

BMWi Verbundprojekt AAL

Abschlussbericht Teilprojekt 2

Realisierung einer aktiven Aggregatelagerung anhand eines Funktionsmusters

Fr. Lürssen Werft GmbH & Co. KG

Zum Alten Speicher 11

28759 Bremen

Projektleiter: Dr.-Ing. Carsten Spieker

Autor: Dipl.-Ing. Bernhard Urban

23. Juni 2008

BMBF Verbundprojekt AAL– Abschlussbericht

Aktive Aggregatlagerung zur Reduktion von Strukturschwingungen und Körperschallübertragung – Projekt: Entwicklung einer aktiven Aggregatlagerung mittels multifunktionaler, strukturintegrierter Aktor-/Sensorsysteme

Auftraggeber **BMWi - Forschungszentrum Jülich GmbH**
Projektträger Jülich
Postfach 610247
10179 Berlin

Forschungsvorhaben 03SX200B

Projektleiter **Fr. Lürssen Werft GmbH & Co. KG**
Zum Alten Speicher 11
28759 Bremen

Forschungspartner **Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit und
Systemzuverlässigkeit LBF**
Postfach 10 05 45
D-64205 Darmstadt

<p>ZE:</p> <p>Fr. Lürssen Werft GmbH & Co. KG</p> <p>Zum Alten Speicher 11</p> <p>28759 Bremen</p>	<p>Förderkennzeichen:</p> <p>03SX200B</p>
--	---

Vorhabenbezeichnung:

Aktive Aggregatlagerung zur Reduktion von Strukturschwingungen und Körperschallübertragung – Projekt: Entwicklung einer aktiven Aggregatlagerung mittels multifunktionaler, strukturintegrierter Aktor-/Sensorsysteme

Laufzeit des Vorhabens:

01.09.2004 bis 31.12.2007

Berichtszeitraum:

01.09.2004 bis 31.12.2007

Inhaltsverzeichnis

I	Kurzdarstellung	5
I.1	Aufgabenstellung	5
I.2	Voraussetzungen des Vorhabens	6
I.3	Planung und Ablauf	7
I.4	Wissenschaftlicher und technischer Stand	9
I.5	Zusammenarbeit mit anderen Stellen	10
II	Eingehende Darstellung	11
II.1	Ergebnisse des Vorhabens	11
II.1.1	Lagerkonzept	11
II.1.2	Regelungskonzepte	16
II.1.3	Prüfstandsuntersuchungen	17
II.1.4	FEM-Berechnungen	21
II.1.4.1	Vorgehen	21
II.1.4.2	Erstellung der FE-Modelle	22
II.1.4.3	Berechnungen am Prüfstand	30
II.1.4.4	Berechnungen mit aktiven Lagern	38
II.1.5	Vibroakustische Simulation	43
II.1.6	Erprobung der aktiven Lager an Bord	50
II.1.7	Zusammenfassung und Ausblick	55

I **Kurzdarstellung**

I.1 **Aufgabenstellung**

Das Gesamtziel des Verbundvorhabens war die Entwicklung, Bau und Erprobung einer aktiven Aggregatelagerung auf der Basis von keramischen Piezoaktoren. Die aktive Lagerung soll eine wirksamere Entkopplung der Aggregate von der Schiffsstruktur bewirken, so dass geringere Vibrationsamplituden in die Struktur gelangen und die strukturschwingungsbedingten Luftschallpegel sinken.

Die Fr. Lürssen Werft (FLW) hatte innerhalb des Verbundvorhabens AAL die folgenden Arbeitsschwerpunkte gesetzt:

- Identifikation und Analyse der Erregerquelle Abtriebsaggregat im Schiff
- Prüfung der Anwendbarkeit aktiver Lagerungskonzepte für diese Erregerquelle
- Realisierung von geeigneten schiffstauglichen Lagerungskonzepten, die ein strukturintegriertes Sensorsystem enthalten sollen.
- Schnittstellenuntersuchung bez. der Integration der Lagerungskonzepte in die Fundamente bzw. Struktur
- Bewertung von verschiedenen Lagerungskonzepten sowie Konstruktion und Bau eines Labormusters,
- Modellierung und Simulation des Gesamtsystems
- Nachweis der Funktionsfähigkeit im Feldtest.

Die Bearbeitung dieser Arbeitsinhalte sollte in enger Zusammenarbeit mit dem Fraunhofer Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit (LBF) erfolgen.

I.2 Voraussetzungen des Vorhabens

Das Vorhaben AAL hatte das Ziel, eine wirksamere Aggregatelagerung auf der Basis aktiver Piezoaktoren zu entwickeln.

Voraussetzung dafür war die Kooperation kompetenter Partner aus den Branchen Schiffbau und Adaptronik. Die Fr. Lürssen Werft vertrat im Rahmen des Projektes den Schiffbau, die Adaptronik wurde durch das Fraunhofer Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit vertreten.

Das Verbundprojekt wurde im Rahmen des Förderprogramms Schiffbau und Meerestechnik für das 21. Jahrhundert gefördert. Zu Beginn des Projektes war das Förderprogramm dem BMBF zugeordnet, inzwischen untersteht dieses Programm dem BMWi. Das Projekt hatte das Förderkennzeichen 03SX200B.

I.3 Planung und Ablauf

Die Laufzeit des Projektes war auf drei Jahre ausgelegt (01.09.2004 bis 31.08.2007). Aufgrund einiger Verzögerungen wurde eine kostenneutrale Verlängerung bis Ende 2007 beantragt.

Das Projekt wurde zunächst in sieben Arbeitspakete untergliedert. Diese umfassten die Erstellung eines Lastenheftes bis zur Erprobung des Prototypen im Schiff. Im Projektverlauf wurde die Struktur um ein achttes Arbeitspaket ergänzt, in welchem vibroakustische Untersuchungen durchgeführt wurden (Abbildung 1).

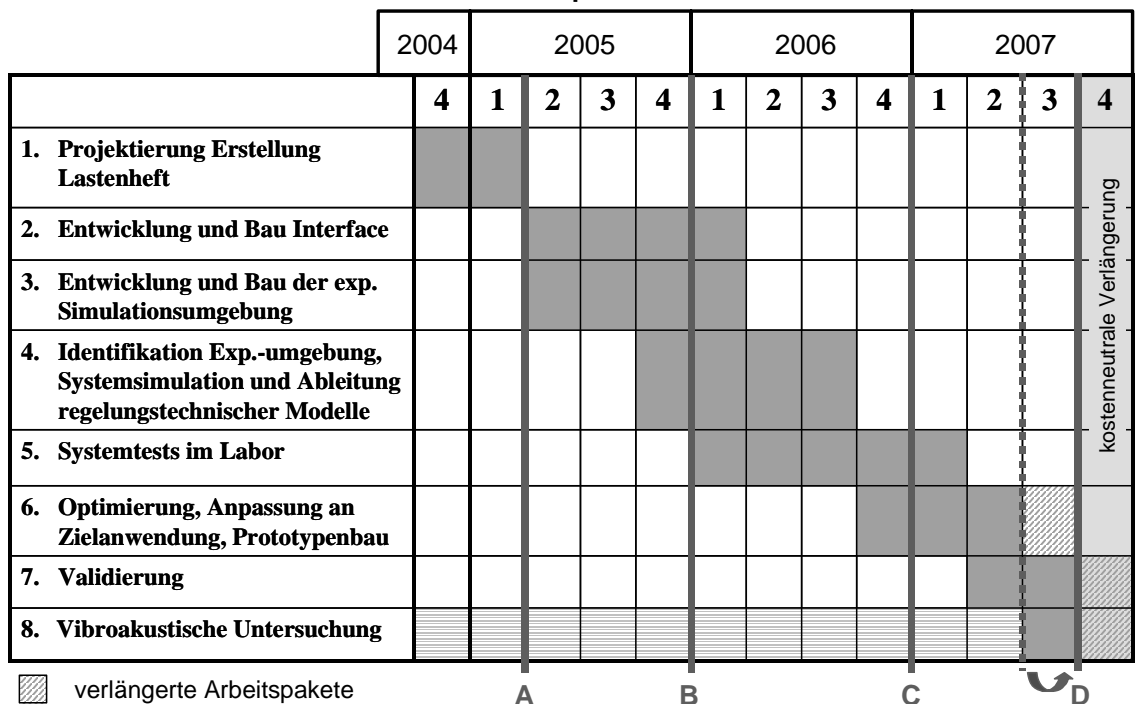


Abbildung 1: Zeitplan

Für die Projektlaufzeit wurden 4 Meilensteine definiert. Der vierte Meilenstein wurde aufgrund der Verlängerung der Projektlaufzeit um 3 Monate nach hinten verschoben.

Nr.	Zeitpunkt	Meilenstein
A	Nach 6 Monaten Ende März 2005*	Projektierung und Lastenheft abgeschlossen und auf Machbarkeit überprüft
B	Nach 15 Monaten Ende Dezember 2005*	Aktor- und Sensorsystem gemäß Vorgabe aus Lastenheft aufgebaut, charakterisiert und Bewertet
C	Nach 27 Monaten Ende September 2006*	Gesamtkonzept einschließlich Reglerstrategie aufgestellt, bewertet und durch Labormuster erprobt
D	Nach 33 Monaten Ende Juni 2007*	Feldtest (Gesamtsystem) aufgebaut, Optimierung an Laborumgebung bezüglich des Reglers, der Sensorik, der Aktorik abgeschlossen, Funktion nachgewiesen und Vorbereitungen für Probefahrt abgeschlossen

Abbildung 2: Meilensteine

I.4 Wissenschaftlicher und technischer Stand

Schwingungen der Schiffsstruktur sind im Allgemeinen unerwünscht, da sie bei Überschreitung kritischer Amplituden zu Schäden führen können, aber in jedem Fall für die an Bord befindlichen Personen als unangenehm und störend empfunden werden. Insbesondere der Komfortaspekt ist im Yachtbau von großer Bedeutung.

Zu den wesentlichen Erregern im Schiff zählen der Propeller, die Getriebe, die Hauptmaschinen und die Dieselgeneratoren. Um die Einleitung von Maschinenschwingungen zu minimieren, werden diese elastisch gelagert. Hierfür sind verschiedene technische Lösungen möglich. In den meisten Fällen ist die Entkopplung jedoch nicht ausreichend um die geforderten Schwinggeschwindigkeiten und Luftschallpegel in den Räumen des Schiffes ohne weitere Maßnahmen einzuhalten. Daher ist es in vielen Fällen nötig auch die Räume von der Schiffsstruktur zu entkoppeln. Diese Isolierungsmaßnahmen sind aufwendig, kostspielig, zeitintensiv und verursachen zusätzliche Massen im Schiff.

Um die Auswirkungen der Schwingungen von den installierten Aggregaten auf das Schiff, das Personal und die Passagiere zu minimieren und gleichzeitig den Installationsaufwand zu minimieren und Gewicht zu reduzieren, ist es erforderlich die Einleitung der Schwingungen zu senken. In branchenfremden Anwendungen wurde bereits gezeigt, dass mittels adaptiver Systeme Schwingungen entgegengewirkt werden kann. Eine detaillierte Beschreibung ist dem Bericht des LBF zu entnehmen.

I.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Neben der Zusammenarbeit mit dem Fraunhofer LBF ist die gute Kooperation mit der Deutschen Gesellschaft zur Rettung Schiffbrüchiger (DGzRS) zu erwähnen. Die DGzRS hat zu jedem Zeitpunkt das Projekt tatkräftig unterstützt. Dies beinhaltet mehrere Probefahrten in Eckernförde und später auch die Bereitstellung des Rettungsboots zur Integration der aktiven Lagerung und des anschließenden Tests auf der Weser. Ohne die freundliche Unterstützung der DGzRS hätten keine praktischen Erfahrungen im Rahmen des Projekts gesammelt werden können.

Ein wesentlicher Aspekt einer verbesserten aktiven Lagerung ist die daraus resultierende Reduktion des Luftschallpegels an Bord. Bei FLW selbst sind finite Elemente Rechnungen zur Ausbreitung von Schwingungen an Bord des Rettungsbootes durchgeführt worden, eine akustische Berechnung war aber nicht möglich. Daher wurde auf diesem Gebiet die Fa. Novicos beauftragt entsprechende Berechnungen durchzuführen.

II Eingehende Darstellung

II.1 Ergebnisse des Vorhabens

Die Durchführung der Arbeiten geschah in enger Zusammenarbeit mit dem LBF. Hierdurch ist nicht in jedem Fall eine klare Grenze bei den einzelnen Arbeitsschritten zu ziehen. Daher werden einige Projektergebnisse in beiden Teilberichten dargestellt.

II.1.1 Lagerkonzept

Das Entkopplungsprinzip der aktiven Lager beruht auf der Erzeugung einer phasenverschobenen Gegenschwingung, die im Idealfall eine Neutralisierung der resultierenden Schwingung bewirkt Abbildung 3. Im Rahmen des AAL-Projektes sollen die aktiven Gegenmaßnahmen durch piezokeramische Aktoren erzeugt werden. Diese sind in der Lage in einem breiten Frequenzspektrum zu arbeiten.

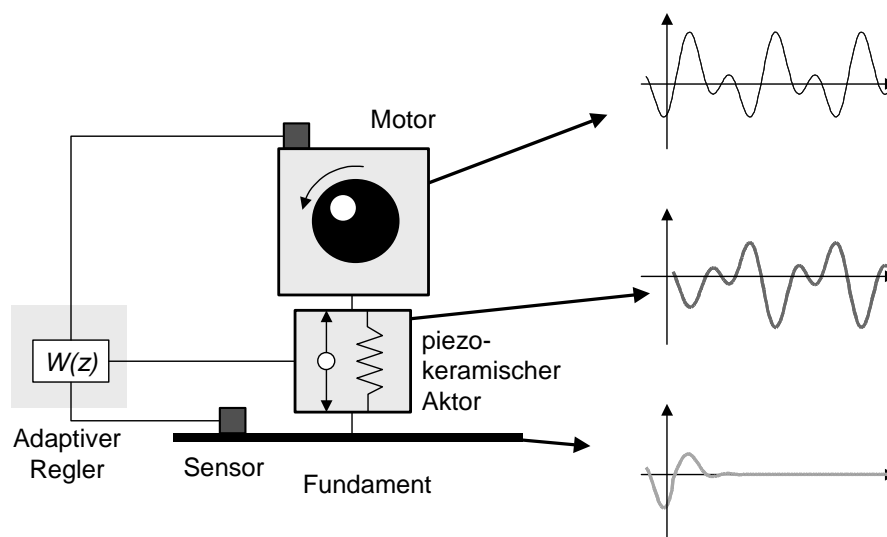


Abbildung 3: Entkopplungsprinzip

Die konstruktive Umsetzung ist von der gewählten Anwendung abhängig. Damit dem Projekt ein Versuchsträger über die gesamte Projektlaufzeit zur Verfügung steht, wurde in Absprache mit der Deutschen Gesellschaft zur Rettung Schiffbrüchiger (DGzRS) ein Rettungsboot ausgewählt, welches 2003 bei Lürssen in Bardenfleth gebaut wurde. Das Rettungsboot besitzt folgende Daten:

Länge:	9,41 m
Breite:	3,61 m
Tiefgang:	0,96 m
Antriebsleistung:	235 kW
Gewicht:	7,0 t
Geschwindigkeit:	18 kn (33 km/h)



Abbildung 4: Seenotrettungsboot

Für die Auslegung der aktiven Lager mussten die auftretenden Belastungen bekannt sein. Daher wurden Probefahrten bei unterschiedlichen Fahrzuständen durchgeführt. Dabei wurden die Schwingungen des Motors und des Motorfundamentes mit triaxialen Beschleunigungssensoren erfasst. Die Bewegungen des Motors in Bezug auf das Fundament wurden durch Lasertriangulatoren in x- und y-Richtung an einem Lager aufgenommen. Weiterhin wurden zwei Mikrofone zur Aufzeichnung des Schalldruckpegels im Motorraum an verschiedenen Positionen installiert und die Motordrehzahl aufgezeichnet. Die Sensorpositionen sind in Abbildung 5 dargestellt.

