abbildung 2.8 bzw. Abbildung 2.17, so ist eine sehr gute Übereinstimmung zu erkennen. Auch die Frequenz weicht lediglich um 1,2 Hz (52 Hz Simulation; 50,8 Hz in der Messung) voneinander ab, was einer guten Genauigkeit entspricht.

Neben der Modalanalyse und der Betriebsschwingungsanalyse wurden noch folgende Messungen am AAL-Fundament durchgeführt:

- Schalldruck
  - Analyse der Abstrahlcharakteristik
  - Ermittlung diverser Schalldrücke an diskreten Punkten im Raum
- Schwingbeschleunigung
  - Analyse der Übertragungsfunktionen von den Messpunkten zu den Lagerungspunkten
  - Beschleunigungsmessungen an verschiedenen Punkten auf der Struktur
- DMS-Messungen
  - Messung der Spannungen in der Oberfläche, zum Abgleich mit der EFEM

Die Struktur wurde dazu immer mit einem mittelgroßen Shaker, wie in Abbildung 2.16, angeregt. Als Anregungssignal wurde dafür aber weißes Rauschen statt eines harmonischen Signals gewählt. Damit wurde auch der hohe Frequenzbereich gut angeregt.

Die gemessene Abstrahlcharakteristik der Struktur bei der gleichen Frequenz ist beispielhaft in Abbildung 2.18 dargestellt (hinterlegt mit einem Foto des Fundaments, um zu verdeutlichen, um welche Kanten es sich handelt). Die Position der Anregung durch den Shaker ist in Abbildung 2.18 zwischen den Mikrofonmesspunkten 11 und 12 erfolgt.

Messpunkt 1 bis 24 in 1,5 m Höhe und  
1 m Abstand zum Fundament

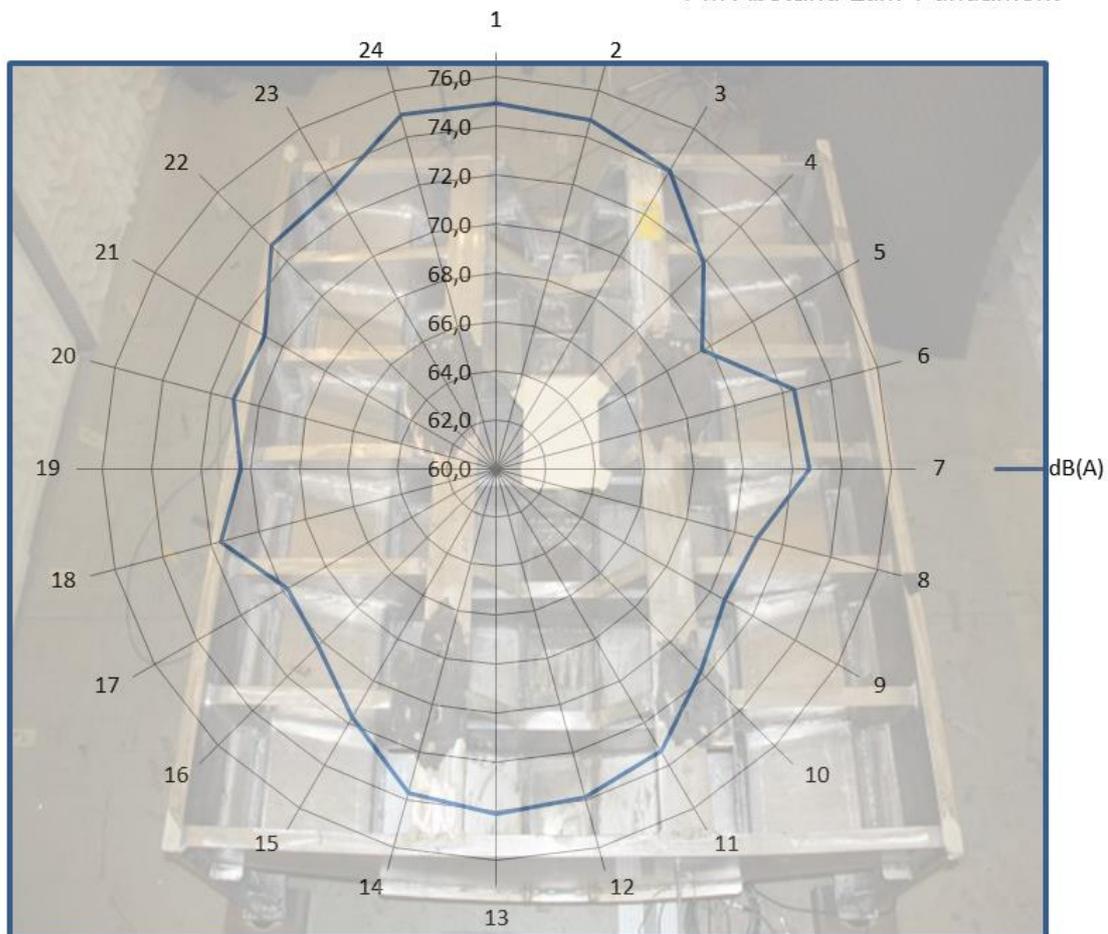


Abbildung 2.18: Abstrahlcharakteristik des Schiffsfundaments

Es ist zu erkennen, dass die Struktur in Längsrichtung (entlang der Achse der Anregungsrichtung) stärker abstrahlt als in Querrichtung, d. h. von den Flächen, die quer zur Anregungsrichtung liegen. Des Weiteren sind die gemessenen Schalldruckpegel auf der Vorderseite des Fundaments höher als auf der Rückseite (Seite der Anregung). Dies stimmt mit den simulierten Ergebnissen überein.

### Fazit

Die vom Fachgebiet SzM erarbeiteten numerischen und experimentellen Daten zum AAL-Schiffsfundament stellen eine umfangreiche Datenbank zur Validierung entwickelter Methoden in der Schiffsakustik dar. Die Übereinstimmung des numerischen Modells des AAL-Fundaments mit dem realen Verhalten zeigt zudem die gute Eignung der entwickelten Methoden.

---

## 2.1.4 Bestimmung des Verlustfaktors an verschiedenen Koppellementen

Um die Ausbreitung des Körperschalls mittels der EFEM korrekt berechnen zu können, werden Koppelgrößen zwischen den einzelnen in der EFEM verwendeten Elementen benötigt, im Speziellen der Absorptionsgrad – der dissipierende Anteil der Energie – in einer Koppelstelle. Eine Recherche zu Beginn des Arbeitspaketes hatte ergeben, dass bisher keine allgemein gültigen Datenbanken mit Werten für diese Koppelgrößen existieren. Da diese Werte aber entscheidend für die quantitative Richtigkeit der Prognose der Körperschallausbreitung sind, wurde in Absprache mit den Projektpartnern beschlossen, dass am Fachgebiet SzM, im Rahmen des Arbeitspakets 4-02 (Experimentelle Validierung) ein Prüfstand aufgebaut werden sollte, mit dem diese Koppelgrößen – Transmissionsgrad, Reflexionsgrad und Absorptionsgrad – messtechnisch bestimmt werden können. Notwendig wurde dies, da zur Abschätzung dieser Koeffizienten bisher sowohl in der EFEM als auch in der SEA ein theoretisches Modell verwendet wurde. Es sollte überprüft werden, inwiefern dieses Modell mit Messungen direkt zu validieren ist. Damit wäre es zukünftig möglich, die theoretischen Modelle als verlässlich einzustufen oder anhand von Messergebnissen zu korrigieren. Das Fachgebiet SzM hatte dabei die Aufgabe, einen Prüfstand zu entwickeln und zu validieren, bei dem mögliche Fehlerquellen bei der Messung gering gehalten werden können, um eine ausreichend hohe Messgüte sicherzustellen. Bei ersten Messungen hat sich gezeigt, dass an die Messkette hohe Anforderungen gestellt werden müssen, da es vor allem in höheren Frequenzbereichen erhebliche Schwierigkeiten bzgl. der Messgenauigkeiten gab. Im Folgenden werden daher verschiedene Fehlerquellen, die zu Unsicherheit in den Ergebnissen führen können, sowie Maßnahmen zur ihrer Beseitigung aufgeführt.

### Messprinzip und Aufbau des Prüfstands

Trifft Körperschall auf eine mechanische Verbindung, so wird ein Teil der Energie weitergeleitet, ein Teil zurückgeworfen und ein Teil dissipiert. Die Größen, die diese Anteile angeben, sind die Koppelgrößen. Dabei handelt es sich konkret um den Transmissionsgrad, den Reflexionsgrad und den Absorptionsgrad. Letzterer wird im Falle der EFEM auch Verlustfaktor genannt (wenn er mittels eines Referenzwertes in dB angegeben wird). Es existiert keine eindeutige Messvorschrift, um diese Faktoren zu bestimmen. Eine Möglichkeit der Bestimmung des Absorptionsgrades besteht darin, ihn analog zu Absorptionsgradbestimmung im Kundt'schen Rohr zu ermitteln. Alle drei Koppelgrößen hängen miteinander zusammen, sodass bei Kenntnis des Transmissionsgrades  $t$  und des Reflexionsgrades  $r$  auch der Absorptionsgrad  $\eta$  bestimmt werden kann

$$\eta = 1 - t - r . \quad (2.9)$$

Während bei der Messung im Kundt'schen Rohr zwei Mikrofone den Laufzeitunterschied der Wellen nutzen, um daraus die Absorption eines Materials zu bestimmen, werden im aufgebauten Prüfstand des Fachgebiets SzM zwei oder vier Beschleunigungsaufnehmer genutzt. Genauere Ergebnisse können erzielt werden, wenn diese Messmethode mit 4 Beschleunigungsaufnehmern durchgeführt wird. So ist es möglich, gleichzeitig den Transmissions- und den Reflexionsgrad zu bestimmen – bei der Verwendung von nur zwei Aufnehmern kann nur der Reflexionsgrad bestimmt werden. In Abbildung 2.19 ist ein Schema des vom Fachgebiet SzM konzipierten Messaufbaus zur Bestimmung des Absorptionsgrades an Verbindungselementen skizziert.