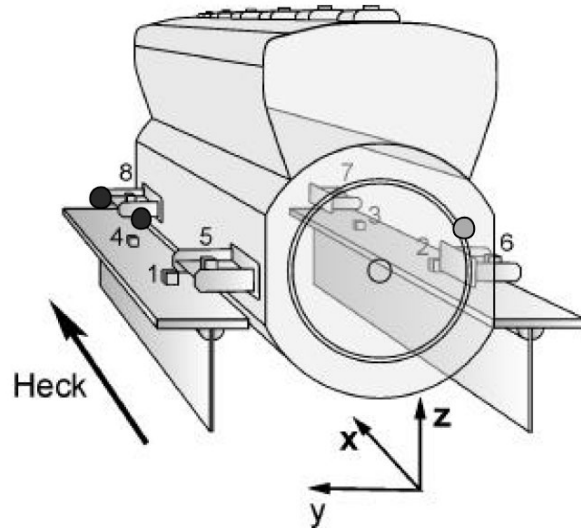


Abbildung 5: Sensorpositionen am Motor (rot – Lasertriangulatoren; grün – triaxiale Beschleunigungssensoren; blau – Drehzahlsensor)

Im Gegensatz zu der neueren 10 m langen Version des Rettungsboots, verfügt unser Rettungsboot nicht über ein externes Drucklager, so dass der Propellerschub über die Motorlagerung in das Fundament übertragen wird. Hieraus resultieren große Motorverlagerungen während des Betriebs. Abbildung 6 zeigt die Ergebnisse der Versatzmessung eines Hochlaufs und einem Versuch mit Zick-Zack-Kurs. Hier ist deutlich zu erkennen, dass in verschiedenen Betriebsmodi des Schiffes die Lager in unterschiedlichen Richtungen beansprucht werden.

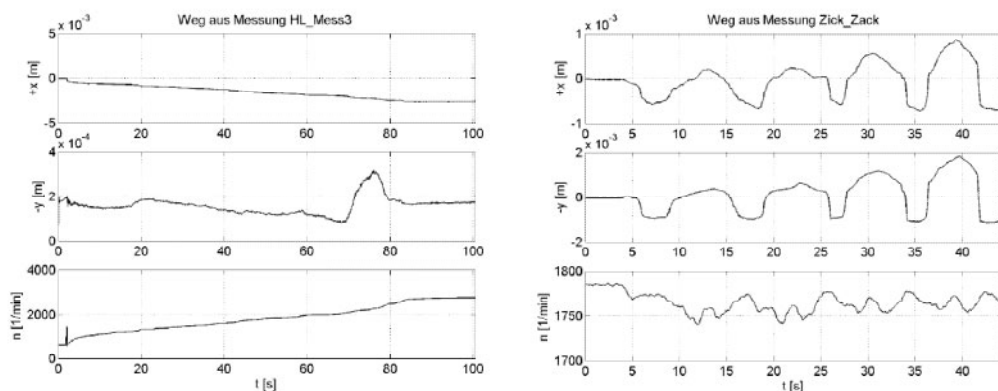


Abbildung 6: Verschiebungsmessungen in x- und y-Richtung während verschiedener Betriebszustände (links: Hochlauf; rechts: Zick-Zack-Kurs)

Aus den Messungen der Probefahrt wurden die Beanspruchungen während des Betriebes berechnet. Darauf basierend wurden vom LBF die Aktoren dimensioniert (Abbildung 7).

Frequenzbereich:	30 Hz < f_{aktiv} < 200 Hz	
	(3. Ordnung für 600 rpm < Motordrehzahl < 2800 rpm)	
Wege:	statisch:	x-Richtung $u_{\text{max}} = -2.84$ mm
		y-Richtung $u_{\text{max}} = 1.83$ mm
		z-Richtung $u_{\text{max}} = 2.26$ mm
	dynamisch:	z-Richtung $u_{\text{max}} = \pm 55$ μm
Kräfte:	statisch:	x / y-Richtung $F_{\text{max}} = 6.000\text{N}$
		z-Richtung $-100\text{ N} < F_{z,\text{stat}} < 3150\text{ N}$
	dynamisch:	z-Richtung $F = \pm 165\text{ N}$
Aktorhub:	$\approx 110\ \mu\text{m}$ @ 30-40 Hz; $\approx 50\ \mu\text{m}$ @ 40-50 Hz; $\approx 30\ \mu\text{m}$ @ 50-200 Hz	

Abbildung 7: Abgeleitete Parameter für die Piezoaktoren

Auf Basis der Probefahrten konnten die typischen Einsatzbedingungen gemessen werden, unter denen die Aktoren ihre Wirkung entfalten sollen. Darüber hinaus sind noch weitere Randbedingungen zu beachten, die zur konstruktiven Ausgestaltung der Lager herangezogen werden müssen. Bei schwerem Seegang können deutlich stärkere Kräfte auftreten als die, welche bei den Probefahrten aufgetreten sind. Für diesen Belastungsfall muss die Festigkeit der Konstruktion ausgelegt werden. Es ist der verfügbare Bauraum im Rettungsboot zu beachten und das Lagersystem muss eine ausreichende Notlaufeigenschaft aufweisen, falls die Elektronik des aktiven Systems versagt.

Letztere Forderung wird konstruktiv dadurch gelöst, dass die Aktoren mit einem passiven Element in Serie geschaltet werden. Das passive Element wirkt auch bei einem Ausfall der Aktoren (Abbildung 8).

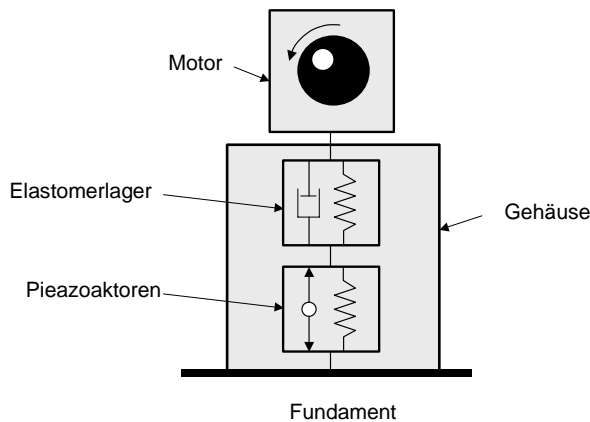


Abbildung 8: Lagerkonzeption

Die endgültige Konstruktion des Lagers ist in Abbildung 9 zu sehen.

Im Folgenden wird die Lagerkonstruktion beschrieben. Das Lager ist rotationssymmetrisch aufgebaut. Das äußere Gehäuse ist aus Aluminium gefertigt, um Gewicht zu minimieren. Der Durchmesser des Zylinders beträgt 165 mm und die Höhe 108 mm. Im Zentrum ist das passive Lagerelement angeordnet. Hierbei wurde auf den gleichen Typ zurückgegriffen, welcher in der Standardkonfiguration eingesetzt werden. Dazu musste das Gehäuse allseitig bearbeitet werden, so dass es mit Spannschrauben in einer Zylinderbuchse fixiert werden konnte. Die Zylinderbuchse wird im äußeren Gehäuse in Z-Richtung auf den Piezoaktoren aufgesetzt. In X- und Y-Richtung werden die Kräfte über eine dünne Membran eingeleitet. Diese ist in den Querrichtungen steif und in Z-Richtung weich.

Die Kräfte des Motors werden über den Anschlussbolzen in das Lager eingeleitet. Der Bolzen ist mit Gummielementen gelagert. Eine Dämpfung der Schwingamplituden findet in allen drei Raumrichtungen statt. Die Kräfte in X- und Y-Richtung werden dann über das Gehäuse des passiven Lager in die Membranen geleitet und schließlich über das Gehäuse des aktiven Lagers in das Fundament. Die Kraftkomponente in Z-Richtung wird über die Piezoaktoren in das Fundament geleitet.

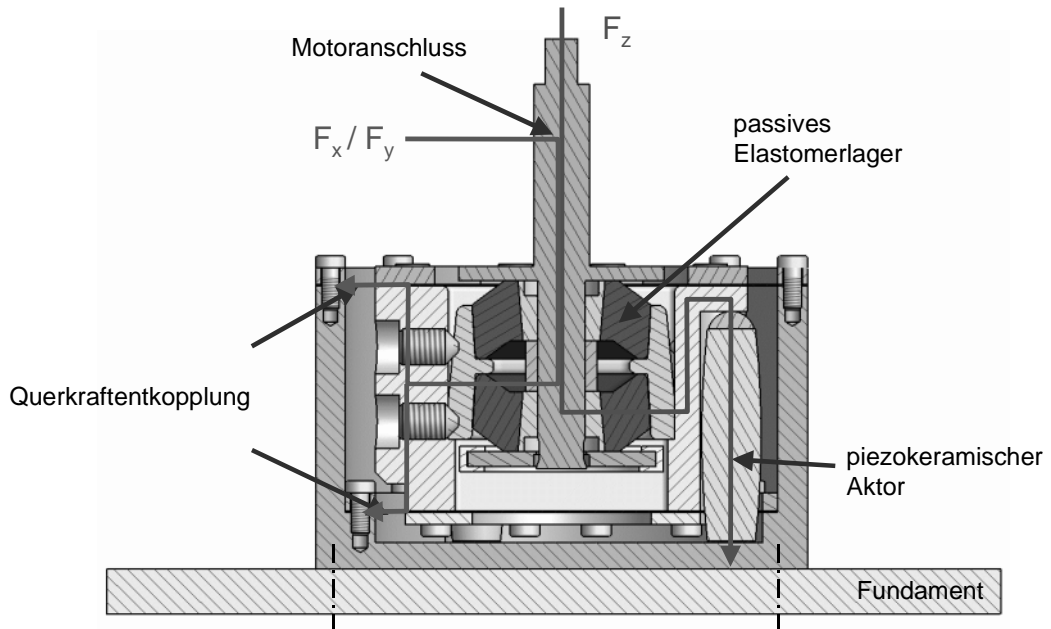


Abbildung 9: Lagerkonstruktion



Abbildung 10: Aktives Lager ohne Gehäuse / Komplett montiertes aktives Lager / passives Lager

II.1.2 Regelungskonzepte

Die Entwicklung der Regelungsstrategien ist Teil der Arbeitsinhalte des LBF und wird daher in diesem Bericht nur oberflächlich beschrieben.

Das Prinzip der Regelung besteht darin, ein Referenzsignal am Aggregat und ein Fehlersignal am Fundament aufzunehmen und dem Regler zuzuführen. Als Referenzsignal wird die Motordrehzahl genutzt. Das Fehlersignal ist die Beschleunigung

am Fundament. Diese beiden Signal werden verwendet, um die Aktoren zu regeln und das Fehlersignal zu minimieren (Abbildung 11).

- ◆ Nutzung eines Referenzsignals
- ◆ Aufnahme eines Fehlersignals zur Anpassung des Reglers
- ◆ Implementierung mit Hilfe adaptiver digitaler Filter
- ◆ Verwendung on-line erfasster Modelle im Regler: Anpassung an verschiedene Umgebungsbedingungen

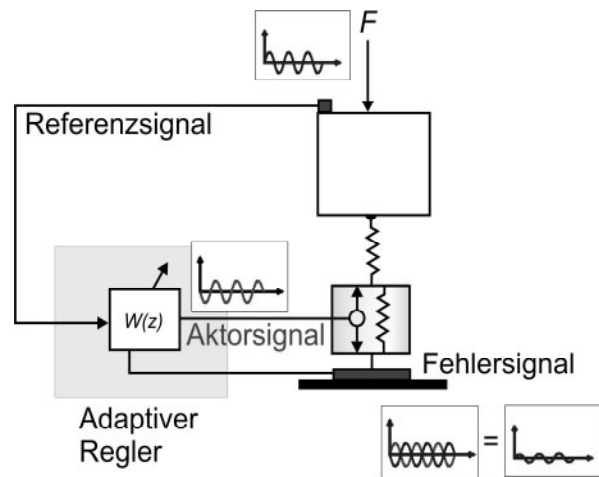


Abbildung 11: Regelungskonzept

II.1.3 Prüfstandsuntersuchungen

Vor der Erprobung der aktiven Lager im Praxistest wurden mehrere Prüfstandtests absolviert, die der Funktionsprüfung des Lagerkonzeptes, Auswahl von Verstärkern und Regelstrategien dienen. Neben reinen Funktionsprüfungen an Laborprüfmaschinen sollten Versuche in einer möglichst realitätsnahen Umgebung durchgeführt werden. Zu dem Zweck wurde eigens ein Prüfstand entwickelt und aufgebaut.

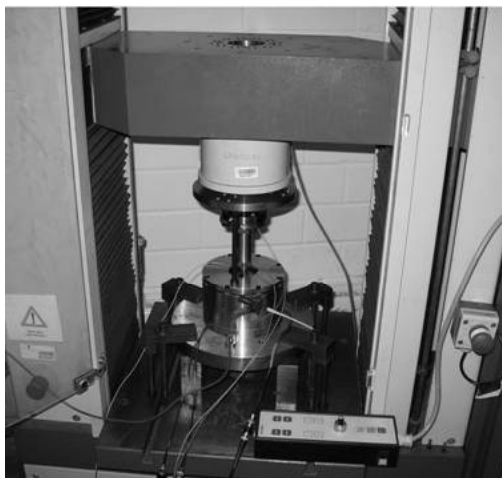


Abbildung 12: Aktives Lager im Laborprüfstand

Der Aufbau der experimentellen Simulationsumgebung ist für die Erprobung und Optimierung der adaptiven Lagerung erforderlich. Der Prüfstand soll weitestgehend die realen Belastungen der Motorlager auf dem Seenotrettungsboot der DGzRS abbilden. Neben der Verwendung eines Originalmotors der Fa. Cummins, ist es notwendig eine realitätsähnliche Fundamentierung und Lastabgabe zu gewährleisten. Der Motor wird daher auf einem Teilstück des Schiffes, welches dem Schiffsrumpf im Bereich des Maschinenraums entspricht im Originalmaßstab nachgebaut. Dieses Fundament wird wiederum vom Fundament des Prüfstandes entkoppelt. Der Abtrieb erfolgt über eine elastische Kupplung mit einem Elektromotor /-generator.

Da die Propellerwelle des Motors in einem Winkel von $9,5^\circ$ angeordnet ist, muss der gesamte Generator um diesen Winkel gekippt werden, um keine zusätzlichen Kräfte in Längsrichtung zu erhalten.

Die Abtriebsmaschine verfügt über eine ausreichende Leistung, so dass alle Lastspitzen des Schiffsmotors problemlos aufgenommen werden können. Weiterhin können freiprogrammierbare Lastzyklen programmiert werden, so dass die Lastfälle, die während der Testfahrt aufgenommen worden sind sehr exakt nachgebildet werden können. So ist es möglich eine gute Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu erreichen.

In Abbildung 13 ist das Motorfundament dargestellt. In Längsrichtung wird das Motorfundament jeweils durch ein Schott begrenzt, seitlich wird das Fundament durch die Tankwände begrenzt. Die Tankwände dienen wiederum als Auflager für die elastische Entkopplung vom Prüfstandsfundament. Aus konstruktiven Gründen wurden die Tankwände ein Stück nach unten verlängert, so dass der Skeg beim auflegen des Motorfundamentes auf das Prüfstandsfundament keinen Kontakt bekommt.

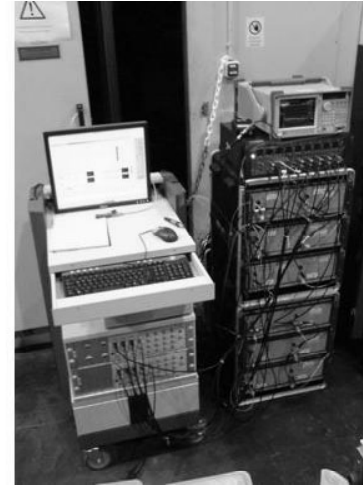
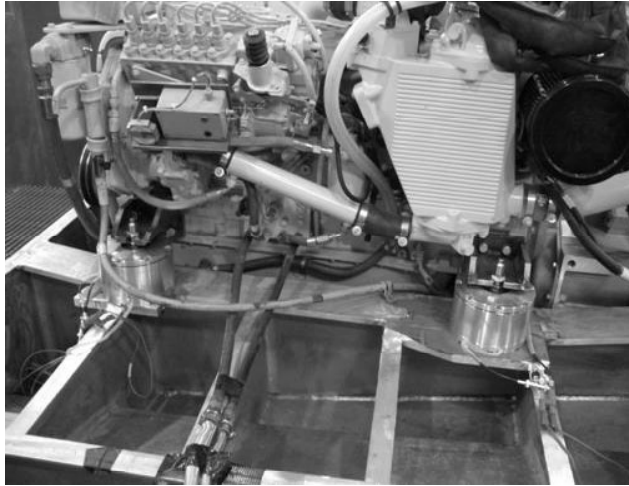


Abbildung 15: Aktive Lager im Einbauzustand im Prüfstand sowie Steuerung und Sensorik

Um die Wirksamkeit der aktiven Lager nachzuweisen wurden unterschiedliche Reglerstrategien erprobt. Eine Möglichkeit besteht in der Ausregelung einer oder mehrerer Motorharmonischen. In Abbildung 17 ist die Wirksamkeit der aktiven Lager zur Bedämpfung der 3. Motorharmonischen Drehzahl dargestellt. Zu erkennen ist eine deutliche Reduktion der in das Motorfundament eingeleiteten Vibrationen während einer Hochlaufmessung.

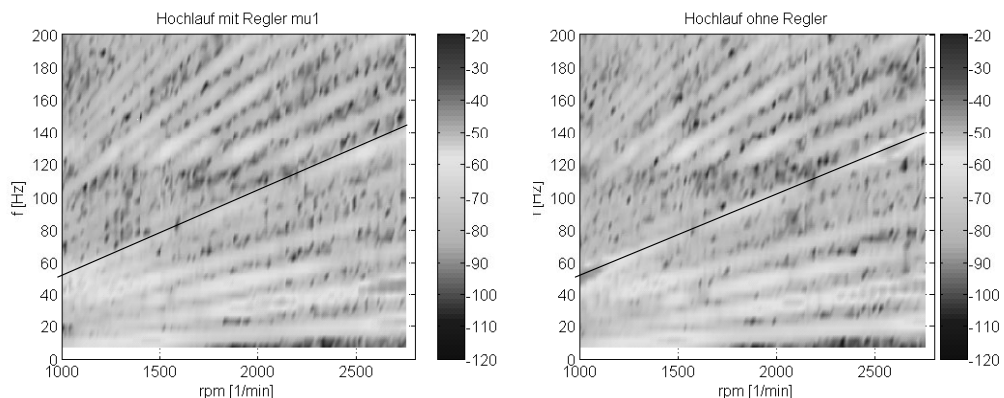


Abbildung 16: Hochlaufmessung: 1000.. 3000 min-1 in 30 s, Regelung der 3. Harmonischen

Eine Order-Tracking-Filterung des Messsignals zeigt die Reduktion der eingeleiteten Vibrationen durch die aktiven Lagerung noch deutlicher. (Abbildung 15).

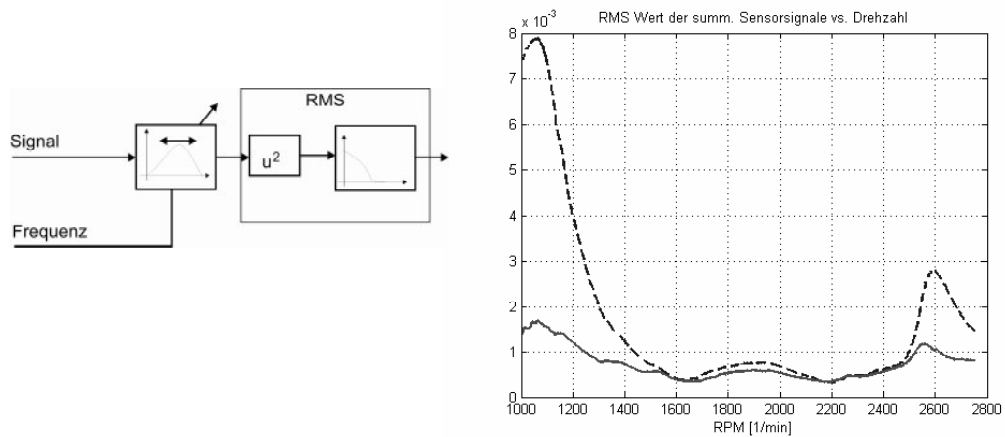


Abbildung 17: Isolation des Signals der 3. Harmonischen durch Order Tracking Filter

II.1.4 FEM-Berechnungen

II.1.4.1 Vorgehen

Für die FEM-Berechnungen im Rahmen dieses Projektes wurden zwei größere FE-Modelle generiert. Als erstes wurde der Prüfstand (nachfolgend FE-Modell „Prüfstand“ genannt) nachgebildet, idealisiert und ersten Proberechnungen unterzogen. An diesem FE-Modell wurden alle gemessenen Randbedingungen vom Schiff aufgetragen und dient in diesem Stadium zu Testzwecken, um das Potential des firmeninternen FEM-Programms noch besser zu integrieren.

Diesem FE-Modell „Prüfstand“ steht ein zweites FE-Modell gegenüber. Dieses zweite FE-Modell (nachfolgend FE-Modell „Seenotrettungsboot“ genannt) verkörpert den kompletten mittleren Teil (Spant 8 bis Spant 14) des in diesem Projekt verwendeten Seenotrettungsboots. Optional in einer späteren Phase komplett mit Aufbauten (Fahrerstand) zur Berechnung der Geräuschausbreitung.

Die Umsetzung erfolgte grob in zwei Phasen:

Phase 1:

Beide FE-Modelle werden in der ersten Phase mit der herkömmlichen bzw. einer konventionellen, elastischen Lagerung gerechnet. Im Vordergrund steht dabei, beide FE-Modelle an die jeweiligen Randbedingungen für den Seebetrieb bzw. den Prüfstandsbetrieb anzupassen und plausible Ergebnisse zu den bisher gemessenen Werten zu erreichen. Des weiteren diente das FE-Modell „Seenotrettungsboot“ dazu, den Einsatz der aktiven Lagerungen im realen Schiff zu simulieren und voraus-

sagen zu können. Bedingung ist hierfür die erfolgreiche Berechnung der aktiven Lager am kleineren FE-Modell „Prüfstand“.

Phase 2:

In der zweiten Phase werden beide Modelle mit der aktiven Lagerung gerechnet und ebenfalls miteinander verglichen.

Beide FE- Modelle wurden ständig mit Messungen an dem jeweiligen realen Objekt abgeglichen.

Die folgende Abbildung (Bild 5) zeigt die Gegenüberstellung der zwei FE-Modelle und den Einsatz der jeweiligen Lagerung bzw. der Randbedingungen.

Rechenweg der FEM-Berechnungen



Abbildung 18: Rechenweg

II.1.4.2 Erstellung der FE-Modelle

Die Konstruktion des Seenotrettungsboots ist noch in 2D erfolgt. Daher musste, bevor die FE-Modelle erstellt werden konnten, das CAD-Modell erstellt werden. Die Erstellung des Modells erfolgte auf Basis von 2D-Zeichnungen.

Prüfstand

Das komplette FE-Modell „Prüfstand“ setzt sich aus insgesamt 4 Teilstücken („Parts“) zusammen. Alle Einzelteile werden jeweils einzeln modelliert und nachfolgend vernetzt. Damit können alle Bestandteile in einem solchen Part einzeln gerechnet und somit überprüft werden. Erst danach werden die einzelnen Parts zu dem eigentlichen FE-Modell „Prüfstand“ hinzugefügt und miteinander verbunden.

Abbildung 19 zeigt die einzelnen Parts in ihrer CAD-Geometrie in der späteren Anordnung des Prüfstandes.

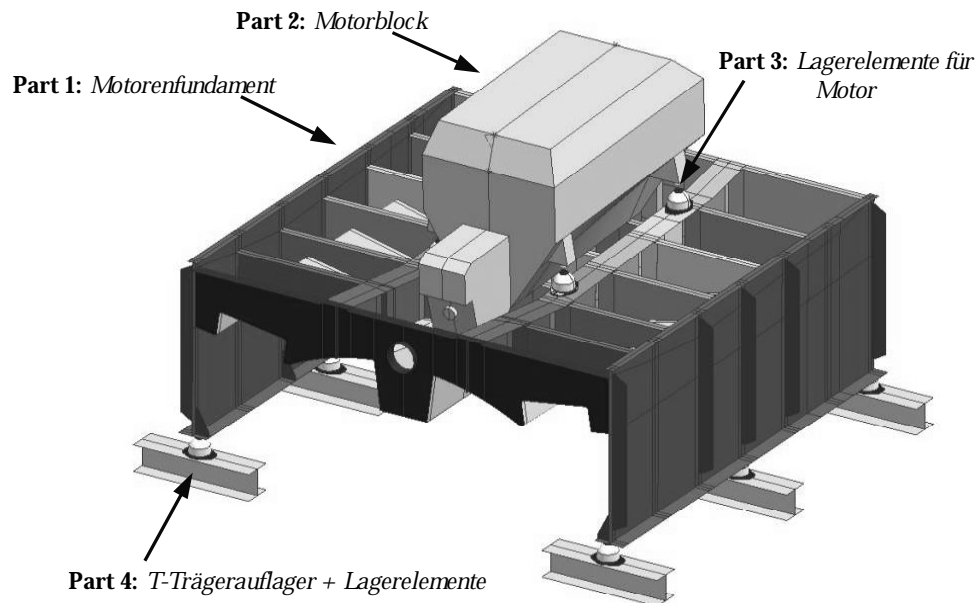


Abbildung 19: CAD-Anordnung des FE-Modells „Prüfstand“

Die gesamte Aluminiumstruktur des Prüfstandes basiert auf normalen Shell-Elementen. Der Motorblock mit Kupplung und Getriebe wurde aus Volumen-Elementen erzeugt.

Bei der Lagerung des Motors wurde im wesentlichen darauf wert gelegt, dass das Prinzip der aktiven Lagerung umsetzbar bzw. zu simulieren ist. D.h., dass alle 4 Lager so idealisiert wurden, dass sie eine externe Erregung in Z-Richtung aufnehmen können. (nach Vorbild der Piezoelemente)

Die folgende Abbildung zeigt das FE-Modell des Prüfstandes im entgültigen Zustand und aufgliedert in die Komponenten Motorblock mit Kupplung und Getriebe und die reine Aluminiumstruktur.

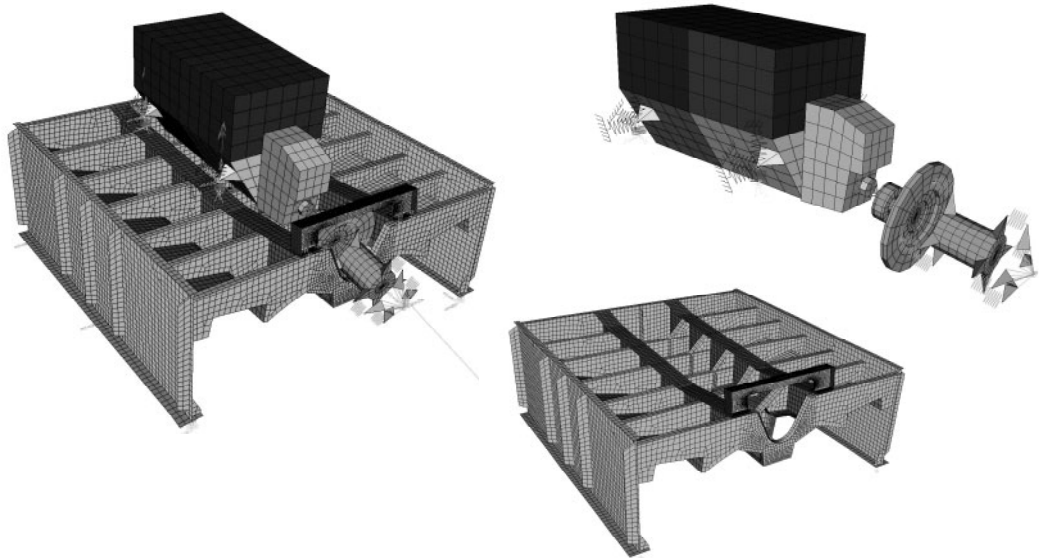


Abbildung 20: Ansicht des kompletten und entgültigen FE-Modell vom Prüfstand zerlegt in die zwei Systemkomponenten Motorblock mit Kupplung und A-lufundament des Prüfstandes

Seenotrettungsboot

Die verschiedenen Zeichnungen sind als 2D-Daten in einem ersten Schritt zu säubern und von überflüssigen Informationen zu befreien. Danach werden sie entsprechend der richtigen Basis-Koordinaten ausgerichtet und im virtuellen Raum aufgestellt. Die einzelnen Ebenen aus den ursprünglichen 2D-„Mehrschicht“-Plänen werden dann in Ihre wahre 3. Raumebene geschoben.

Die Linien werden sortiert und mit entsprechenden Werkzeugen zu Flächen modelliert. Bei dem Grad der Detailmodellierung steht der Zweck der späteren FE-Analyse an erster Stelle. Die spätere Idealisierung bestimmt in diesem Arbeitsschritt die Formgebung der Struktur. Vereinfacht gesprochen, dient das Hinterschiff und Vorschiff nur als weitere Ausformulierung des „Resonanzkörpers“-Schiff und wird später nur grob mit Elementen idealisiert werden. Das Mittelteil dagegen wird feiner vernetzt werden, weil hier die Quelle – der Motor mit der aktiven Lagerung - die Energie in die Struktur und in den Innenraum leitet.

In der folgenden Abbildung ist die CAD-Baustelle vom Hinterschiff zu sehen. Es ist ein Gewirr aus tausenden von Linien, nur die wenigsten ergeben – richtig zusammengepuselt – eine reales „Bauteil“.

Das nachfolgende Bild stellt ein solches Liniengewirr dar.