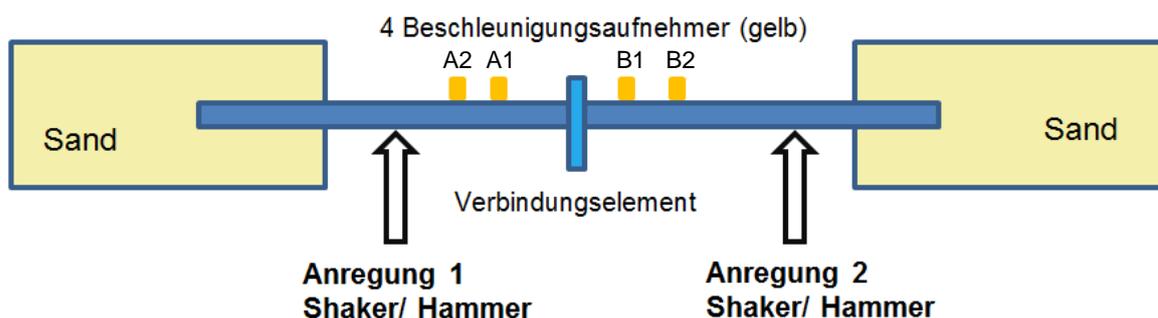


Abbildung 2.19: Messaufbau für die Verlustfaktorbestimmung verschiedener Verbindungselemente

Ziel der Messungen ist die Bestimmung der Koppelgrößen für verschiedene (im Schiff auftretende) Verbindungsstellen, wie beispielsweise Schraub- oder Schweißverbindungen. Parallel zu den Untersuchungen am gezeigten Prüfstand wurde auch eine Erweiterung des Prüfstands entwickelt, mit der die Möglichkeit besteht, auch unterschiedliche Koppelwinkel zu beobachten. In Abbildung 2.20 sind entsprechende Versuchsträger abgebildet. Das Besondere daran ist, dass mit Triax-Sensoren die Transformation von Biegewellen in Longitudinalwellen experimentell ermittelt werden kann.

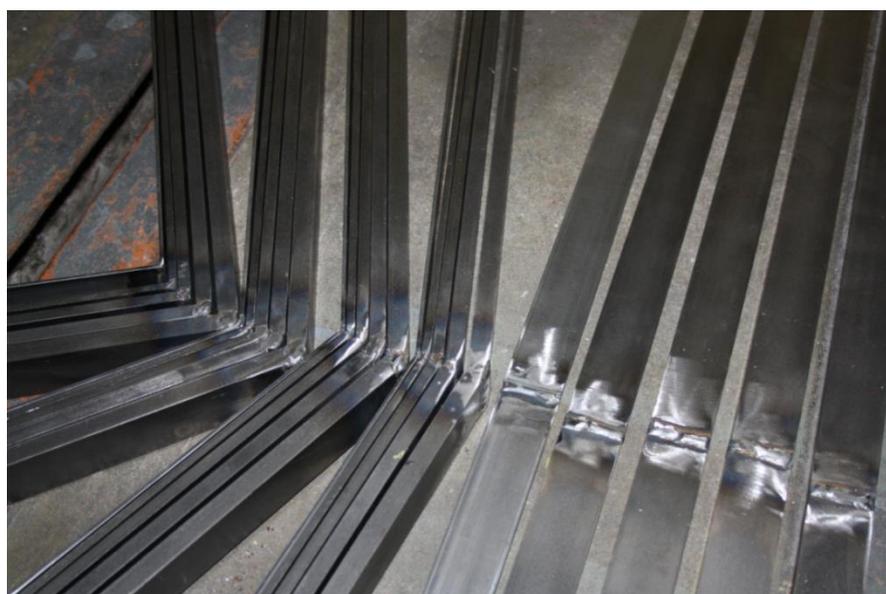


Abbildung 2.20: verschweißte Balken unterschiedlicher Dicke und mit unterschiedlichen Winkeln

Im eindimensionalen Fall – bei der reinen Betrachtung von Biegewellen – werden zwei Balken der Länge 1 m entsprechend der zu untersuchenden Koppelstelle (in Abbildung 2.19 durch „Verbindungselement“ gekennzeichnet) auf einer Ebene miteinander verbunden. Die Balken stecken jeweils in einer mit Sand gefüllten Kiste, um die Reflexion des Körperschalls am Balkenende zu unterbinden. Die hohe Dämpfung des Sandes ermöglicht es demnach, einen unendlich langen Balken abzubilden. Der Balkenverbund wird nacheinander an den Anregungsstellen 1 und 2 angeregt (elektrodynamischer Shaker, Impulshammer) und die Schwingbeschleunigung vor und hinter der Koppelstelle mit 4 Beschleunigungsaufnehmern aufgezeichnet.

Eine eingeleitete Welle – ausgehend von der Anregungsstelle 1 – durchwandert die beiden Sensoren A2 und A1, wobei sie in A1 zeitlich später auftreten muss. Ebenso wird an der Verbindungsstelle durch Reflexion eine rücklaufende Welle generiert, welche bei Sensor A2 verspätet auftreten muss. Diese muss entsprechend dem Reflexionskoeffizienten schwächer als die hinlaufende Welle sein. Gemäß dem der Fügestelle inhärenten Transmissionskoeffizienten muss hinter der Verbindungsstelle (Joint) eine Welle auftreten, deren Amplitude dem Produkt aus der Amplitude der hinlaufenden Welle und dem Transmissionskoeffizienten entspricht. Auch hier muss die Verspätung in B2 berücksichtigt werden.

Die Kopplungsgleichung für diesen Fall, aus der sowohl der Transmissionsgrad  $t$  als auch der Reflexionsgrad  $r$  – auch als Koeffizienten bezeichnet – berechnet werden können, lautet

$$\begin{bmatrix} H_{a+} \\ H_{b+} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_a & t_{ba} \\ t_{ab} & r_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{a-} \\ H_{b-} \end{bmatrix}. \quad (2.10)$$

Die Bezeichnungen der Aufnehmerpositionen können Abbildung 2.21 entnommen werden. Die Position (a) befindet sich vor der Koppelstelle, die Position (b) hinter der Koppelstelle. Die Transfermobilitäten  $H_i$  beschreiben die Übertragungsfunktionen der Sensorpositionen zum Anregungsort.

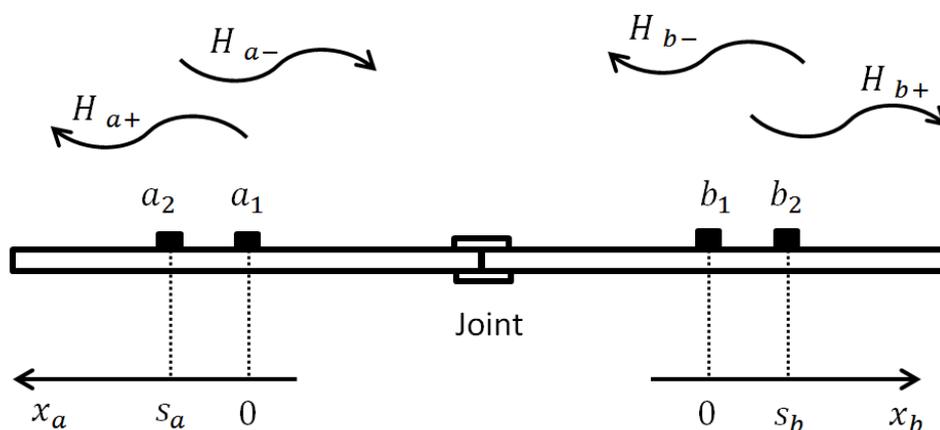


Abbildung 2.21: Bezeichnungen der Aufnehmerpositionen

Durch Umstellen der Gleichung (2.10) lassen sich mit Hilfe der Gleichung (2.11) der Transmissions- und Reflexionsgrad der Verbindungsstelle aus den Übertragungsfunktionen berechnen

$$\begin{bmatrix} r \\ t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{a-} & H_{b-} \\ H_{b-} & H_{a-} \end{bmatrix}^{-1} * \begin{bmatrix} H_{a+} \\ H_{b+} \end{bmatrix} = \frac{1}{H_{a-}^2 - H_{b-}^2} \begin{bmatrix} H_{a-}H_{a+} - H_{b-}H_{b+} \\ H_{a-}H_{b+} - H_{b-}H_{a+} \end{bmatrix}. \quad (2.11)$$

Zur schnelleren Auswertung der Messergebnisse wurde in MATLAB eine grafische Benutzeroberfläche (GUI) programmiert, mit der es möglich ist, die gemessenen Übertragungsfunktionen oder Einzelspektren schnell und effizient einzulesen und auszuwerten. Im ersten Schritt werden hierfür die gemessene Anregungskraft sowie die Daten der vier Beschleunigungsmessungen ins Programm eingelesen und zugeordnet. Zur Berechnung der Koeffizienten muss eine Transformation in den Frequenzbereich erfolgen. Dies wird mit einer Fast-Fourier-Transformation (FFT) umgesetzt. Die berechneten Koeffizienten sind frequenzabhängig. In Abbildung 2.22 ist exemplarisch der Verlauf des Transmissionsgrades von 0 bis 2000 Hz für eine Schweißnahtverbindung aufgetragen. In Abbildung 2.23 ist der zugehörige Verlauf des Reflexionsgrades zu sehen. Wie zu erkennen ist, wird die in Gleichung (2.9) aufgestellte Bedingung (Summe aller drei Koeffizienten gleich 1) in vielen Frequenzbereichen nicht erfüllt, da ein negativer Absorptionsgrad physikalisch nicht auftreten kann. Zur genauen Bestimmung des Absorptionsgrades mussten der Prüfstand und das Berechnungsverfahren daher noch auf mögliche Fehlerquellen untersucht werden.

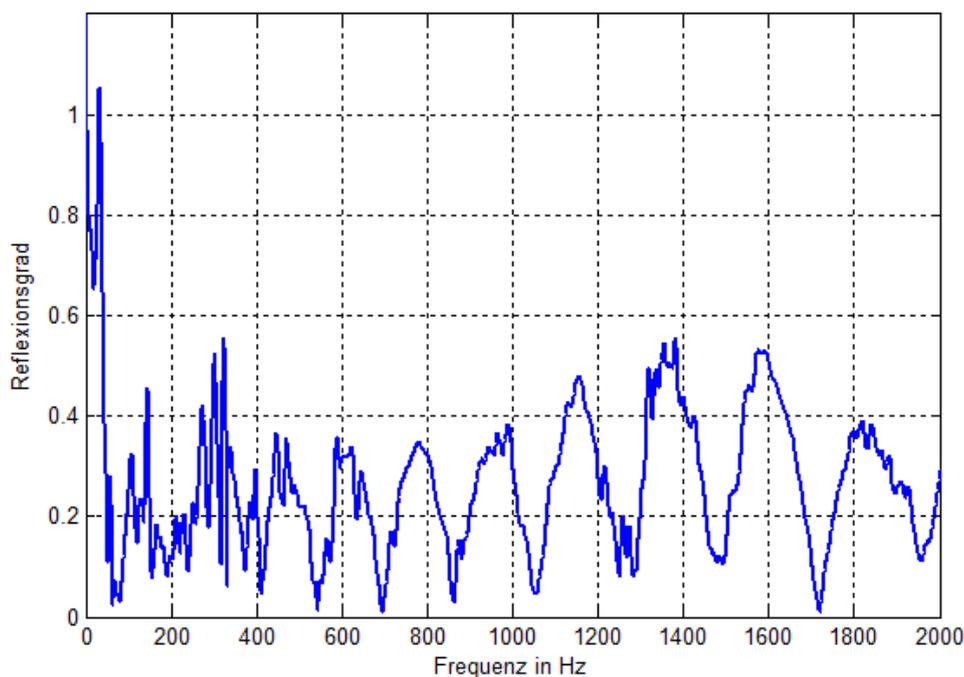


Abbildung 2.22: Verlauf des Reflexionsgrades einer Schweißnahtverbindung

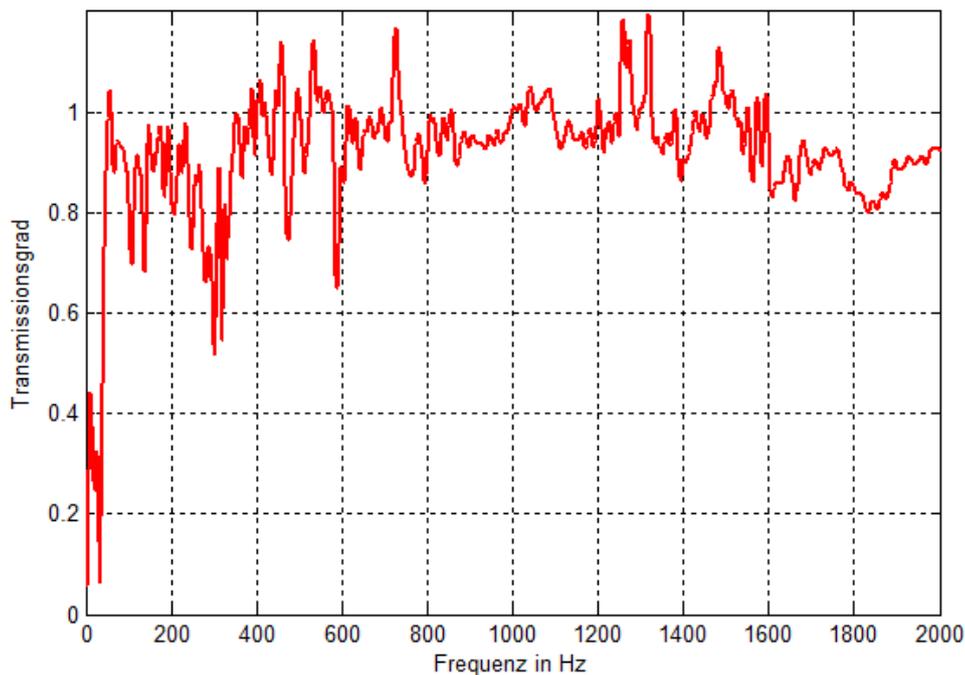


Abbildung 2.23: Verlauf des Transmissionsgrades einer Schweißnahtverbindung

### Unsicherheitsanalyse

Die beschriebenen Abweichungen der berechneten Koeffizienten zur Theorie, die bei den ersten Messungen am Prüfstand sichtbar wurden, wurden bisher in der Literatur nicht veröffentlicht und waren somit vor dem Beginn des Vorhabens nicht bekannt. Zur Überprüfung der Korrektheit des Berechnungsverfahrens wurde im Laufe der Programmcode-Entwicklung ein Skript entwickelt, welches ideale Signale eines Balkens mit konstanten Reflexions- und Transmissionskoeffizienten imitiert. Dieses Skript erzeugt stellvertretend für die fünf Sensoren (1x Anregungskraft, 4x Beschleunigungen) untereinander angepasste Zeitsignale. Die Koeffizienten der fiktiven Verbindungsstelle lassen sich dabei beliebig zwischen eins und null einstellen. Bei der Erzeugung der Signale wird davon ausgegangen, dass es an den Enden (in den Sandboxes) keinerlei Reflexionen gibt. Die Erzeugung dieser durchlaufenden Welle wird für jede ganzzahlige Frequenz im Bereich von 0 bis 2000 Hz wiederholt, sodass der Verlauf der Koeffizienten über diesen Frequenzbereich nahezu kontinuierlich wird. Um das in der realen Messung auftretende Sensorrauschen in der Simulation abzubilden, werden die Zeitsignale noch mit einem leichten Rauschen überlagert. In Abbildung 2.24 ist der synthetische Verlauf des Transmissions- und Reflexionskoeffizienten für den Fall einer eingestellten Reflexion von 40%, einer Transmission von 60% und somit einer Absorption von 0% wiedergegeben.

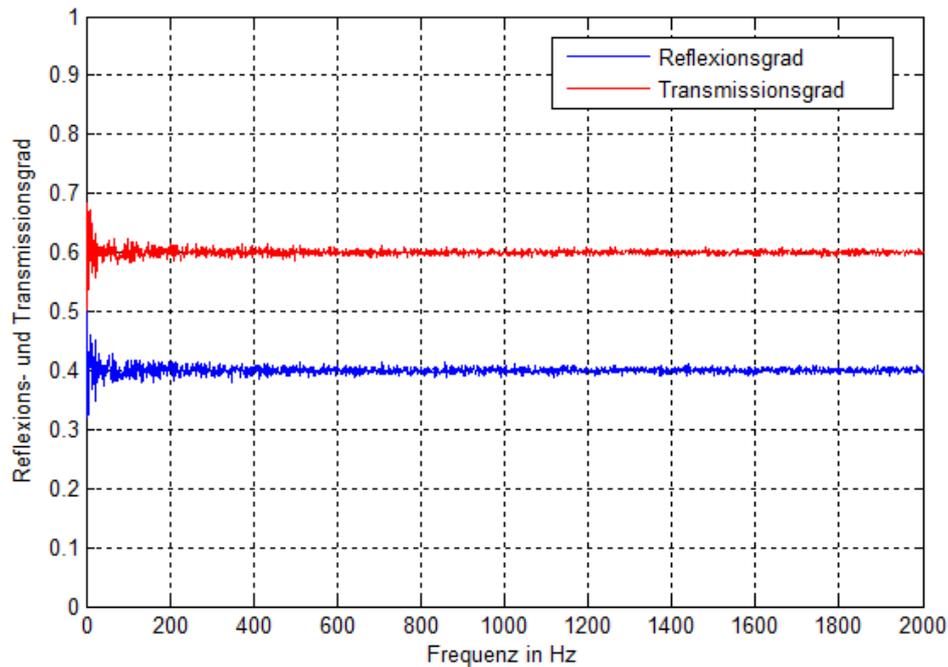


Abbildung 2.24: berechnete Verläufe des Reflexions- und Transmissionskoeffizienten von synthetisch erzeugten Messsignalen mit vorgegebenen Koeffizienten von  $t = 0,6$  und  $r = 0,4$

Es ist zu erkennen, dass die Verläufe des synthetisch generierten Falls – mit kleinen Abweichungen, die durch das imitierte Sensorrauschen entstehen – korrekt dargestellt werden. Damit konnte belegt werden, dass das implementierte Berechnungsverfahren die richtigen Koeffizientenverläufe berechnet. Die beschriebenen Abweichungen müssen daher bei der Ermittlung der realen Sensorsignale am Prüfstand entstehen.

Mit den synthetischen Signalen können weiterhin Unsicherheiten in den Balkenparametern (Dichte, Geometrie, E-Modul) und zeitliche Verzögerungen der Sensoren künstlich in das Berechnungsverfahren eingebracht und analysiert werden. Ziel hierbei ist es, die künstliche Erzeugung möglicher Messfehler zu nutzen, um damit den real auftretenden Messfehler zu identifizieren und andere real mögliche Messfehler als Problemursache auszuschließen. Dies ist möglich, da die Auswirkung eines realen Messfehlers auf die Berechnung der Koeffizienten gleich der eines virtuellen Messfehlers sein muss. Eine Übereinstimmung im Koeffizientenverlauf detektiert somit die Ursache.

Die Unsicherheitsanalyse hat ergeben, dass Abweichungen in den Balkenparametern keinen großen Einfluss auf den Verlauf der Koeffizienten aufweisen. Die Abweichungen liegen im Bereich des imitierten Sensorrauschens und sind somit vernachlässigbar. Eine zeitliche Verzögerung der Sensoren jedoch führt zu einer deutlichen Abweichung der berechneten Verläufe von der Vorgabe, wie in Abbildung 2.25 zu erkennen ist (künstliche Verzögerung des Zeitsignals des Sensor A1 um  $20 \mu\text{s}$ ). Im Experiment muss deshalb stets darauf geachtet werden, dass durch den Aufbau des Versuchstands keine Verzögerungen der Signale untereinander entstehen können.