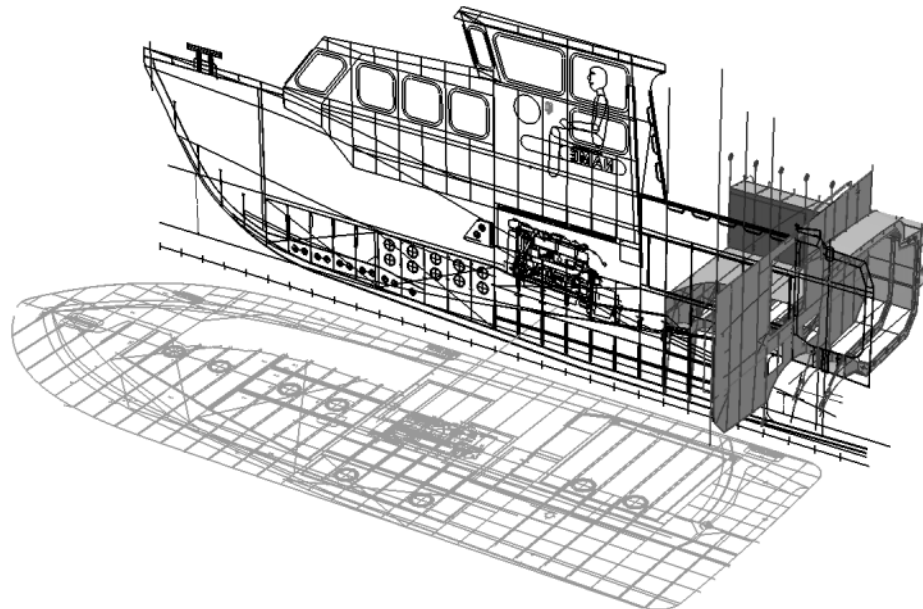


Abbildung 21: CAD-Baustelle des Hinterschiffs. Lateralplan und Draufsicht bilden eine kleine Hilfestellung in dem zusammenfügen der einzelnen Linien zu Flächen.

Sind die Linien zu Flächen verarbeitet beginnt die Anbindung an die vorhandene CAD-Struktur. Zu sehen ist dieser Arbeitsschritt in der nächsten Abbildung.

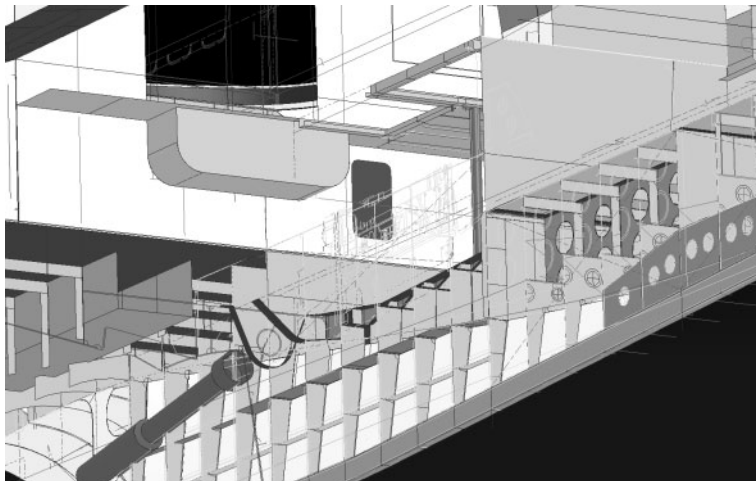


Abbildung 22: Zu sehen ist hier das Halbmodell des Versuchsbootes von vorne schräg Steuerbord in den Mittelbereich, wo jetzt die neu erzeugten Strukturelementen an das alte Mittelteil angeschlossen wird. Die relativ genau ausformulierte Geometrie des Mittelteils muss mit entsprechenden Übergängen zur gröberen Geometrie der anderen Teile (Hinter-, Vorderteil, Decksaufbau) angeschlossen werden.

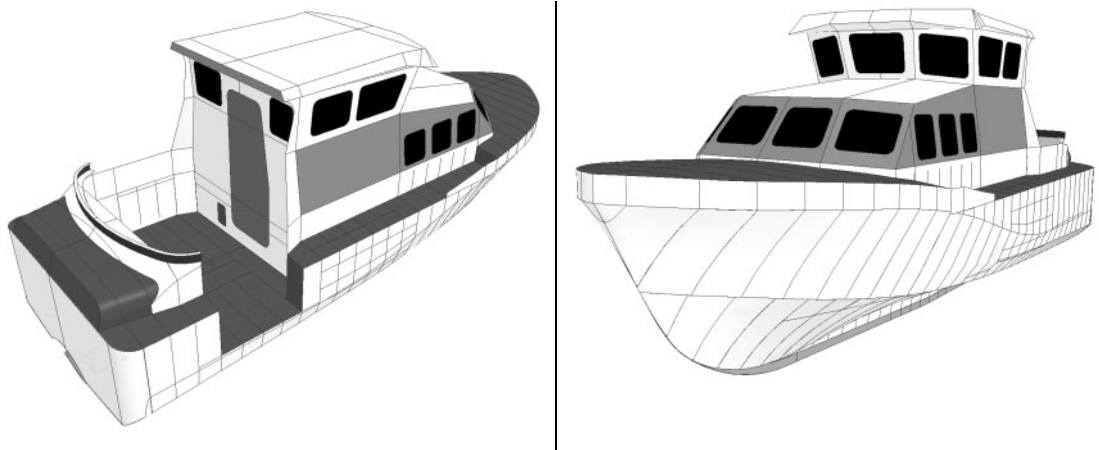


Abbildung 23: Das fertige Flächenmodell mit den Originalfarben zur besseren Visualisierung der Geometrie.

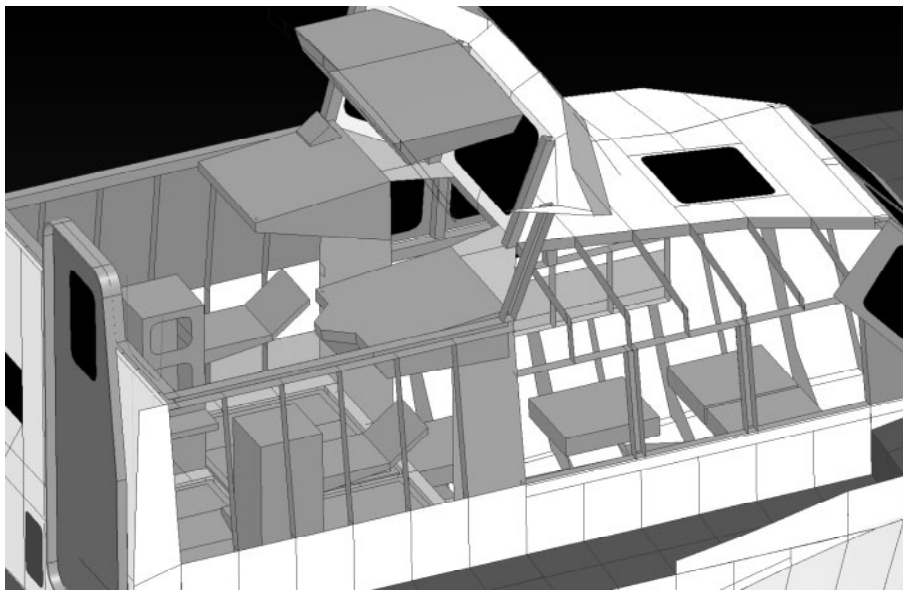


Abbildung 24: CAD-Modell des Innenraumes – ergänzt um zusätzliche Komponenten (Konsolen, Sitzfundamente usw.), um das akustischen relevante Luftvolumen später genauer idealisieren zu können.

Im Anschluss an die Erstellung des CAD Modells kann die Struktur vernetzt werden. Hierfür wird das Programm HyperMesh verwendet. Die Elementgröße wird den Erfordernissen der Berechnung entsprechend angepasst. In Abbildung 25 ist ein Ausschnitt der vernetzten Struktur im Bereich des Motorfundamentes des Rettungsbootes dargestellt. In Abbildung 26 ist schließlich das vollständig vernetzte Rettungsboot zu sehen.

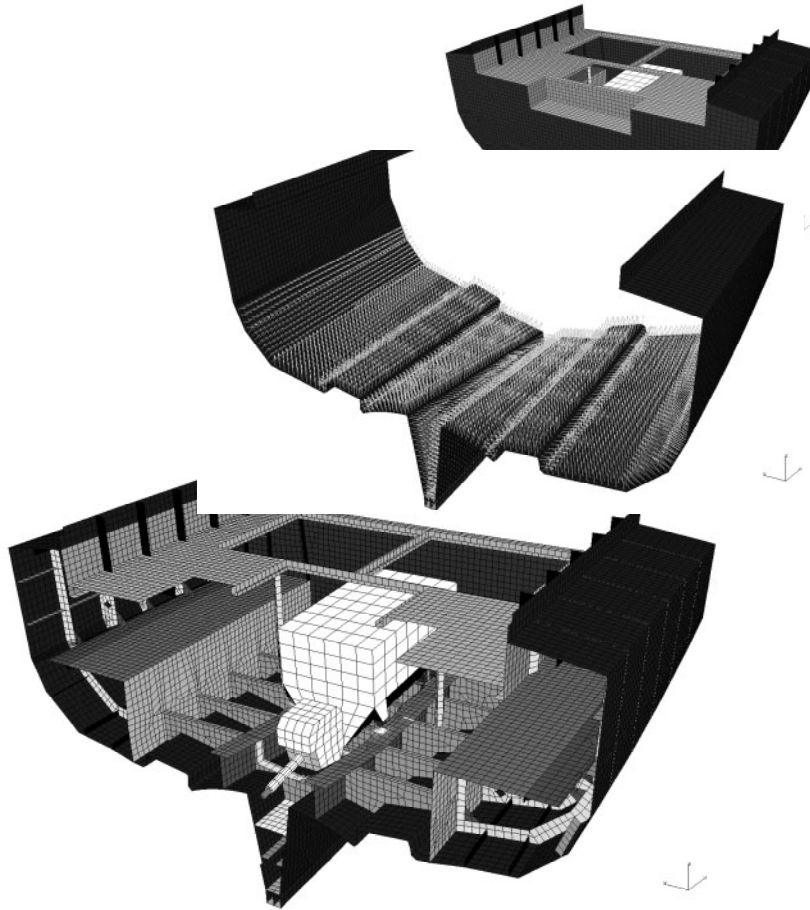


Abbildung 25: Ansichten von Teilsegmenten des FE-Modells „Seenotrettungsboot“

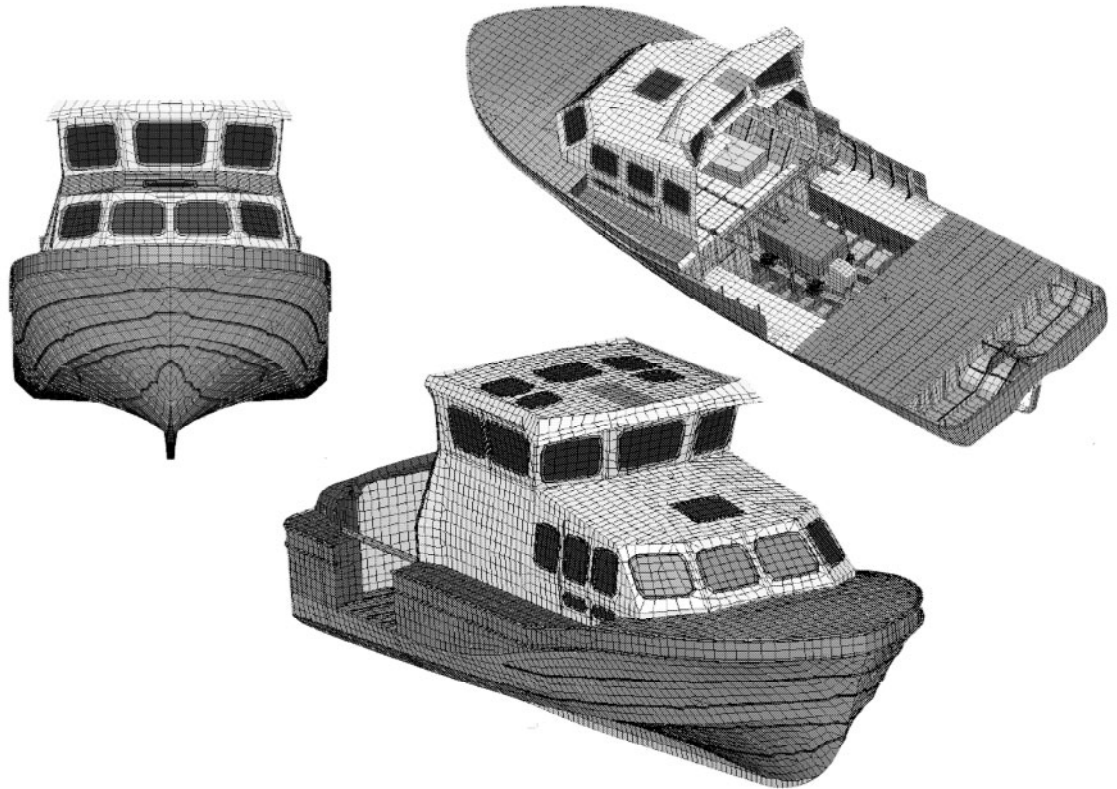


Abbildung 26: Vollständiges FE-Modell des Rettungsbootes

Aktives Lager

Das folgende Bild zeigt den Aufbau des aktiven Lagers im Querschnitt und in einer Explosionsdarstellung. Dieses Bild soll die Bauweise des aktiven Lagers darstellen. Eine genaue Beschreibung der Komponenten ist im Kapitel II.1.1 und im Bericht des LBF zu finden.

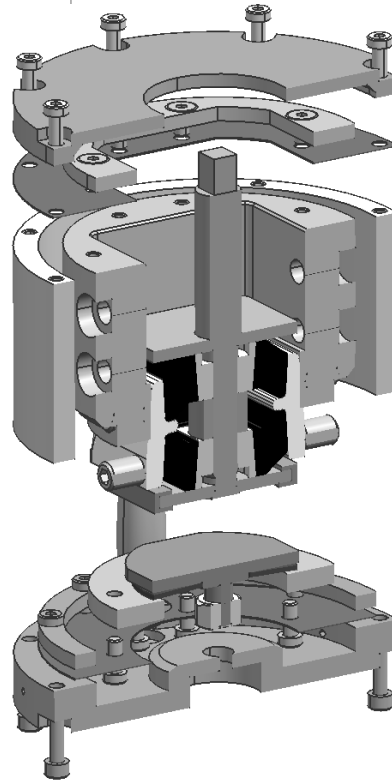


Abbildung 2: CAD-Modell des aktiven Lagers vom LBF im Schnittmodell

Aus den oben dargestellten CAD-Daten und dem umsetzbaren mechanischen Wirkungsprinzip dieses aktiven Lagersystems wurde im FE-Programm eine FE-Version eines aktiven Lagers ermittelt. Wichtig war dabei, dass die mitschwingende Masse des Topfes und deren Massenträgheitsmoment so genau wie nötig idealisiert wurde. Zusätzlich wurden 3 Piezoaktoren vorgesehen und auch das passive Gummilager wurde mit eingebaut.

Die nächste Abbildung zeigt die fertige Version des im FE-Programm umgesetzten und idealisierten aktiven Lagers:

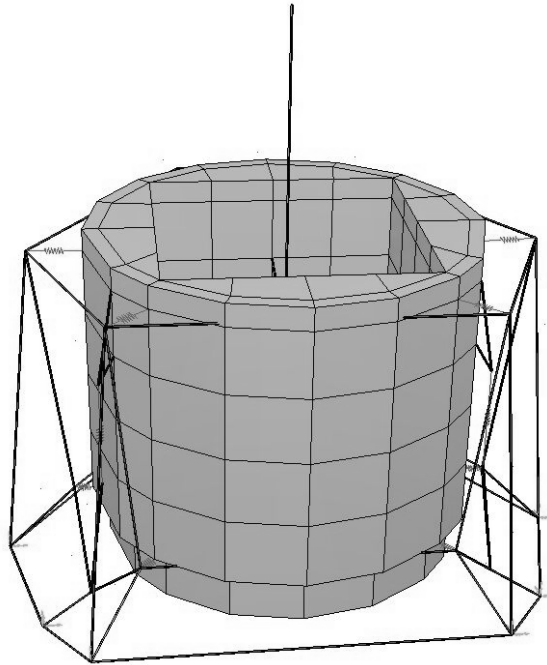


Abbildung 3: CAD-Modell des aktiven Lagers vom LBF im Schnittmodell

II.1.4.3 Berechnungen am Prüfstand

Statische Berechnungen

Das globale Ziel dieser FEM-Berechnungen ist unter anderem die Verifizierung der Messergebnisse des realen Prüfstandes vom LBF, um eine Aussage über die Genauigkeit und das Potenzial der FEM-Simulationen, bezogen auf die hier vorliegende Projektproblematik, treffen zu können.

Dafür ist es wichtig, dass das vorliegende FE-Modell so genau wie möglich in seiner Idealisierung an den realen Prüfstand angeglichen wird, um einen Zustand zu erreichen, in dem Mess- und FEM-Ergebnisse miteinander verglichen werden können. Hierfür werden einfache statische Berechnungen im Vorfeld verwendet, um vorliegende Messwerte zu überprüfen und gegebenenfalls die Eigenschaften der „virtuellen“ Systemkomponenten¹ anzupassen.

Damit wird gewährleistet, dass alle Lagerelemente unter jeder statischen Belastung sich genau so verhalten, wie sie es in der Realität tun bzw. wie es gemessen wurde.

¹ Gewichts-, Massen-, Lagersteifigkeitstoleranzen usw. summieren sich auf und sind im Vorfeld kaum zu erfassen

Durchgeführte statische Berechnungen:

- *Eigenverformung und Absenkung unter Eigengewicht*
- *Aufbringung eines Motormomentes*
- *Aufbringung des maximalen Propellerschubes*

Abgeglichen wurden die berechneten FEM-Ergebnisse mit den Messergebnissen von der Versuchsfahrt an Bord des Seenotrettungsboots und mit den Messdaten vom realen Prüfstand, welche vom LBF geliefert wurden.

Die folgende Abbildung zeigt beispielhaft die Verformung unter reinem Eigengewicht. Mit dieser Überprüfung wurden somit gleichzeitig auch alle anderen Basis-kenngrößen wie Gewicht, Schwerpunkte und Trägheitsmomente überprüft.

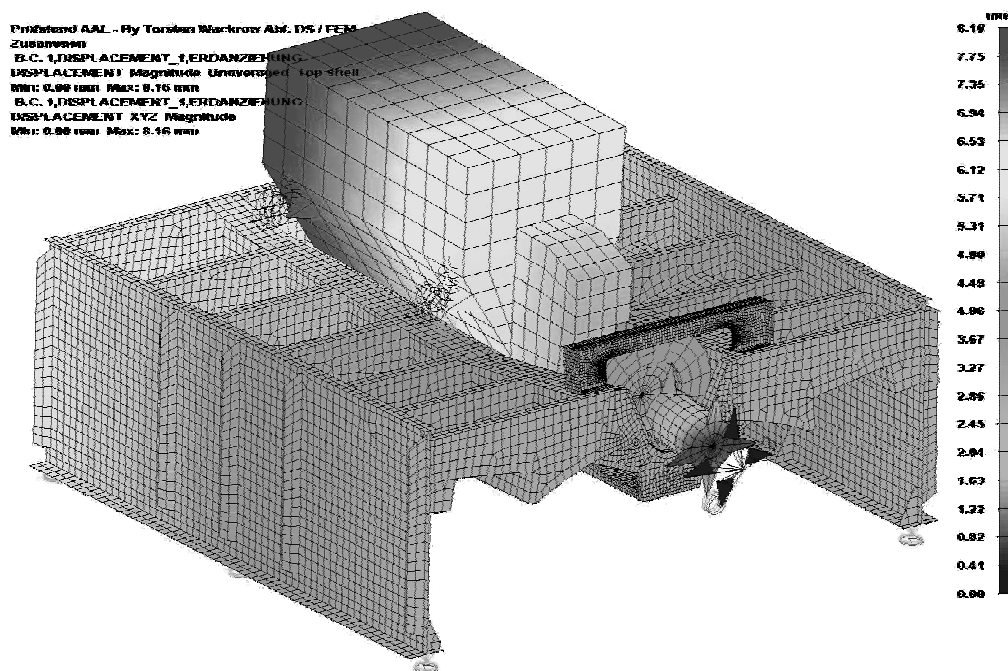


Abbildung 27: Eigenverformung und Absenkung des Prüfstandes unter Eigengewicht; ermittelte Einsenkungen der Lager verglichen mit den gemessenen Werten vom LBF (magentafarben); Überprüfung der Reaktionskräfte in Z-Richtung und somit das Gewicht der einzelnen Komponenten.

In den nachfolgenden statischen Berechnungen wurde das Motormoment und der Propellerschub als Belastung mit in das FE-Modell mit eingebracht. Hier wurden die Lagerelemente in ihrer Schubrichtung hin überprüft und allgemein Erfahrungen mit diesen zwei Belastungsfällen gesammelt. Da im späteren FE-Modell des Seenotret-

tungsboots ebenfalls diese Belastungsfälle aufgebracht wurden, um die Messdaten aus der realen Probefahrt zu überprüfen.

Die folgenden beiden Bilder zeigen separat den Motorblock unter Einwirkung des Motormomentes. (Ansicht von schräg vorne von unten nach achtern) Die andere Abbildung zeigt die Kraftaufnahme der Kupplung vom Propellerschub und die dadurch resultierende Verformung des gesamten FE-Modells.

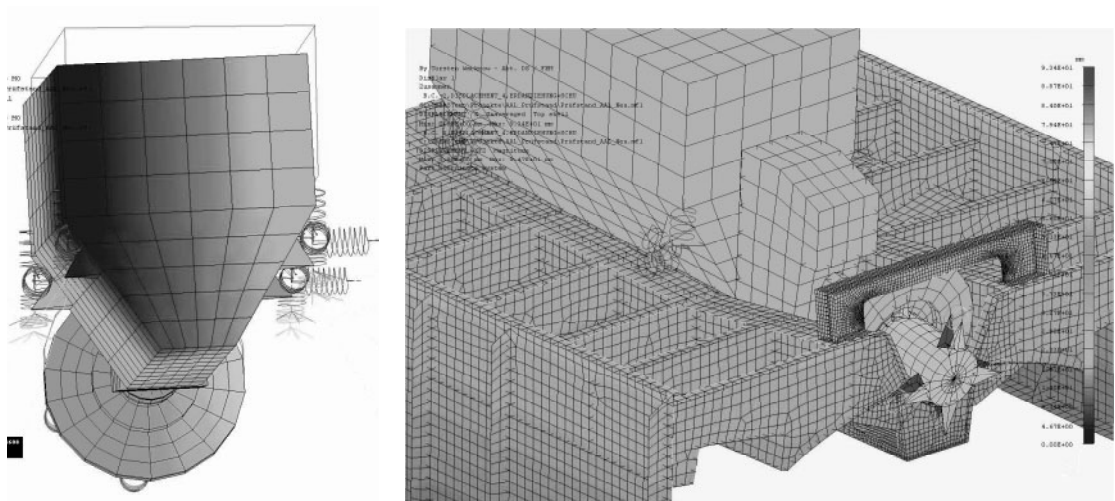


Abbildung 28: Verformungsbilder unter Einfluss des Motormomentes (links) und durch Einwirkung des simulierten Propellerschubes (rechts)

Als Fazit zu den statischen Berechnungen kann festgehalten werden, dass es ohne größere Umstände möglich ist, ein FE-Modell zu erzeugen, das im Kontext der statischen Finiten Element Methode, sehr genaue Ergebnisse liefert. Diese hier durchgeführte Anpassung an den realen Prüfstand war aber nur möglich, da Messwerte der realen Struktur vorlagen und führte im Verhältnis zu den Ergebnissen ohne Anpassung nur zu einer sehr geringen Verbesserung der Genauigkeit. Ohne diese Anpassung werden Ergebnisse erreicht, welche sehr dicht im Toleranzbereich liegen.

Dynamische Berechnungen

Die dynamischen Berechnungen bedienen sich nun dem überprüften statischen FE-Modell des Prüfstandes. Die Grundlage für die dynamische Untersuchung der Struktur ist eine Modalanalyse. Für verschiedene Anforderungen der späteren dynami-

schen Untersuchungen, kommen verschiedene (Berechnungs-) Arten der Modalanalyse zur Anwendung. Im vorliegendem Fall wurden zwei Varianten genutzt. Zum einen die Methode nach dem „Lanczos“-Ansatz und zum anderen die Software interne Methode „Response Dynamics“, um s.g. Attachments-Modes zu erhalten, mit denen wiederum notwendige DOF einbeziehen zu können.

Das dynamische Verhalten einer Struktur ist abhängig von der Masse der einzelnen Teile, deren Verbindung untereinander und deren Steifigkeit. Somit sind im Vorfeld genaue Daten über die Massen der einzelnen Komponenten zu beschaffen, um gute Ergebnisse zu erzielen.

Für die Struktur des Prüfstandes funktioniert das auf Grundlage der vorgegebenen Dicken der Bleche und deren Material noch gut. Beim Motorblock mit dem Getriebe und Kupplung wird es schwierig die wirklichen Massen, deren Schwerpunkte und somit deren Momente herauszufiltern, da eine nicht unerhebliche Anzahl von Füll- und Betriebsstoffen vorhanden sind. Um allgemein die Genauigkeit einer FE-Analyse zu erhöhen, bestehen hier die größten Chancen, vorausgesetzt das Netz ist fein genug.

Die durchgeführten dynamischen Berechnungen wurden mit der durchgeführten experimentellen Modalanalyse seitens des LBF verglichen. Dieser Vergleich, zeigt wie genau beide Modelle zusammenliegen.

Randbedingungen am Prüfstand unter denen Messungen durchgeführt wurden:

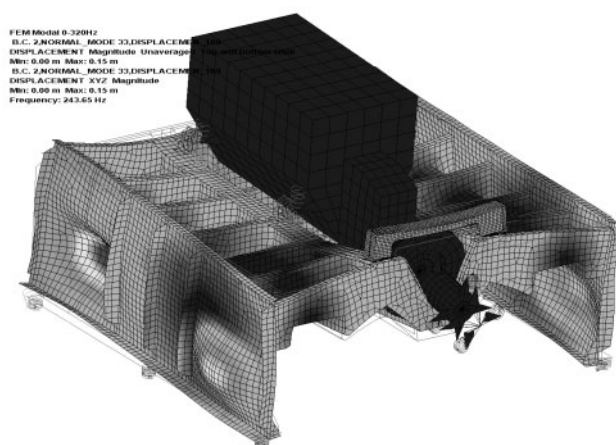
- Motor fest auf Fundament mit den Lagerelementen verschraubt
- Kupplung fest an Motor und Lastaufnehmer angeschlossen
- Fundament + Lastaufnehmer fest auf die Bodenplatte verschraubt

Aus diesen realen Randbedingungen ergeben sich die Einspannungen bzw. Lagerungen für das FE-Modell, welche für alle Frequenzgangrechnungen gleich bleiben.

Modalanalyse des virtuellen Prüfstandes

Mit dem FE-Modell wurde eine Modalanalyse bis 650 Hz durchgeführt. Ein höhere Frequenz anzustreben hatte in diesem Fall keinen Sinn, da schon ab ca. 400 Hz. die modale Dichte zunimmt und somit die Identifizierung einzelner Moden erschwert wird. Bei diesen Frequenzen handelt es sich oftmals um Plattenschwingungen (s.g. „singen“) oder um das Auslenken von kleineren „Anhängen“ wie Gurte oder Steifen.

Insgesamt wurden 160 Eigenmoden ermittelt. Die ersten 48 Moden sind beispielhaft in der nächsten Abbildung aufgeführt. Die Abbildung der Mode 33 bei 243 Hz zeigt deutlich, wie sich unter dieser Frequenz der Prüfstand bereits verhält. Die größeren, freien Plattenfelder fangen an zu schwingen bzw. vibrieren.



Übersicht Moden bis 360 Hz:

Mode	bei Frequenz	Mode	bei Frequenz
1	4,43	25	125,12
2	4,72	26	133,26
3	6,74	27	147,86
4	11,58	28	176,72
5	11,79	29	176,95
6	12,53	30	222,86
7	24,17	31	227,49
8	24,18	32	233,79
9	24,85	33	235,97
10	32,7	34	243,65
11	32,72	35	275,52
12	36,43	36	275,52
13	36,78	37	288,71
14	38,36	38	307,31
15	48,78	39	309,85
16	61,42	40	336,05
17	72,81	41	336,39
18	73,33	42	344
19	75,28	43	349,48
20	77,28	44	350,66
21	77,9	45	352,04
22	82,97	46	352,31
23	89,87	47	357,31
24	121,69	48	359,03

Abbildung 29: Ansicht der Eigenmode 33 bei 243 Hz und tabellarische Zusammenfassung der ersten 48 Moden

Mit einem solchen Ergebnis einer Modalanalyse stellt sich nun die Frage nach der Genauigkeit der einzelnen Werte bzw. das Herauslesen der wichtigsten Eigenmoden.

Um hierüber eine Aussage treffen zu können, wurde parallel eine experimentelle Modalanalyse vom LBF am realen Prüfstand durchgeführt.

Experimentelle Modalanalyse des realen Prüfstandes beim LBF

Das Prinzip einer experimentellen Modalanalyse beruht auf der transienten Datenerfassung von Messpunkten an der zu untersuchenden Struktur. An jedem Messpunkt wird das „lokale“ Schwingungsverhalten in x, y, und z-Richtung transient erfasst. Die Messpunkte zusammen genommen bilden im Rechner ein (Draht-)Modell der Struktur ab. Nach Auswertung aller Daten der einzelnen Messpunkte und deren Zusammenführung, kann das globale Schwingungsverhalten im „Zusammenspiel“ aller Messpunkte am Drahtmodell abgelesen werden und Eigenmoden identifiziert werden.

Der vertretbare Messaufwand wurde vom LBF mit insgesamt mit 24 Messpunkten erreicht. Auf Grundlage der vorangegangenen virtuellen Modalanalyse und deren

Analyse der Eigenverformungen wurden die verfügbaren 24 Messaufnehmer so auf dem Prüfstand verteilt, dass die wichtigsten Eigenmoden erfasst werden können (siehe Abbildung 9).

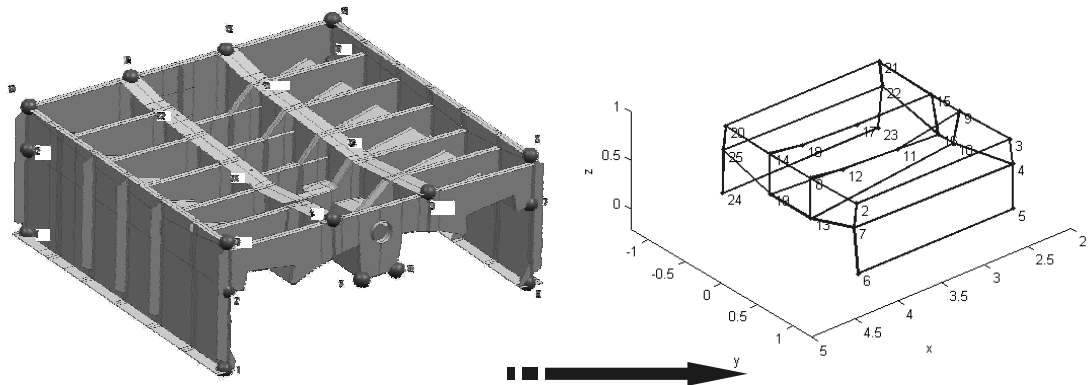


Abbildung 30: Verteilung der Messpunkte (rote Punkte) am CAD-Modell und daraus abgeleitetes Drahtmodell vom LBF

Mit dieser Verteilung kann nur grob der Prüfstand in seiner geometrischen Form wiedergegeben werden und somit können nur „deutliche“ Eigenmoden identifiziert werden.