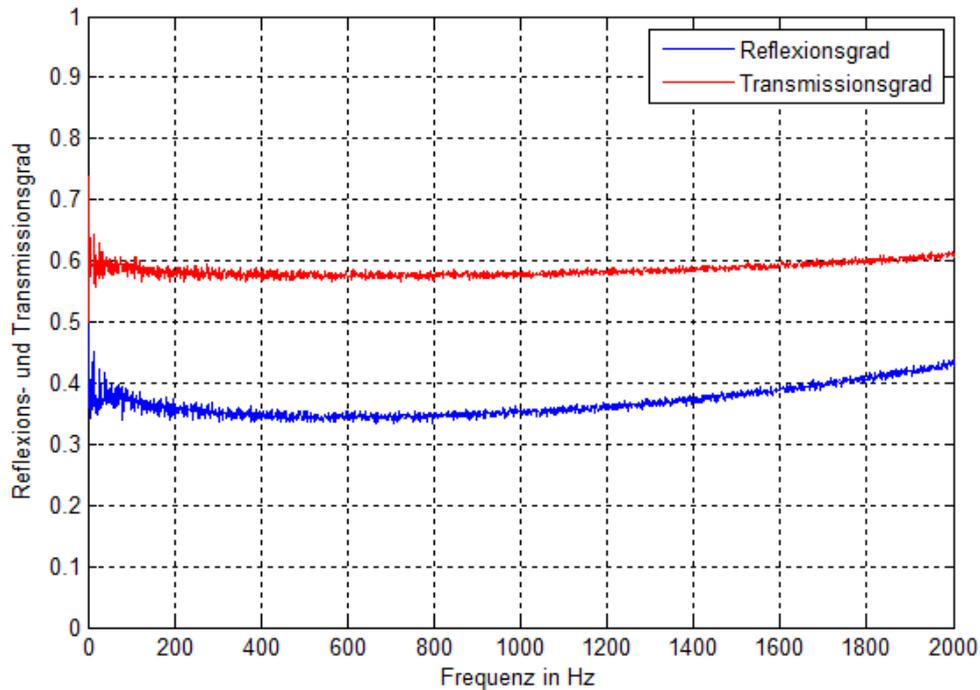


Abbildung 2.25: berechnete Verläufe des Reflexions- und Transmissionskoeffizienten von synthetisch erzeugten Messsignalen mit vorgegebenen Koeffizienten und vorgegebener zeitlicher Verzögerung

Eine weitere mögliche Unsicherheitsquelle ist die Art der Berechnung der Übertragungsfunktion. Hierfür stehen in MATLAB unterschiedliche Transformationsverfahren zur Verfügung. Beispielhaft sind in Abbildung 2.26 und Abbildung 2.27 die berechneten Übertragungsfunktionen (Sensorposition A1 zur Kraftanregung) im Bereich von 1000 Hz bis 1015 Hz von drei aufeinanderfolgenden Messungen dargestellt. In Abbildung 2.26 wurden die Übertragungsfunktionen mit der Matlab-Funktion „fft“ und in Abbildung 2.27 mit der Matlab-Funktion „pwelch“ berechnet. Versuchsobjekte waren hierbei erneut zwei auf einer Ebene verschweißte Balken. Es sind deutlich die unterschiedlichen Streubreiten der Übertragungsfunktionen zu erkennen.

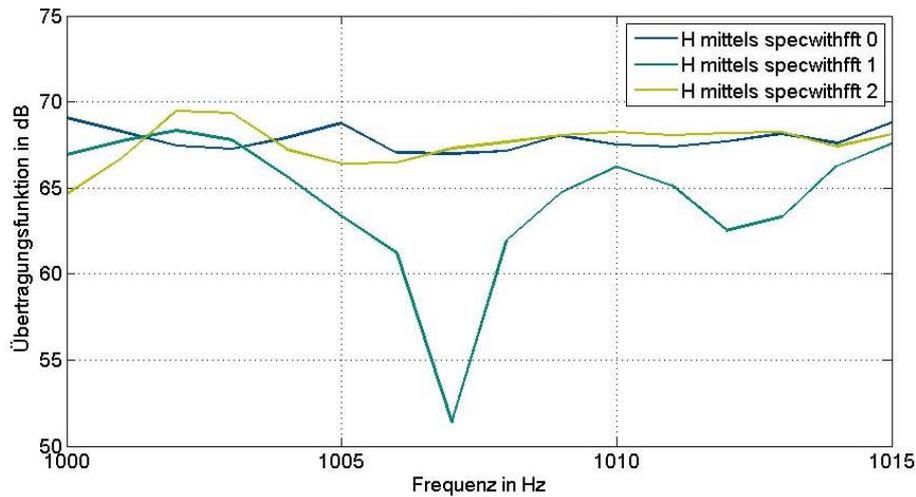


Abbildung 2.26: Übertragungsfunktion Beschleunigung A1/Kraftanregung bestimmt mittels der Matlab-Funktion „fft“ von drei aufeinanderfolgenden Messungen

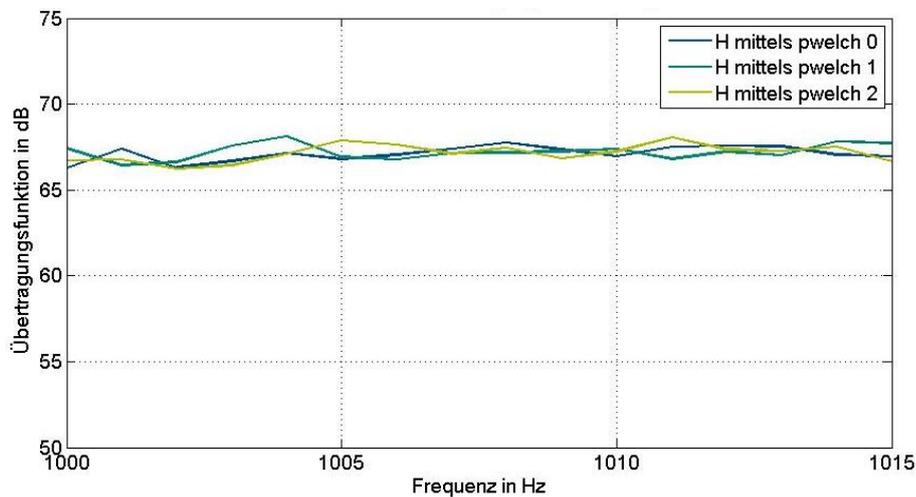


Abbildung 2.27: Übertragungsfunktion Beschleunigung A1/Kraftanregung bestimmt mittels der Matlab-Funktion „pwelch“ von drei aufeinanderfolgenden Messungen

Eine abschließende Bewertung der auftretenden Unsicherheit konnte bis zum Abschluss des Vorhabens nicht mehr durchgeführt werden.

Im Anschluss an die Unsicherheitsanalyse des Berechnungsverfahrens wurde mit der Analyse des Messaufbaus begonnen. Bis zum Ende des Vorhabens konnte die Ursache für die Abweichungen in den berechneten Verläufen der Koeffizienten nicht ermittelt werden. Somit war eine abschließende Validierung des theoretischen Modells zur Koeffizientenberechnung leider nicht möglich.

## 2.1.5 Akustikmessungen während Probefahrt einer FSG-Fähre

Das Fachgebiet SzM hat im Rahmen des Vorhabens (Arbeitspaket 4-03) Akustikmessungen an einer Fähre der Flensburger Schiffsbaugesellschaft während einer Probefahrt durchgeführt und ausgewertet. Hierbei wurden die Schwingungen von Stahlstrukturen der Fähre an verschiedenen Orten im Schiff mit bis zu 7 Beschleunigungssensoren und einem Mikrofon simultan gemessen. Ziel war es, die Körperschallausbreitung infolge der Anregung der Fähre durch den Schiffsmotor zu erfassen. Daher wurden sämtliche Messungen während des dreistündigen „Endurance run“ durchgeführt. Hierbei laufen die beiden Antriebsmotoren mit voller Last im Dauerbetrieb, was eine gleichmäßige Schwingungsanregung während der gesamten Messzeit gewährleistet. Als Störgrößen können Einflüsse wie der Seegang, Wind an Deck und andere innerhalb des „Endurance run“ durchgeführte Tests während der Messungen nicht ausgeschlossen werden (z. B. Überprüfung der Brandmeldeanlage, Fluten der Ballasttanks zur Ventilkontrolle, Pumpentests etc.), jedoch wurde im Rahmen der Messkampagne darauf geachtet, so wenig Störsignale wie möglich zu erfassen.

Die Gesamtheit der Beschleunigungssensoren (im Folgenden „Sensorcluster“ genannt) wurde nacheinander an 13 Orten im Schiff angebracht (im Folgenden „Messposition“ genannt). Die Anordnung der Sensoren im Cluster wurde – soweit es die Geometrien der Schiffsstruktur erlaubten – an den verschiedenen Messpositionen beibehalten. Dies erlaubt einen zuverlässigeren gezielten Vergleich mehrerer Messpositionen untereinander. Mit diesen Sensorclustern wurden im gesamten Schiff ausgewählte Bereiche vermessen. Die gewählten Messpositionen auf der Fähre sind der Abbildung 2.28 und der Abbildung 2.29 zu entnehmen.