Aus der Verteilung der Messpunkte (rote Punkte in Abbildung 30) und deren Koordinaten im CAD-Modell entwickelte das LBF das dazugehörige Drahtmodell.

Alle diese Messpunkte wurden nun auf den realen Prüfstand und das FE-Modell übertragen. Am Prüfstand bilden Beschleunigungsaufnehmer in x, y und z-Richtung (triaxiale Vermessung) die Messpunkte. Am FE-Modell bilden genau 24 Knoten an den 24 Messstellen die Beschleunigungsaufnehmer ab.

Die Summe aller Beschleunigungen normiert und logarithmisch über die Frequenz bis 550 Hz aufgetragen zeigt das Diagramm in der Abbildung 31. Die gestrichelten roten Linien stellen die identifizierten Eigenfrequenzen dar. Neben diesem Diagramm sind die ermittelten Dämpfungswerte und die animierten Eigenmoden die wichtigsten Ergebnisse einer experimentellen Modalanalyse.

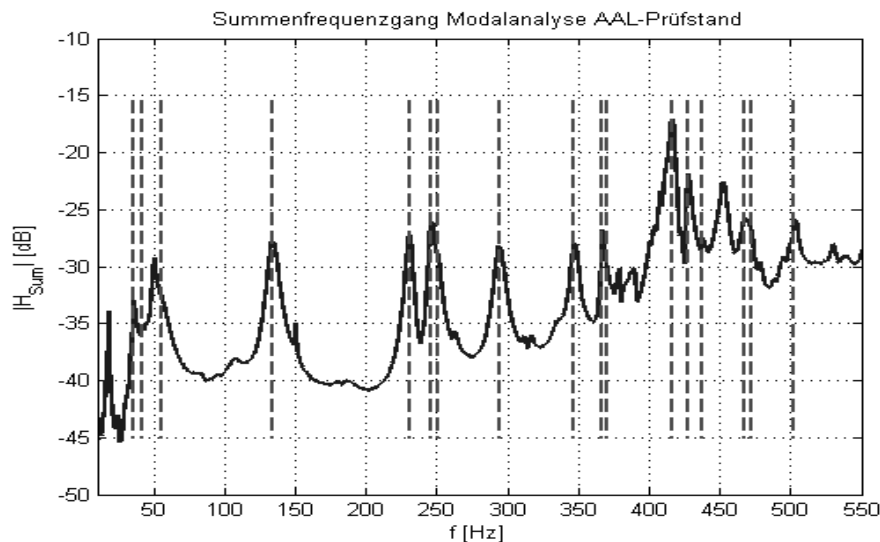


Abbildung 31: Ergebnis der experimentellen Modalanalyse vom LBF – die roten Linien zeigen die ermittelten Eigenfrequenzen an

Vergleich der FEM Modalanalyse mit der experimentellen Modalanalyse

Um eine experimentelle mit einer FEM-basierten Modalanalyse vergleichen zu können, ist es nötig, das Ergebnis der virtuellen FEM-Modalanalyse rein Datentechnisch auf das Drahtmodell der experimentellen Modalanalyse zu reduzieren.

Dies erklärt sich aus der Tatsache, dass das FE-Modell die gesamte Struktur mit allen Details abbildet (Anzahl der Messpunkte entspricht der Anzahl aller Knoten) und somit wesentlich mehr und global betrachtet auch genauer die Anzahl und Lage der Eigenfrequenzen abbildet. Dagegen besteht das Drahtmodell der exp. Modalanalyse nur aus 24 (Eck-)Messpunkten und nur auf Grundlage dieser Punkte eine Berechnung der Moden erfolgt.

So gilt es, den Werdegang dieser exp. Modalanalyse mit Hammeranregung, Messen der Beschleunigung in x, y und z an den Messknoten und zusammenführen der 216 Frequenzgänge nachzubilden.

Die Anregung am FE-Modell erfolgt mit einer konstanten sinusförmigen Kraft - ähnlich einem Shaker - in die jeweilige Richtung neben dem Messpunkt 21. Diese Kraft entspricht einer Einheitskraft von 1,0 N, sodass die Beträge der Frequenzgänge später durch die Skalierung dieser Einheitskraft leicht den realen Beträgen aus der LBF-Messung angeglichen werden konnten. Pro Anregung in die jeweilige Richtung werden nun die Antworten an den 24 Knoten herausgelesen und summiert.

Als Ergebnis bekommt man nun ebenfalls die Summe der Beschleunigungen aller 24 Knoten verteilt über die Frequenz bis 550 Hz.

Das folgende Diagramm in der Abbildung 12 zeigt das Ergebnis der FEM-basierten Modalanalyse reduziert auf die 24 Messpunkte bzw. Messknoten. Die roten gestrichelten Linien sind identifizierten Eigenfrequenzen aus der realen exp. Modalanalyse und stellen somit nicht die hier ermittelten Eigenmoden (siehe Abbildung ...). Sie sollen visuell den Vergleich in diesem Diagramm zwischen beiden Formen der Modalanalyse möglich machen.

Es ist deutlich eine gute Übereinstimmung der Peaks von der blauen Kurve gegenüber den roten gestrichelten Linien zu erkennen und somit in der Lage der Eigenfrequenzen.

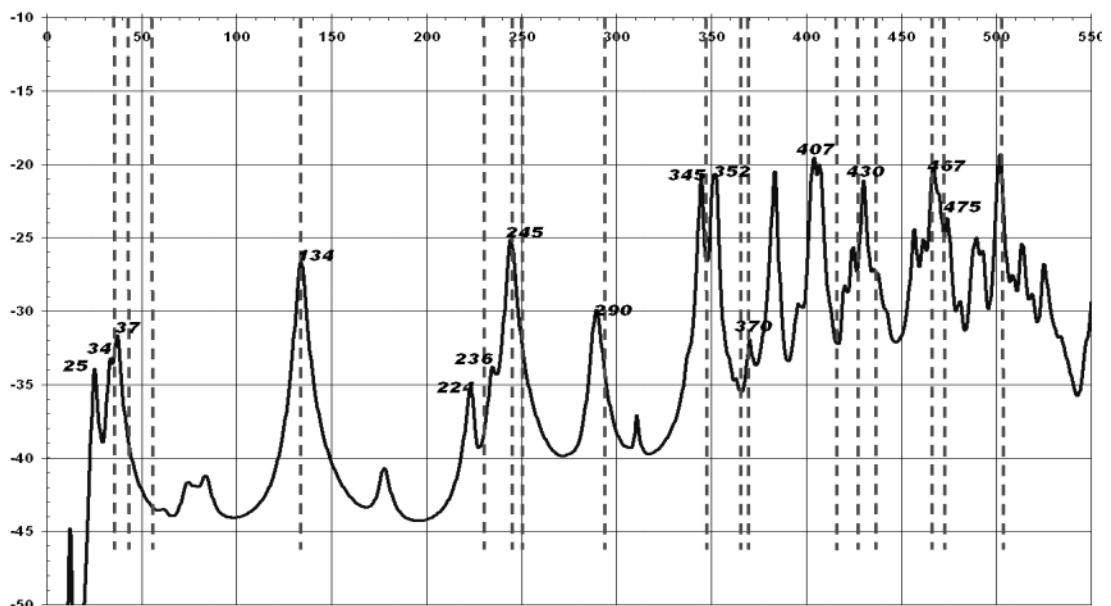


Abbildung 32: Vergleich der berechneten Eigenfrequenzen aus der FEM-basierten Modalanalyse (blaue Peaks) gegenüber den „gemessenen“ Eigenfrequenzen der exp. Modalanalyse vom LBF (rot gestrichelte Linien)

Die Genauigkeit dieser Analyse zeigt sich auch in einzelnen Frequenzgängen der 24 Messpunkte. Beispielhaft sollen die folgenden zwei Diagramme in der nächsten Abbildung die hohe Ähnlichkeit zwischen FE-Modell und dem realen Prüfstand zeigen.

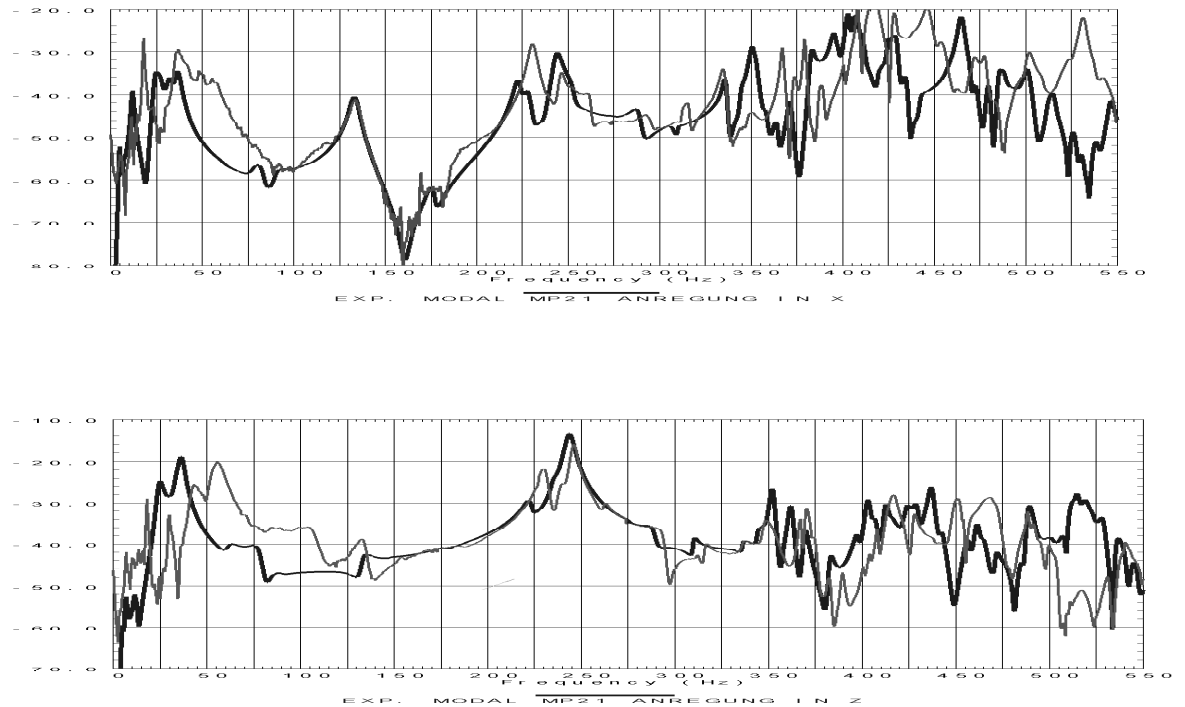


Abbildung 33: Frequenzgänge in X und Z Richtung im Messpunkt 6 aus der Anregung vom Messpunkt 21 (selbe Richtung) heraus; blau = aus FEM-basierter Modalanalyse; rot = Messung am realen Prüfstand

II.1.4.4 Berechnungen mit aktiven Lagern

In dem folgenden Unterkapitel, soll die Arbeit an der Umsetzung der aktiven Lager im Bereich der FEM beschrieben werden.

In Abbildung 34 ist zunächst die prinzipielle Funktionsweise der Schwingungsreduktion anhand einer einfachen Sinusschwingung am Fundament zu erkennen. Die schwarze gestrichelte Linie beschreibt die eingeleiteten Motorschwingungen, in rot sind die phasenverschobenen Schwingungen des aktiven Lagers zu sehen. Als resultierende Schwingung geht die blau Linie hervor. Je größer die Amplitude der destruktiven Schwingungen des aktiven Lagers im Verhältnis zur eingeleiteten Schwingung des Motors ist, desto kleiner wird die resultierende Schwingung am Fundament. Hierbei ist dann wiederum eine exakte Phasenverschiebung um 180° erforderlich.

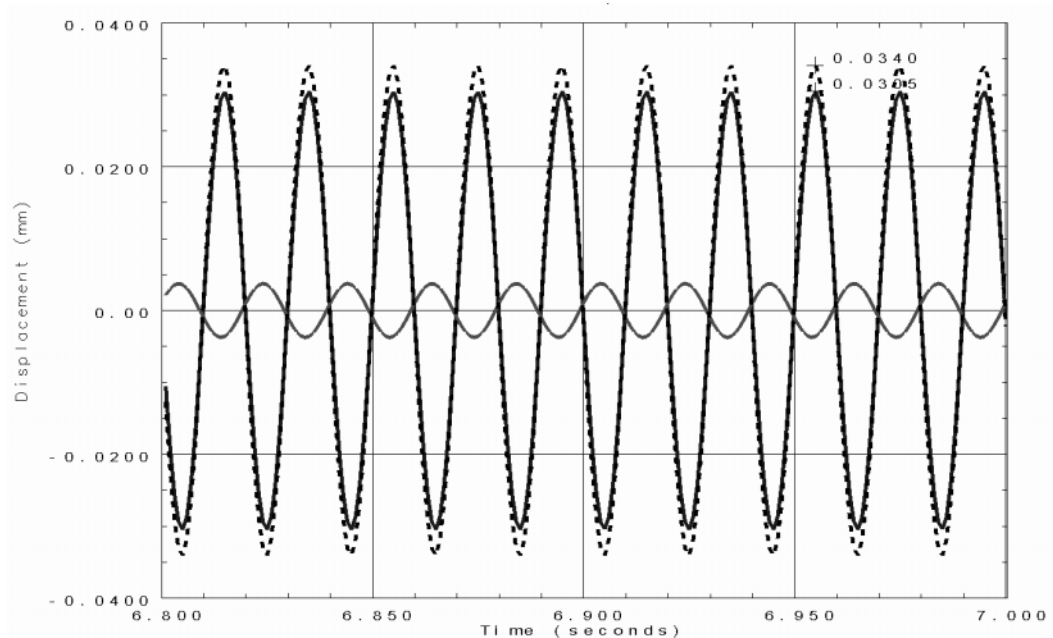


Abbildung 34: rot = Schwingung des aktiven Lagers; schwarz gestrichelt = Motoranregung; blau = resultierende Schwingung am Fundament

Berechnungen am Prüfstand

Diese Reduzierung der Motorschwingung und die der Fundamentalschwingungen werden in den nächsten Abbildungen visuell dargestellt. Zum Zeitpunkt von 6,915 s befindet die Struktur in der maximalen Auslenkung (Wellenberg). Sprich dort, wo die meiste Reduzierung erreicht wird.

Abgebildet zu diesem Zeitpunkt in den Bildern ist die Verteilung der xyz-Verschiebung über das gesamte Fundament. Unter den oben aufgezählten Anregungen mit 50 Hz stellt sich eine unsymmetrische Schwingungsform ein, was an der Verteilung der blauen Bereiche zu erkennen ist.