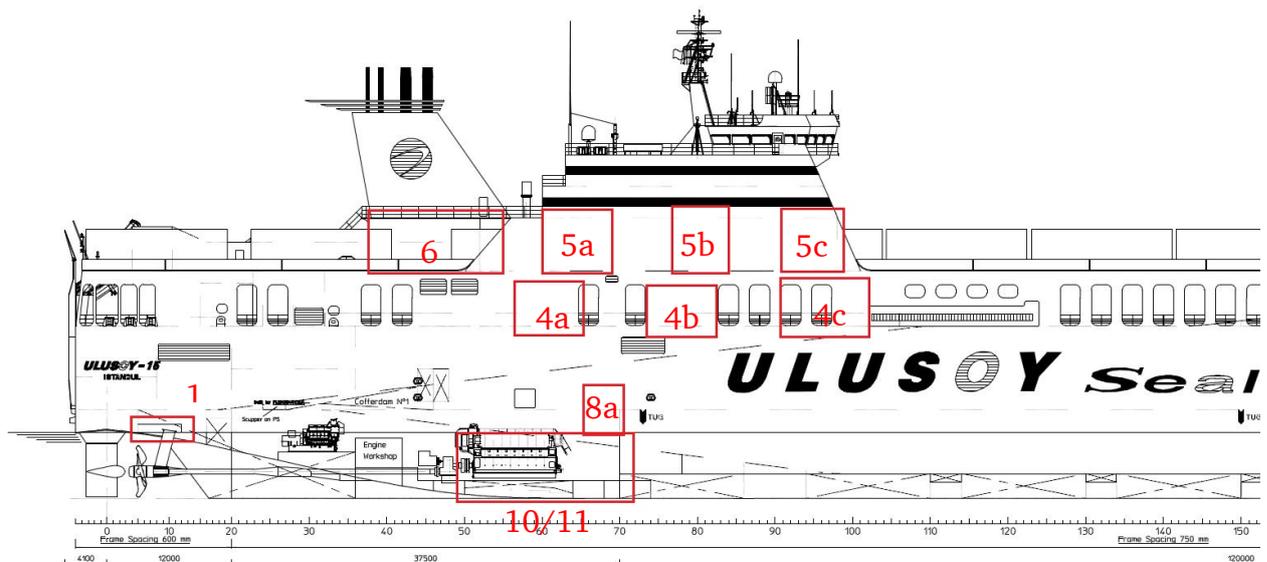


Abbildung 2.28: Messpositionen der Sensorcluster im hinteren Schiffsteil (Schema)

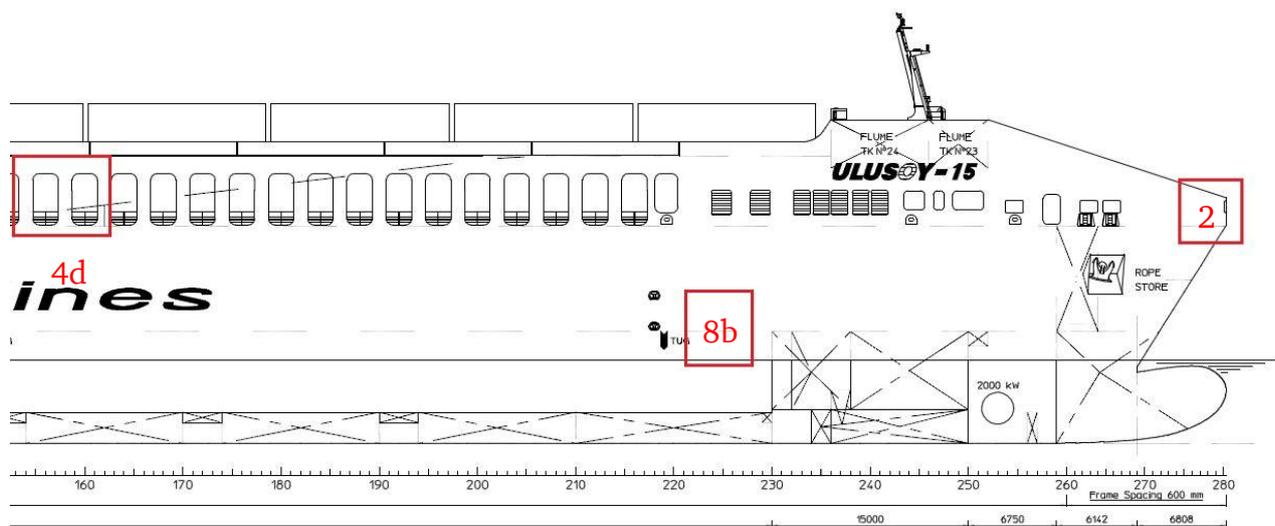


Abbildung 2.29: Messpositionen der Sensorcluster im vorderen Schiffsteil (Schema)

Ziel der Messungen war es, eine zukünftige EFEM-Simulation des Schiffes mit dem zugrunde liegenden FEM-Netz zu validieren. Daher wurde versucht, die Messpositionen der einzelnen Sensorcluster so zu wählen, dass mit ihnen der Körperschalltransport von der Schiffsschraube und dem Motor bis hin zur Brückenwand und zum Bug des Schiffes erfasst werden konnten.

Innerhalb der Sensorcluster wurden die Sensoren 1 bis 4 jeweils auf der flächigen Hüllenstruktur der Schiffswand aufgebracht und die Sensoren 5 bis 7 an versteifenden Wandelementen. Exemplarisch zeigen Abbildung 2.30 und Abbildung 2.31 die Anordnung der Sensorcluster an der Messposition 8a bzw. der Messposition 2. Die roten Linien im Bild trennen optisch die Bereiche der flächigen Schiffswand und der versteifenden Elemente. Ausnahmen bei der Sensorpositionierung innerhalb des Clusters stellen die drei Messpositionen „Motorraum“ (10a/b), „Pumpenraum“ (11) und „Ruderstellraum“ (1) dar.

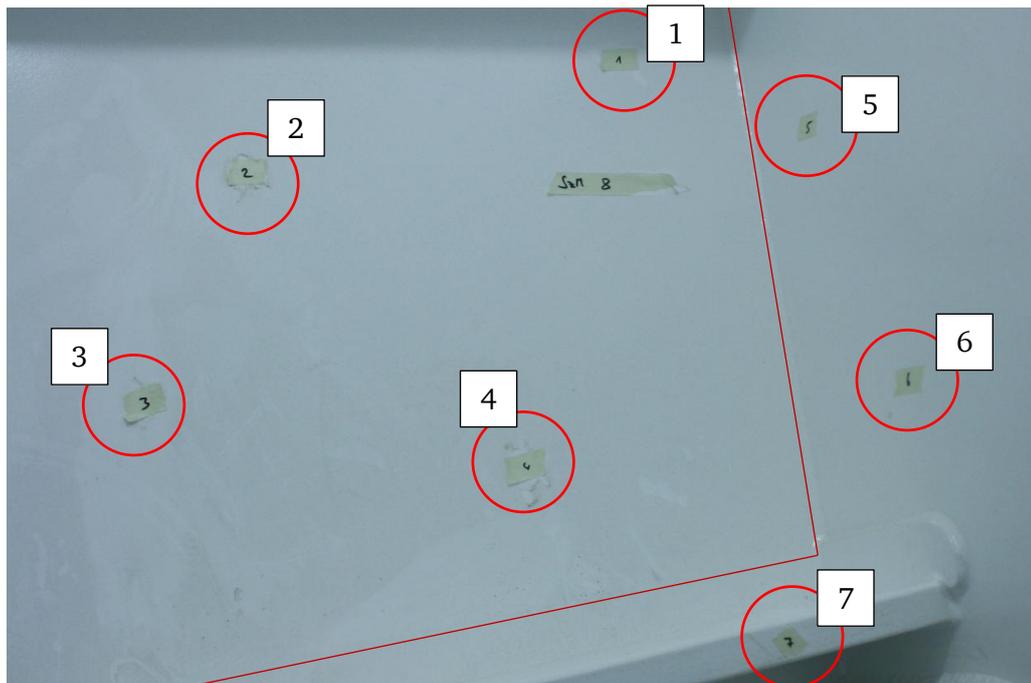


Abbildung 2.30: Messpunkte im Sensorcluster 8a an der rechten Schiffsaußenwand (steuerbord)

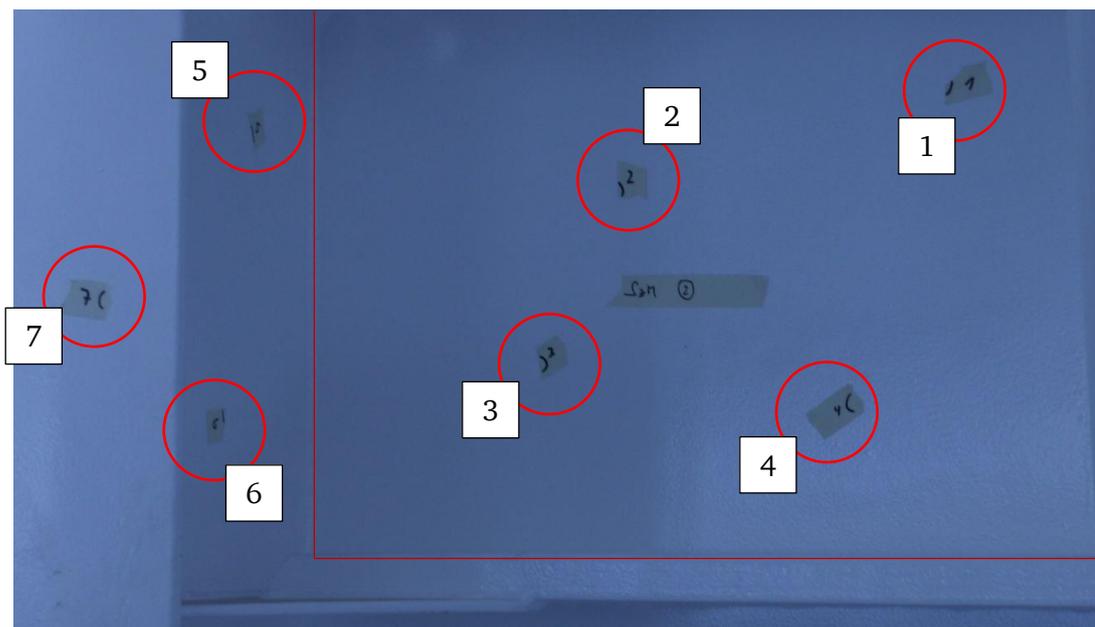


Abbildung 2.31: Messpunkte im Sensorcluster 2 am Bug des Schiffes

In der Tabelle 2.2 sind die Beschleunigungssummenpegel und die Schalldrucksummenpegel der Sensorcluster dargestellt. Der Beschleunigungssummenpegel setzt sich aus den gemittelten Summenpegeln der einzelnen Sensormessungen zusammen. Die Messungen an der Messposition 3 konnten innerhalb der beschränkten Messzeit während des „Endurance run“ nicht durchgeführt werden, weshalb sie in Tabelle 2.2 nicht aufgeführt sind.

Tabelle 2.2: Beschleunigungssummenpegel und Schalldrucksummenpegel der Messcluster

Sensorcluster	Beschleunigungs- summenpegel $L_a$ in dB	Schalldrucksummen- pegel $L_p$ in dB
10a Motorfundament	143,2	116,2
10b Motorfundament	128,9	111,0
11 Pumpenraum	139,4	111,3
1 Ruderstellraum	151,1	120,6
2 Ankerkettenplatz	110,9	96,6
4a Wand	127,2	99,4
4b Wand	121,6	99,3
4c Wand	119,9	97,0
4d Wand	116,8	93,8
5a Wand	118,7	99,4 (starker Wind)
5b Wand	116,1	98,9 (starker Wind)
5c Wand	115,7	101,1 (starker Wind)
6 Funnel	132,5	98,9
8a Wand	117,2	79,6
8b Wand	128,2	103,8

Deutlich zu erkennen ist der Abfall des Beschleunigungssummenpegels vom Motorraum hin zum Ankerkettenplatz über die Beschleunigungen der Wände 4a bis 4d. Der Schalldrucksummenpegel wurde mit einem Mikrofon gemessen und ist hier unbewertet dargestellt. Bei den Messungen im Außenbereich des Schiffes sind in Messung 5 Windgeräusche zu hören. Daher sind diese Schalldruckmessungen nicht mit den anderen Messclustern zu vergleichen.

In Abbildung 2.32 und Abbildung 2.33 sind Schmalbandspektren der Schalldruckpegel bzw. der Beschleunigungspegel an den Messpositionen 10a/b, 1, 4a sowie am Ankerkettenplatz dargestellt. Ein hohes Rauschniveau ist eindeutig erkennbar. Des Weiteren fällt im Schalldruckspektrum an allen Messpositionen ein Peak bei 184 Hz auf. Sein Ursprung konnte nicht abschließend geklärt werden, jedoch ist er im Pumpenraum des Schiffes am höchsten. Im Beschleunigungsspektrum in Abbildung 2.33 tritt der Peak ebenfalls bei den Messpositionen 4a (Wand) und 10b (Motorfundament) auf. Ebenfalls auffällig sind die sehr schmalbandigen Peaks im Schalldruckpegelspektrum der Messposition 10b (Motorfundament) bei beispielsweise 800, 2400, 4000 und 5600 Hz. Hierbei handelt es sich um Störsignale, die aufgrund einer zeitgleich stattfindenden Überprüfung der Brandmeldeanlage im Luftschall mit aufgezeichnet wurden. Dies betrifft ebenfalls die Messungen an der Messposition 11 (Pumpenraum). Durch die sehr scharfen Peaks wird der charakteristische Verlauf des Signals aber nur unwesentlich beeinflusst.

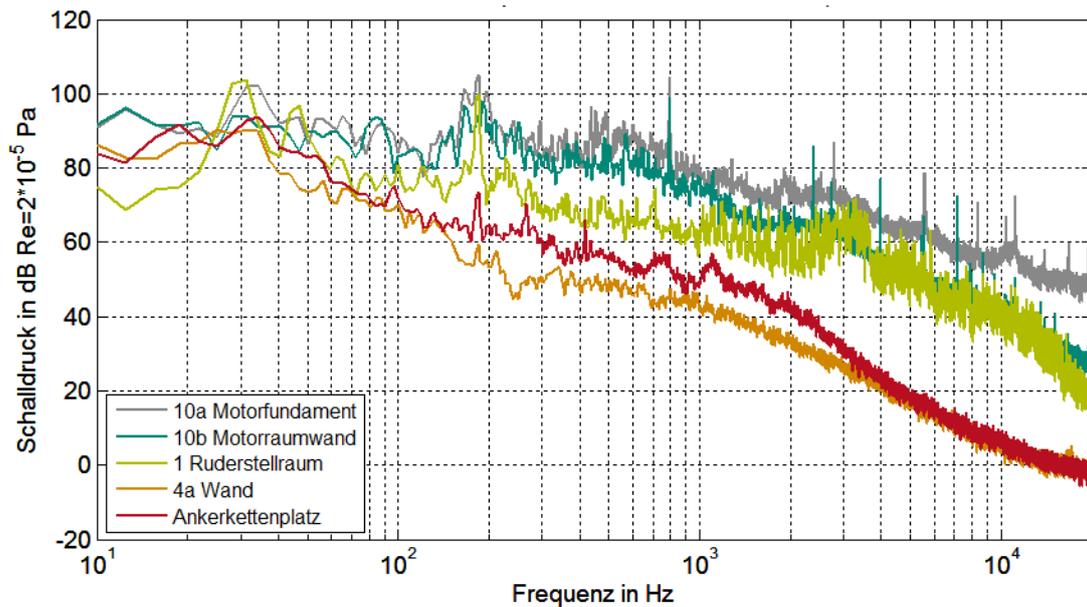


Abbildung 2.32: Schmalbandspektrum des Schalldruckpegels

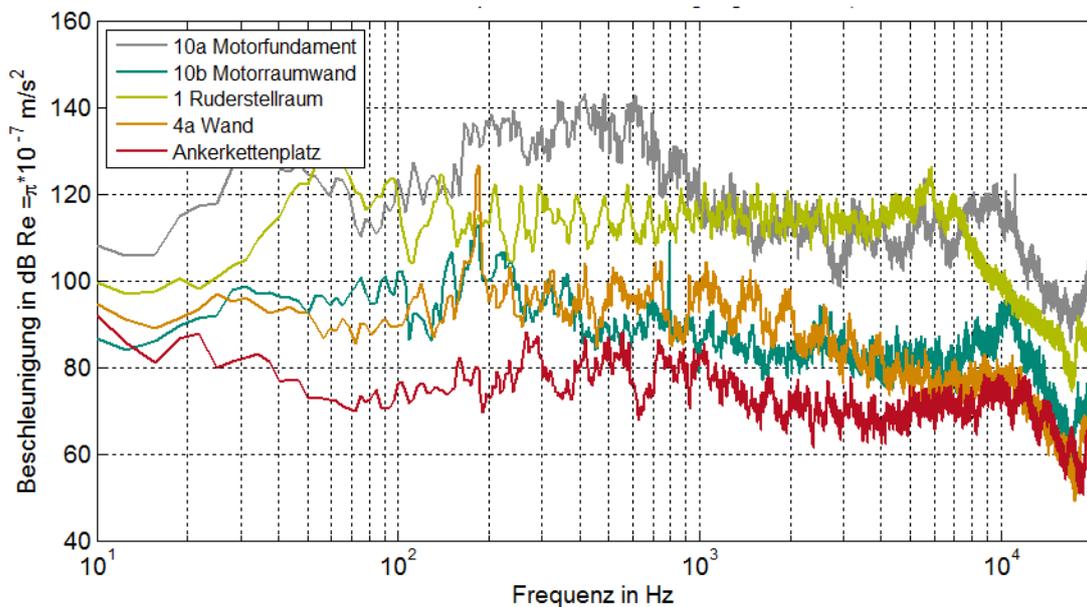


Abbildung 2.33: Schmalbandspektrum des Beschleunigungspegels

In Abbildung 2.34 ist der Unterschied zwischen Beschleunigungspegeln, die vor und nach der Motorlagerung gemessen wurden, zu erkennen. Die Positionen der Sensoren sind in Abbildung 2.35 zu sehen. Bei den Beschleunigungsspektren zeigt sich, dass die Abkoppellemente nahezu über den gesamten Frequenzbereich eine gute Entkopplung erzielen. Auch hier ist der obig beschriebene Peak, dessen Ursprung nicht geklärt werden konnte, bei 184 Hz zu erkennen. Da der Peak nur in den Signalen nach dem Lager, nicht aber vor dem Lager gemessen wird, kann der Motor weitestgehend als Anregung der Frequenz ausgeschlossen werden. Bis auf diesen Peak bei ca. 184 Hz und den Bereich zwischen 500 und 1000 Hz liegen ca. 30 dB zwischen den Messstellen vor und nach der Lagerung.

Für die weiteren Berechnungen und Simulationen sind die Signale nach den Lagern entscheidend, da dies die Beschleunigungen sind, die in das Schiffsfundament eingeleitet und über die Struktur weitergeleitet werden.