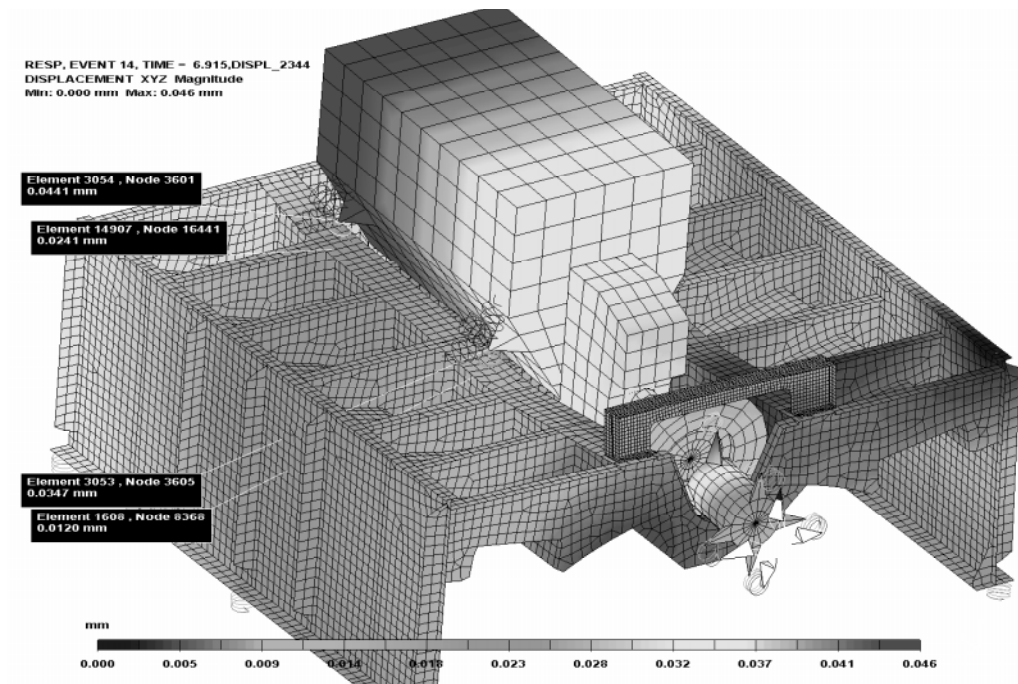


Abbildung 35: Betrag der XYZ Verschiebung nach 6,915 s durch erzwungene Fremd-anregung des Motors mit 50 Hz Sinusschwingung in Z-Richtung ONLY

Wenn beide Anregungen gleichzeitig wirken, d.h. wenn die aktiven Lager eingeschaltet sind, ist deutlich eine Reduzierung des Schwingungsniveaus zu erkennen. Am deutlichsten nehmen neben den Fundamentalschwingungen (baue Bereiche), die Motorschwingungen ab (rote Bereiche).

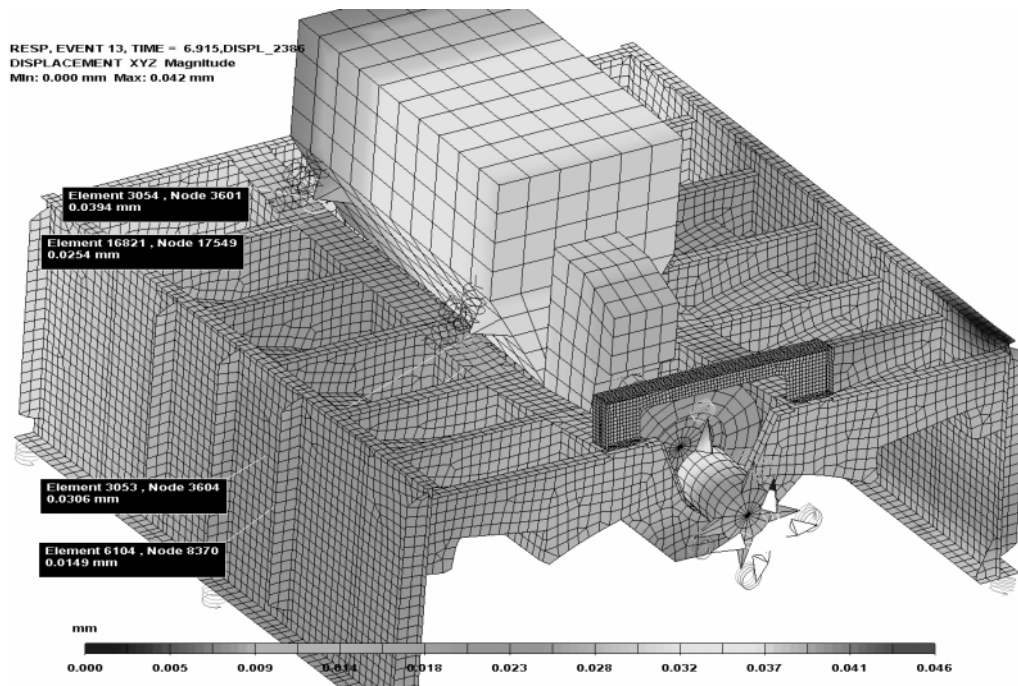


Abbildung 36: Betrag der XYZ Verschiebung nach 6,915 s durch erzwungene Fremd-anregung des Motors mit 50 Hz Sinusschwingung in Z-Richtung und der Anregung aus den aktiven Lagern heraus

Aus diesen Ergebnissen kann der Schluss gezogen werden, dass das Prinzip aktiver Lager nachgebildet werden kann. Es ist möglich für einzelne Frequenzen die Wirkungsweise von aktiven Lagern zu simulieren und grafisch auszuwerten.

Bei der Beurteilung der hier dargestellten Ergebnisse, ist es wichtig zu erkennen, dass die Simulation des Prinzips aktiver Lager unter sehr stark vereinfachten Randbedingungen (z.B. starke Idealisierung der Anregungen und im Aufbau des aktiven Lagers) stattfand. Für eine Übertragbarkeit dieses Ansatzes sind noch weitere umfangreichere Untersuchungen möglich. In diesem Stadium ist es als Erfolg zu verbuchen, das Prinzip aktiver Lager erfolgreich simulieren zu können.

Berechnungen am Seenotrettungsboot

In den abschließenden FEM-Berechnungen wurde der Einfluss der aktiven Lager auf das Seenotrettungsboot untersucht. In diesen Berechnungen wurden nicht die resultierenden Schwingungen direkt unterhalb des Fundaments berechnet, sondern einzelne Punkte im Schiff untersucht.

In Abbildung 37 sind verschiedene Referenzpunkte dargestellt. Links handelt es sich um einen Punkt auf der Abdeckplatte des Motorenraums auf der Backbordseite, in der Mitte ist ein Punkt auf dem Fahrstand gewählt und rechts ist ein Punkt

an der Außenhaut backbords des Motorenraumes gewählt. In den Diagrammen sind die Schwingamplituden für den geregelten (grün) und den ungeregelten (rot) Zustand abgebildet. Die ungeregelten Amplituden unterscheiden sich leicht. Die prozentuale Reduzierung der Amplituden ist in allen Fällen signifikant und liegt im Bereich von ca. 50%. Die Anregung ist wieder durch eine Sinusschwingung idealisiert. Die Phasenverschiebung zwischen der eingeleiteten Kraft und der Schwingung durch den Piezokeramischen Aktor beträgt 180°. Unter den verschiedenen Regelungskonzepten ist die individuelle Ansteuerung der einzelnen Lager die wirkungsvollste.

In Abbildung 38 ist der Effekt der aktiven Lager auf den Bereich des Fahrstandes des Seenotrettungsbootes visualisiert. Im linken Teil des Bildes sind die aktiven Lager ausgeschaltet, im rechten Teil des Bildes sind die aktiven Lager angeschaltet.

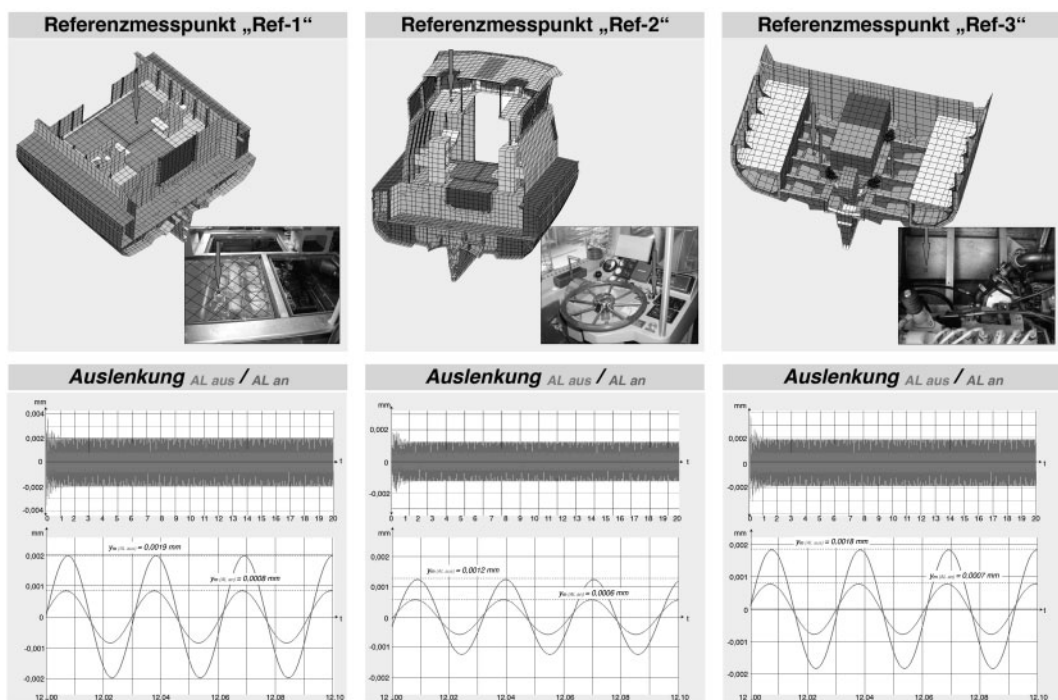


Abbildung 37: Berechnung einzelner Knotenpunkte im Rettungsboot und die dazugehörigen Schwingamplituden bei aktivem und inaktivem Lager

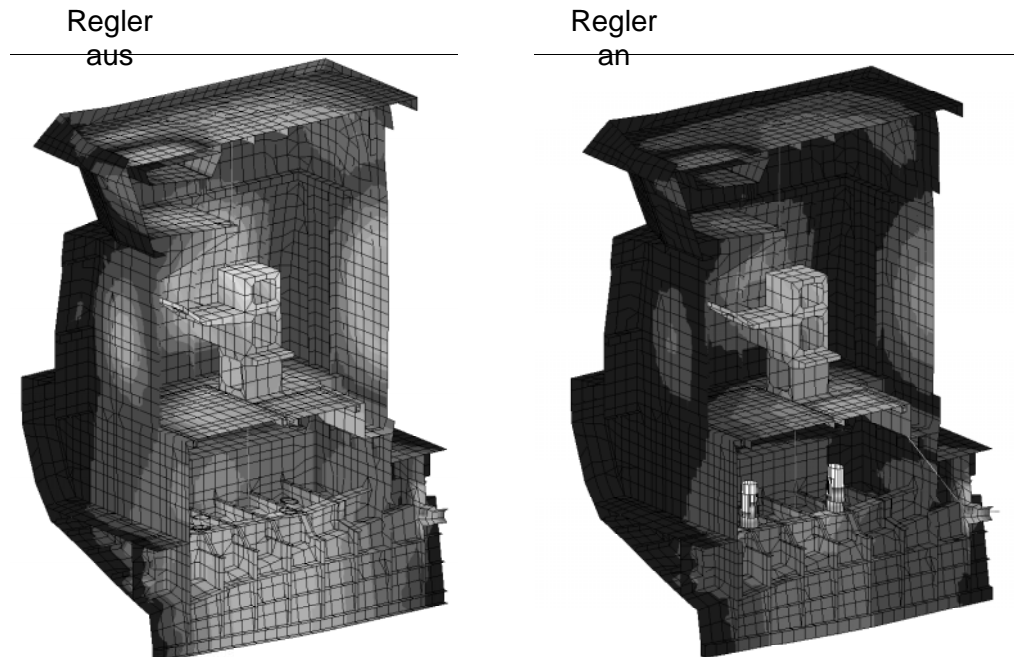


Abbildung 38: FEM-Darstellung des Fahrstandes des Rettungsbootes bei aktiven und inaktiven Lagern

II.1.5 Vibroakustische Simulation

Ein wesentlicher Aspekt bei der Entkopplung von Motor und Struktur ist die Auswirkung auf den Luftschall. Um diesen Effekt nicht nur messtechnisch zu erfassen, sondern auch die Möglichkeiten der Schallprognose zu untersuchen, wurden vibroakustische Simulationen durchgeführt. Die Vergleiche der gemessenen und der gerechneten Schalldrücke zeigen, welche Genauigkeit der Schallfeldvorhersage zu erwarten ist, wenn die Schallausbreitung auf einem Schiff numerisch ermittelt wird. Wichtig im Hinblick auf zukünftige Anwendungen der hier vorgestellten Berechnungsmethodik ist die frühe Verfügbarkeit der berechneten Schallfelder, die eine gegebenenfalls erforderliche Schiffsanpassung noch vor dem Bau des Schiffes erkennen lässt.

Dieser Arbeitspunkt wurde von der Fa. Novicos im Unterauftrag durchgeführt. Die Einbindung von Novicos und der Datenfluss innerhalb des Projektes kann der Abbildung 39 entnommen werden.

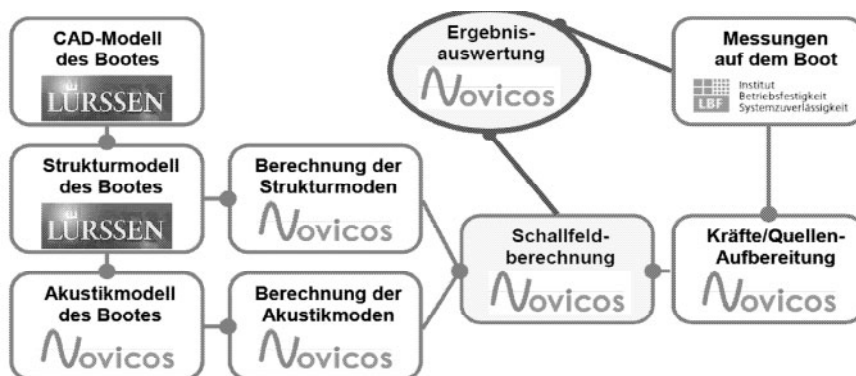


Abbildung 39: Einbindung der vibroakustischen Untersuchungen

Die Schallfeldausbreitung auf einem Schiff ist ein vibro-akustischer Vorgang. Dies bedeutet, dass der Luftschall durch elastische Schiffswände und –decks hindurchtritt. Damit eine vibro-akustische Berechnung gelingt, muss zunächst das Eigenschwingverhalten des Schiffes numerisch erfasst werden. Dies erfolgt durch die Berechnung der Struktureigenmoden des Schiffes mit dem FEM-Strukturmodell (Abbildung 26). Die Modenberechnung erfolgte bei Novicos. Es besteht aus 27.728 Schalen-, 117 Volumen und 14-Spider-elementen. In diesem Modell wurde auch der Einfluss der mitschwingenden Wassermasse auf die Schiffsmoden berücksichtigt, so dass bereits bei den Eigenmodenberechnungen der Zustand eines Schiffes im Wasser untersucht wurde. Eine Besonderheit dieses Strukturmodells besteht darin, dass der Antriebsmotor im Modell nicht enthalten ist. Sein Einfluss auf die Schiffsschwingungen wird durch die Definition der Anregungskräfte berücksichtigt, die an den Koppelstellen Motor/Schiffsstruktur gemessen wurden.