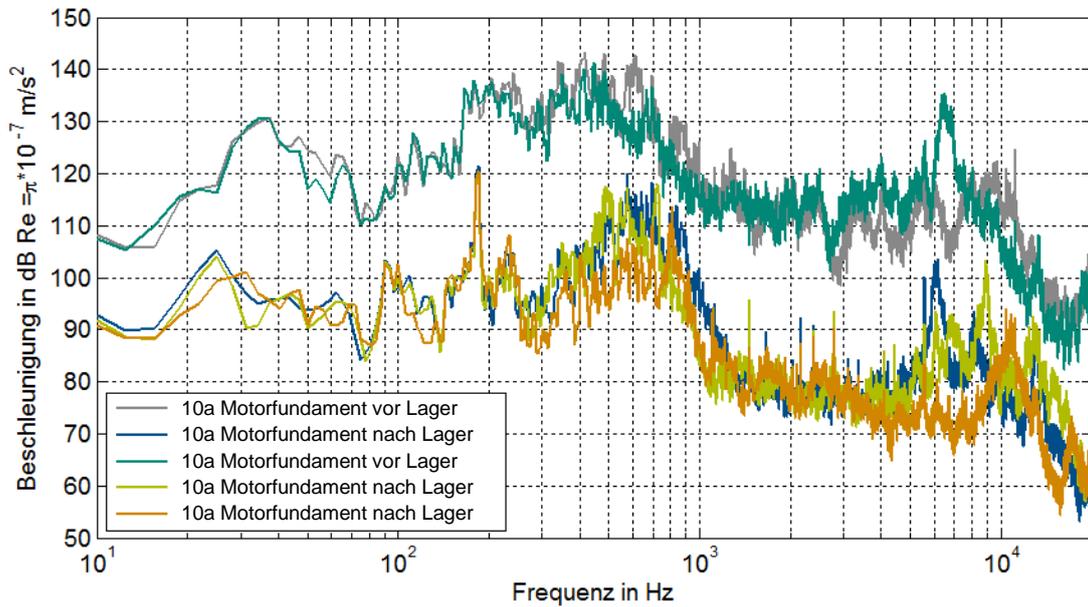


Abbildung 2.34: Schmalbandspektrum des Beschleunigungspegels am Motorfundament

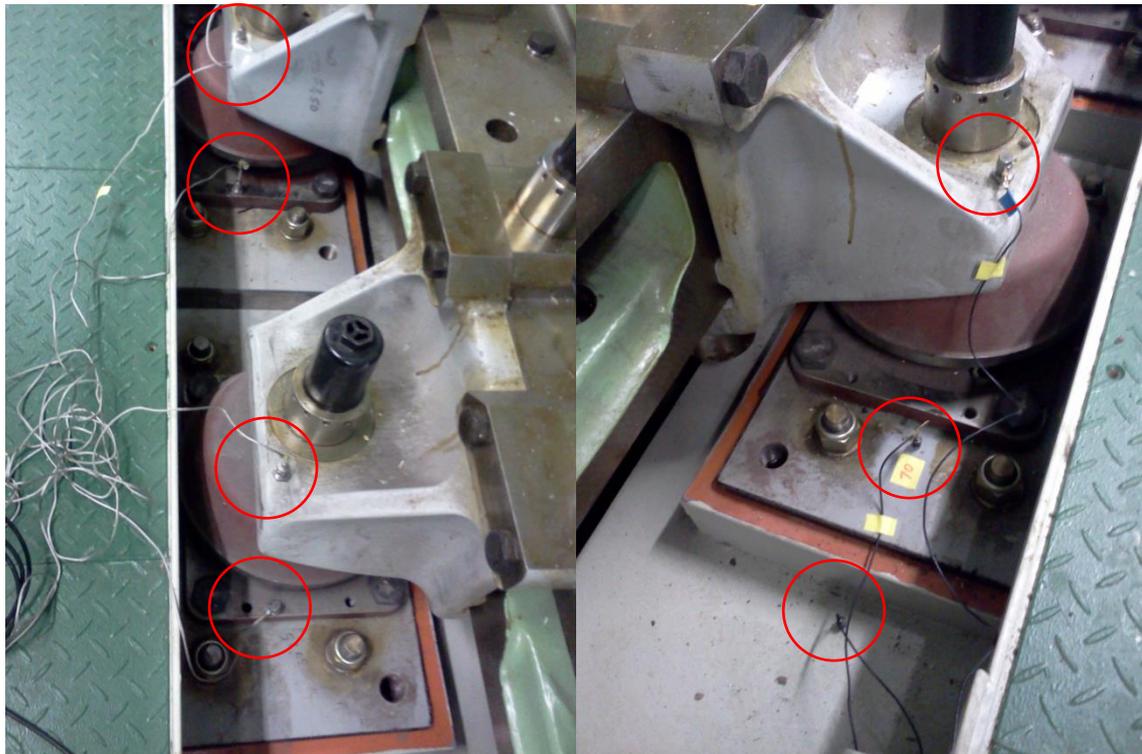


Abbildung 2.35: Positionen der Beschleunigungssensoren am Motorfundament

Die erfassten Messdaten wurden im weiteren Verlauf des Vorhabens zusammen mit den Projektpartnern Novicos und TU HH begutachtet. Des Weiteren wurden aus den Messdaten Vergleichsgrößen gebildet, die zum Abgleich der Ergebnisse der numerischen Simulationen herangezogen

---

wurden. In Abbildung 2.36 ist ein FE-Modell des Schiffes, auf dem die Messungen durchgeführt wurden, zu sehen. Die bereits beschriebenen Messpositionen der experimentell erfassten Messdaten sind auf das EFEM-Modell übertragen worden und durch gelbe Punkte dargestellt (nur Messungen an Außenwänden sichtbar). Ausführliche Ergebnisse hierzu sind im Abschlussbericht von Novicos beschrieben.

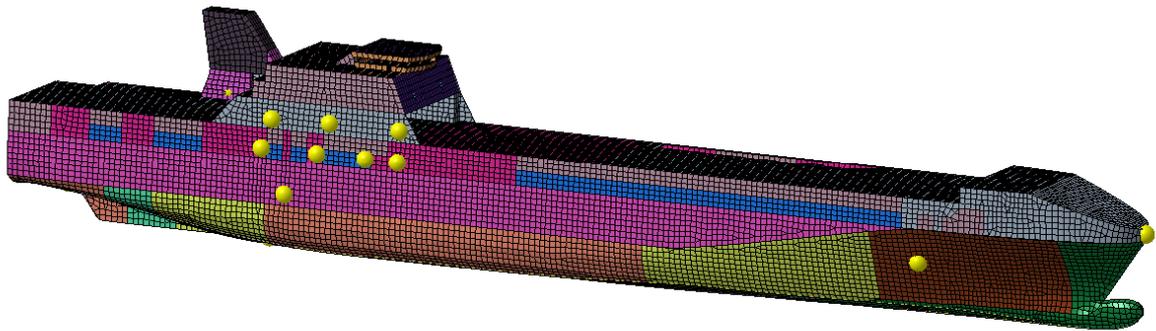


Abbildung 2.36: Messpunkte (gelb) auf EFEM-Netz des Schiffes

Während des Vorhabens hat es sich als nicht zweckmäßig erwiesen, dass das Fachgebiet SzM die Auswertung der Validierung alleine durchführt, weshalb intensiv mit den Projektpartnern Novicos und TUHH zusammengearbeitet wurde. Das Fachgebiet SzM hat sich stattdessen verstärkt auf die Durchführung der experimentellen Versuche konzentriert.

---

## **2.2 Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises**

Ein ausführlicher zahlenmäßiger Nachweis wurde zum Ende des Vorhabens von der Drittmittelverwaltung der Technischen Universität Darmstadt – über Herrn Schäfer – direkt an den Zuwendungsgeber übermittelt.

## **2.3 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit**

Das Vorhaben hat einen erheblichen Beitrag zum technisch-wirtschaftlichen Fortschritt im Bereich Schiffakustik geleistet. Die gewonnenen Ergebnisse fließen bereits jetzt unmittelbar in die praktische Anwendung in den Werften ein und können von der deutschen Schiffbauindustrie zur akustischen Optimierung ihrer Produkte – bereits während der Entwicklungsphase – genutzt werden. Langfristig sind damit Wettbewerbsvorteile für die Projektpartner zu erwarten, da die Umsetzung hervorragender akustischer Eigenschaften schon jetzt ein entscheidendes Kaufkriterium darstellt.

## **2.4 Voraussichtlicher Nutzen und Verwendbarkeit des Ergebnisses**

Die in EPES durchgeführten Forschungsarbeiten ermöglichen es den Werften, in jeder Phase des Entwurfs- und Konstruktionsprozesses eine sichere Vorhersage der akustischen Eigenschaften einer Neuentwicklung treffen zu können. Besonderes Augenmerk wurde dabei auf eine Verringerung des zeitlichen und personellen Aufwandes bei gleichzeitig guter Prognosegenauigkeit gerichtet. Zu diesem Zwecke wurde prototypenhaft ein Simulationswerkzeug entwickelt, dessen Berechnungskern auf numerisch-experimentellen Methoden beruht und das sich in die jeweiligen Entwicklungsumgebungen der beteiligten Werften integrieren lässt.

## **2.5 Fortschritte auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen**

Während der Durchführung des Projekts sind keine neuen Forschungs- und Entwicklungsergebnisse Dritter bekannt geworden.

---

## 2.6 Erfolgte und geplante Veröffentlichungen

### Veröffentlichungen zur STI

**Schaal, C. Bös, J. und Melz, T. (2014):** Identifizierung signifikanter STI-basierter Skalare hinsichtlich einer verminderten Schallabstrahlung, in: DAGA 2014, 40. Jahrestagung für Akustik, Oldenburg.

**Schaal, C., Bös, J. und Hanselka, H. (2013):** Numerical optimization of the distribution of damping layers based on structural intensity, in: AIA-DAGA 2013, Conference on Acoustics, Merano, Italien.

**Hering, T., Schaal, C. Bös, J. und Hanselka, H. (2012):** Die Strukturintensität in der Maschinenakustik, in VDI-Tagung "Maschinenakustik 2012: Wettbewerbsvorteil durch geräuscharme Produkte", Karlsruhe.

**Hering, T., Bös, J. und Hanselka, H. (2012):** Von der maschinenakustischen Grundgleichung zur Strukturintensität – Alternative Körperschallanalysen, in DAGA 2012 – 38. Deutsche Jahrestagung für Akustik, Darmstadt.

### Studentische Arbeiten

**Ufert, G. (2012):** Übertragungsverluste mechanischer Fügstellen, Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM, Bachelor-Thesis.

**Dietrich, I. (2013):** Planung und Durchführung einer Sensitivitätsanalyse am Kundt'schen Rohr, Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM, Bachelor-Thesis.

**Martin, G. (2015):** Unsicherheit bei der Messung hochfrequenter Körperschallsignale mit Beschleunigungssensoren, Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM, Literaturrecherche.

---

---

## Abbildungsverzeichnis

---

Abbildung 2.1: Orientierung der Schnittgrößen und Verschiebungen/Verdrehungen .....	9
Abbildung 2.2: Verschiebung der Platte in m .....	10
Abbildung 2.3: STI und Betrag in $W/m^2$ der Plattenstruktur, SzM.....	11
Abbildung 2.4: Energiedichte der Plattenstruktur, EFEM.....	11
Abbildung 2.5: AAL-Schiffsfundament im halbschalltoten Raum des Fachgebiets SzM.....	13
Abbildung 2.6: FE-Modell des AAL-Schiffsfundaments, links: FEM-Netz, rechts: Ort der Kraftanregung .....	14
Abbildung 2.7: erste globale Schwingform des fixiert gelagerten Fundaments bei 38,4 Hz.....	15
Abbildung 2.8: erste globale Betriebsschwingform des fixiert gelagerten Fundaments bei 52 Hz (Verschiebung bei einer Phasenlage von $0^\circ$ ).....	15
Abbildung 2.9: lineare Strukturintensitätsverteilung bei der ersten globalen Betriebsschwingform bei 52 Hz.....	16
Abbildung 2.10: logarithmische Strukturintensitätsverteilung bei der ersten globalen Betriebsschwingform bei 52 Hz.....	16
Abbildung 2.11: Schalldruckpegel (Radius 1,5 m) bei der ersten globalen Betriebsschwingform bei 52 Hz .....	17
Abbildung 2.12: Geometriemodell des AAL-Fundaments in SO-Analyzer – Visualisierung der 25 Messpunkte .....	18
Abbildung 2.13: Anregungsspektrum des Impulshammers bei der experimentellen Modalanalyse am AAL-Schiffsfundament .....	19
Abbildung 2.14: Antwortspektrum z-Richtung am Messpunkt 21, Anregung in z-Richtung.....	20
Abbildung 2.15: gemessener Summenfrequenzgang des AAL-Fundaments mit identifizierten Eigenfrequenzen.....	20
Abbildung 2.16: Anregung des Fundaments mit einem elektrodynamischen Shaker.....	21
Abbildung 2.17: erste Betriebsschwingform des realen Fundaments bei 50,8 Hz.....	21
Abbildung 2.18: Abstrahlcharakteristik des Schiffsfundaments .....	23
Abbildung 2.19: Messaufbau für die Verlustfaktorbestimmung verschiedener Verbindungselemente .....	25
Abbildung 2.20: verschweißte Balken unterschiedlicher Dicke und mit unterschiedlichen Winkeln .....	25
Abbildung 2.21: Bezeichnungen der Aufnehmerpositionen .....	26
Abbildung 2.22: Verlauf des Reflexionsgrades einer Schweißnahtverbindung .....	27
Abbildung 2.23: Verlauf des Transmissionsgrades einer Schweißnahtverbindung .....	28
Abbildung 2.24: berechnete Verläufe des Reflexions- und Transmissionskoeffizienten von synthetisch erzeugten Messsignalen mit vorgegebenen Koeffizienten von $t = 0,6$ und $r = 0,4$ .....	29
Abbildung 2.25: berechnete Verläufe des Reflexions- und Transmissionskoeffizienten von synthetisch erzeugten Messsignalen mit vorgegebenen Koeffizienten und vorgegebener zeitlicher Verzögerung.....	30

---

---

Abbildung 2.26: Übertragungsfunktion Beschleunigung A1/Kraftanregung bestimmt mittels der Matlab-Funktion „fft“ von drei aufeinanderfolgenden Messungen .....	31
Abbildung 2.27: Übertragungsfunktion Beschleunigung A1/Kraftanregung bestimmt mittels der Matlab-Funktion „pwelch“ von drei aufeinanderfolgenden Messungen.....	31
Abbildung 2.28: Messpositionen der Sensorcluster im hinteren Schiffsteil (Schema) .....	32
Abbildung 2.29: Messpositionen der Sensorcluster im vorderen Schiffsteil (Schema) .....	33
Abbildung 2.30: Messpunkte im Sensorcluster 8a an der rechten Schiffsaußenwand (steuerbord)	34
Abbildung 2.31: Messpunkte im Sensorcluster 2 am Bug des Schiffes .....	34
Abbildung 2.32: Schmalbandspektrum des Schalldruckpegels.....	36
Abbildung 2.33: Schmalbandspektrum des Beschleunigungspegels .....	36
Abbildung 2.34: Schmalbandspektrum des Beschleunigungspegels am Motorfundament .....	37
Abbildung 2.35: Positionen der Beschleunigungssensoren am Motorfundament.....	37
Abbildung 2.36: Messpunkte (gelb) auf EFEM-Netz des Schiffes .....	38

---

---

## Tabellenverzeichnis

---

Tabelle 1.1: Zeitplan (nach kostenneutraler Verlängerung).....	3
Tabelle 2.1: Messbedingungen bei der experimentellen Modalanalyse des AAL-Schiff Fundaments.	18
Tabelle 2.2: Beschleunigungssummenpegel und Schalldrucksummenpegel der Messcluster .....	35

## Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN ---	2. Berichtsart Schlussbericht
3. Titel des Berichts EPES – Effiziente Prognose vibroakustischer Eigenschaften in der Schiffsentwurfsphase Teilvorhabensbezeichnung: Akustische Optimierung und experimentelle Validierung von Schiffskomponenten	
4. Autoren des Berichts (Name, Vorname(n))  Groß, Julia; Bös, Joachim; Melz, Tobias	5. Abschlussdatum des Vorhabens 31.05.2014
	6. Veröffentlichungsdatum 23.01.2015
	7. Form der Publikation Technischer Bericht
8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse)  Technische Universität Darmstadt Fachgebiet Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM Magdalenenstr. 4 64289 Darmstadt	9. Ber.Nr. Durchführende Institution ---
	10. Förderkennzeichen 03SX305H
	11. Seitenzahl Bericht 46
13. Fördernde Institution (Name, Adresse)  Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) 11019 Berlin	12. Literaturangaben 9
	14. Tabellen 3
	15. Abbildungen 36
16. Zusätzliche Angaben ---	
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum) BMWi, vertreten durch PtJ, Berlin, 23.01.2015	
18. Kurzfassung  Im Schiffsbau bilden die vibroakustischen Eigenschaften sowohl von Komponenten als auch der Gesamtstruktur eines Schiffes zunehmend eine entscheidende Anforderung im heutigen Entwicklungsprozess. Die sichere Vorhersage der akustischen Eigenschaften von Schiffsentwürfen stellt vor allem die Grundlage zur Sicherung der zunehmenden Ansprüche an Arbeitsbedingungen und Komfort im Schiffbau dar. Die ganzheitliche Betrachtung vibroakustischer Eigenschaften von Schiffskomponenten im Schiffsentwurfprozess war zu Projektbeginn noch nicht Stand der Technik. Ein einheitliches Werkzeug für den Entwurfsprozess existierte nicht. Das Ziel des Gesamtvorhabens war es somit, ein Simulations- und Anwendungswerkzeug zur Prognose der akustischen Eigenschaften zu entwickeln, das eine gute Genauigkeit in jeder Phase des Schiffentwurfs bietet. Zur Realisierung des Gesamtvorhabens war das Fachgebiet SzM an der numerischen Modellbildung und Simulation von Schiffskomponenten, dem Aufbau eines Prüfstands zur Validierung berechneter Koppelkoeffizienten an Verbindungselementen sowie der Planung, Durchführung und Auswertung von Messungen sowohl an Versuchsträgern als auch im Bordbetrieb beteiligt. Das in EPES umgesetzte einheitliche Simulations- und Anwendungswerkzeug ermöglicht es den Werften, in jeder Phase des Entwurfs- und Konstruktionsprozesses eine sichere Vorhersage der akustischen Eigenschaften einer Neuentwicklung treffen zu können. Die gewonnenen Ergebnisse fließen bereits jetzt unmittelbar in die praktische Anwendung in den Werften ein und können von der deutschen Schiffbauindustrie zur akustischen Optimierung ihrer Produkte – bereits während der Entwicklungsphase – genutzt werden.	
19. Schlagwörter Schiffbau, vibroakustische Eigenschaften, Entwicklungsphase, Simulations- und Anwendungstool	
20. Verlag ---	21. Preis ---

## Document Control Sheet

1. ISBN or ISSN ---	2. type of document (e.g. report, publication) report	
3. title EPES – Effiziente Prognose vibroakustischer Eigenschaften in der Schiffsentwurfsphase Teilvorhabensbezeichnung: Akustische Optimierung und experimentelle Validierung von Schiffskomponenten  EPES – Efficient prediction of vibroacoustic properties in the ship design process Subproject: Acoustic optimization and experimental validation of ship components		
4. author(s) (family name, first name(s))  Groß, Julia; Bös, Joachim; Melz, Tobias	5. end of project 31 May 2014	6. publication date 23 January 2015
8. performing organization(s) (name, address)  Technische Universität Darmstadt Fachgebiet Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM (System Reliability and Machine Acoustic SzM) Magdalenenstr. 4 64289 Darmstadt Germany		7. form of publication technical report
13. sponsoring agency (name, address)  Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) D-11019 Berlin		9. originator's report no. ---
16. supplementary notes ---		10. reference no. 03SX305H
17. presented at (title, place, date) BMWi, represented by PtJ, Berlin, 23 January 2015		11. no. of pages 46
18. abstract  In shipbuilding, the vibroacoustic properties of both components and the overall structure of a vessel form an increasingly critical requirement in today's development process. The reliable prediction of the acoustic performance of ship designs represents mainly the basis for securing the increasing demands on working conditions and comfort in shipbuilding. Viewing vibroacoustic properties of ship components in their entirety in the design process was not state of the technology at project start. A common tool for the design process did not exist. The objective of the project was, therefore, to develop a simulation and application tool for predicting the acoustic properties, to provide good accuracy at every stage of ship design. For the realization of the project, the research group SzM was involved in the numerical modeling and simulation of ship components, the development of a test bed to validate the calculated coupling coefficients of joining elements such as planning, implementation, and evaluation of measurements on test vehicles and on-board operations. The developed unified simulation and application tool enables shipyards to make a safe prediction on the acoustic properties of a new development at every stage of the design and construction process. The results of the project are presently finding practical application in shipyards.		12. no. of references 9
19. keywords shipbuilding, vibroacoustic properties, development process, simulation and application tool		14. no of tables 3
20. publisher ---		15. no of figures 36
21. price ---		