Das oben beschriebene FEM-Strukturmodell wurde mit einem FEM-Akustikmodell gekoppelt. Dies wird durch eine entsprechende Modellierung in dem für die vibroakustischen Berechnungen verwendeten Programm Virtual.Lab realisiert. Das FEM-Akustikmodell (Abbildung 40) erfasst alle Zwischenräume zwischen der Schiffsaußenhaut und seinen Querwänden sowie den Fahrerstand, der zusammen mit der etwas tiefer angebrachten Kabine die größte Kavität auf dem Schiff bildet. Es enthält 154.573 Volumenelemente. Die modellierten Einzelräume bestehen aus voneinander getrennten Elementgruppen, die Außenflächen dieser Elementgruppen sind im direkten Kontakt mit der Schiffsstruktur, die im FEM-Strukturmodell abgebildet ist.

Mit dem FEM-Akustikmodell wurden zunächst akustische Eigenmoden berechnet. Sie stellen zusammen mit den Strukturmoden zwei Datensätze dar, die als Eingangsdaten bei der gekoppelten Schallfeldberechnung verwendet wurden. Die Er-

mittlung der Strukturmoden ist, wie erläutert, für die richtige Abbildung vibroakustischer Vorgängen in einem Berechnungsmodell zwingend erforderlich. Die Hinzunahme der Akustikmoden erlaubt es, die vibro-akustische Simulation in den modalen Koordinaten durchzuführen, was eine besonders kurze Berechnungszeit sichert. Die Abbildung 41 zeigt einige ausgewählte Strukturmoden, eine Auswahl der Akustikmoden ist in Abbildung 42 zu sehen.

In Abbildung 41 ist zu sehen, dass bereits die tieffrequenten Strukturmoden keine symmetrischen Eigenformen haben. Dies liegt daran, dass das Boot selbst im hinteren Bootsbereich keine Struktursymmetrie aufweist. Auf einer Bootsseite befindet sich eine Bordwand, die bis zum Deck aufgemacht werden kann. Die meisten akustischen Moden zeigen erwartungsgemäß symmetrische Eigenformen auf, da die meisten Schiffsräume selbst symmetrisch sind.

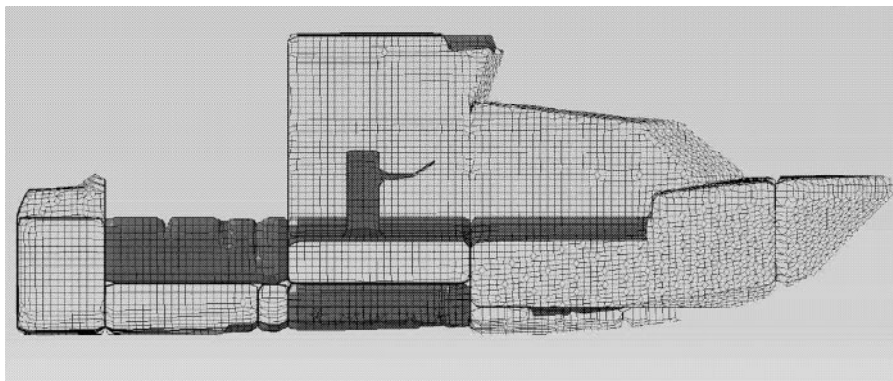


Abbildung 40 Akustikmodell des Seenotrettungsbootes

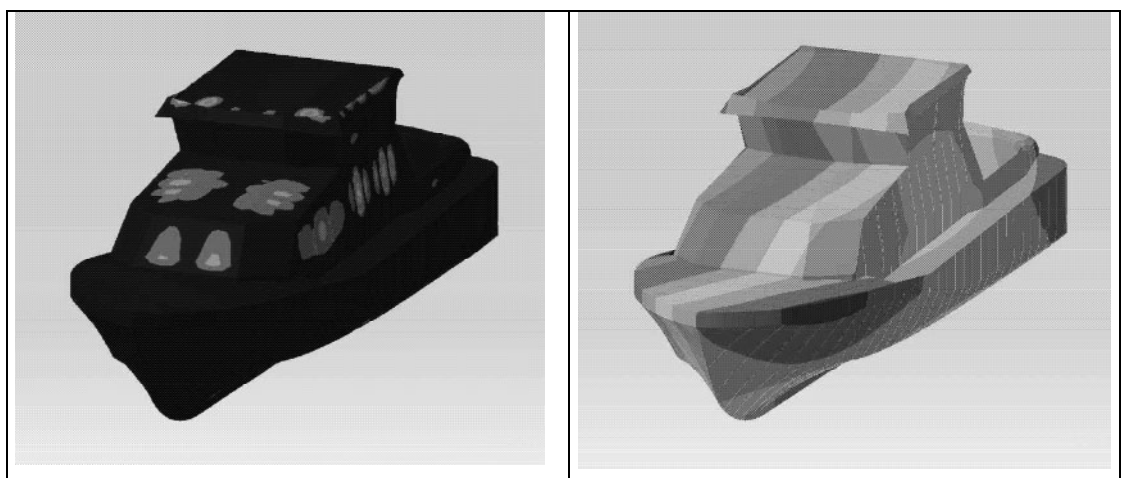


Abbildung 41 Strukturmoden des Seenotrettungsbootes (ausgewählte Ergebnisse, links bei 4,7 Hz, rechts bei 101,7 Hz)

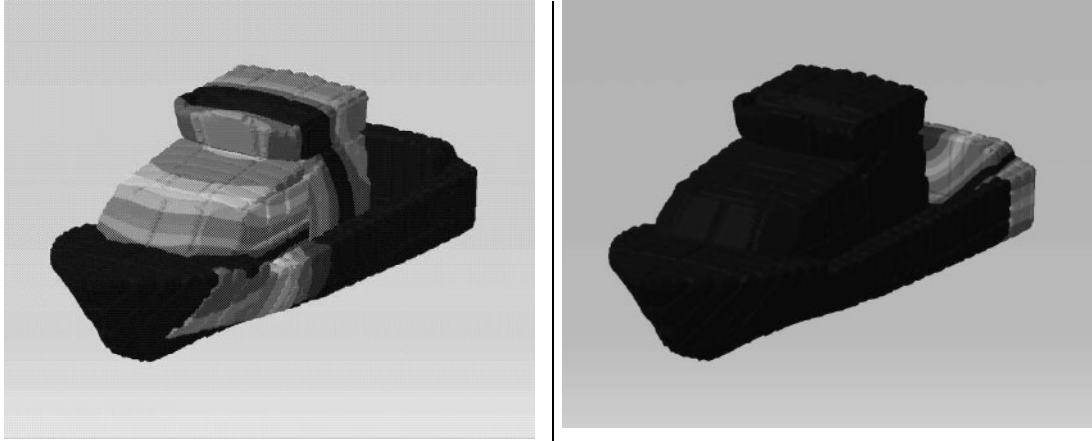


Abbildung 42 Akustikmoden des Seenotrettungsbootes (ausgewählte Ergebnisse, links bei 83 Hz, rechts bei 106 Hz)

Das vibro-akustische Berechnungsmodell wird durch Kräfte und durch Schallquellen angeregt. Diese Größen wurden während der Erprobung der aktiven Lager auf dem Rettungsboot aufgenommen und dann nach einer Aufbereitung in das Berechnungsmodell eingelesen.

Die Kräfte wirken an den vier Lagern. Es wurde angenommen, dass die Kraftkomponenten in z- Richtung den mit Abstand größten Beitrag liefern, so dass nur diese Kraftkomponenten gemessen und bei der Berechnung berücksichtigt wurden. Diese Kräfte modellieren die Kraftanregung, mit der der arbeitende Motor auf die Schiffstruktur wirkt.

Die verwendeten Schallquellen wurden als Monopole modelliert. Ihre Amplituden wurden mit je einem Mikrofon im Motorraum und im Heckbereich des Rettungsbootes aufgenommen. Die auf Basis der Messung im Motorraum generierte Schallquelle modelliert die Luftschallanregung des Motors, d.h. den vom Motor abgestrahlten Schall. Die zweite Schallquelle soll den durch die übrigen Antriebskomponenten (Welle und Propeller) generierten Schall näherungsweise erfassen. Beide Quellen bilden zusammen die Luftschallanregung der vibro-akustischen Modellierung. Die Gesamtanregung besteht aus der Kraft- und der Luftschallanregung. Die Lagen der Krafteinleitungspunkte und die Positionen der Schallquellen im Akustikberechnungsmodell kann dem folgenden Bild entnommen werden.

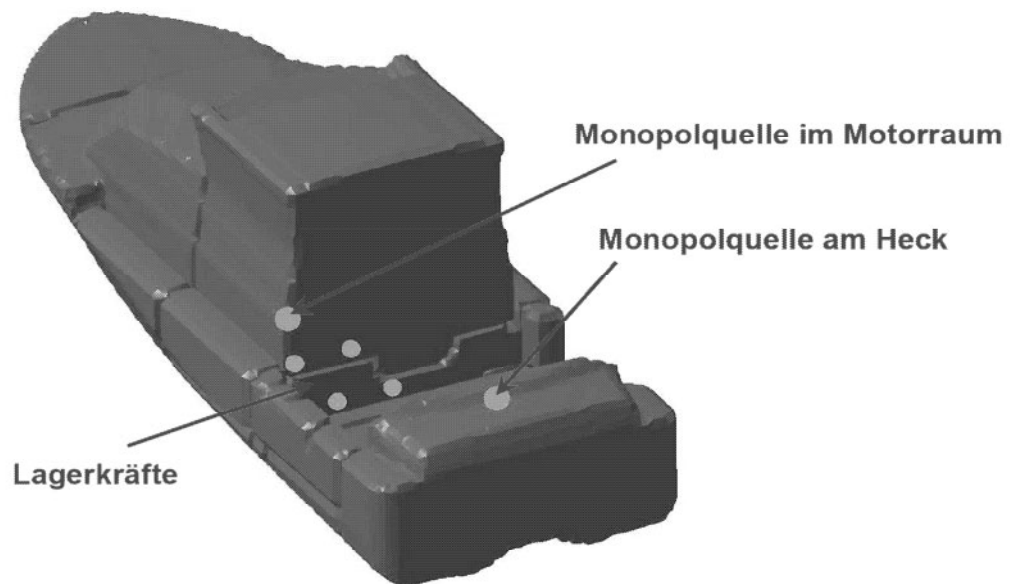


Abbildung 43: Lagen der Krafteinleitungsstellen der Motorlagerung und bei der Akustikberechnung verwendeten Schallquellen

Die nachfolgenden Bilder zeigen Vergleiche der Schalldruckamplituden, die im untersuchten Frequenzbereich bis 500 Hz gemessen und berechnet wurden. Die Messergebnisse sind als Linien dargestellt, die Berechnungsergebnisse sind mit Kreissymbolen markiert. Als Auswertestellen dienen zwei Mikrofone (Feldpunkte in den Simulationsmodellen), die auf beiden Seiten des Fahrerstandes in der ungefähren Ohrenhöhe der dort arbeitenden Personen positioniert wurden. Sowohl die präsentierten Schalldruckverläufe, die für das fahrende Schiff ermittelt wurden, als auch die, die für den Leerlaufantrieb gelten, stimmen zufriedenstellend überein.

In einigen Berechnungsmodellen wurden die Schalldrücke an den Auswertestellen (den Feldpunkten) berechnet, die entweder nur infolge der Kraftanregung oder nur der Luftschallanregung entstehen. Anhand solcher Ergebnisse kann beurteilt werden, ob ein Eingriff in die Krafteinleitung vom Motor in die Schiffsstruktur (z.B. eine Veränderung der Motorlagerung) oder eine Beeinflussung der Quellenanregung (z.B. durch Aggregatkapselung) einen größeren Erfolg bei der Verringerung der Schallpegelwerte an den Auswertestellen verspricht. So ist das Schallfeld auf dem untersuchten Rettungsboot überwiegend durch die Luftschallanregung beeinflusst, so dass die bei dieser Schallentstehung und –übertragung wirkenden Maßnahmen am effektivsten die Gesamtlärmbelastung am Fahrerstand reduzieren können (Abbildung 45).

Fahrstandmikrofon backbord

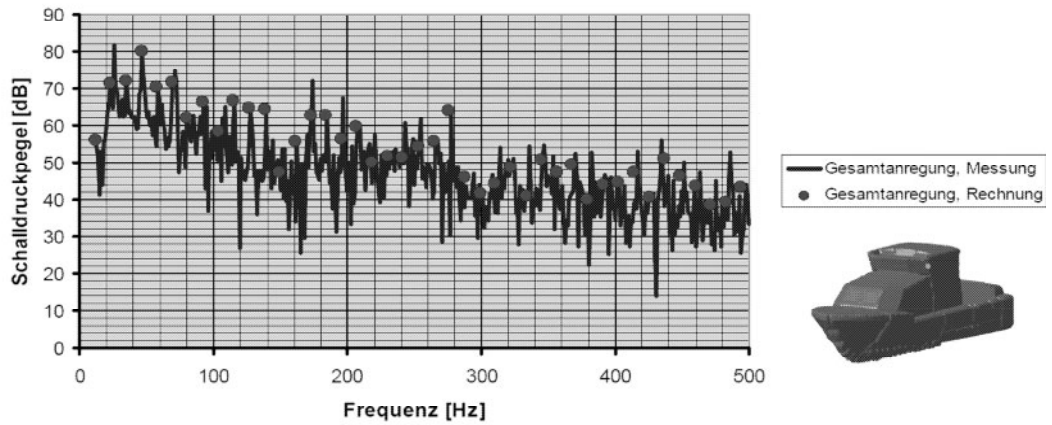


Abbildung 44: Messung/Rechnung-Vergleich der Schalldrücke für das fahrende Schiff bei der Motordrehzahl von 1380 1/min und eingeschalteter aktiver Lagerung

Fahrstandmikrofon backbord

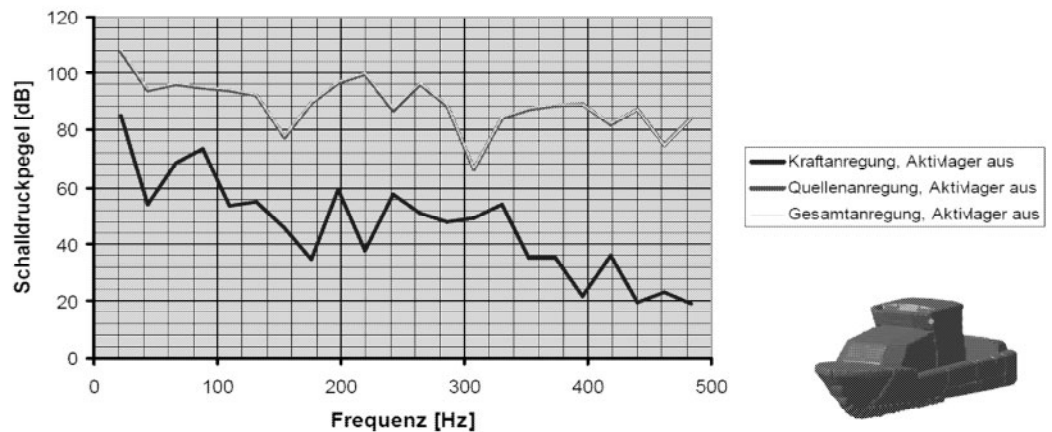


Abbildung 45 Schalldruckpegel im Fahrerstand für Kraft-, Quellen- und die Gesamtanregung im fahrenden Schiff und ausgeschalteter aktiver Lagerung

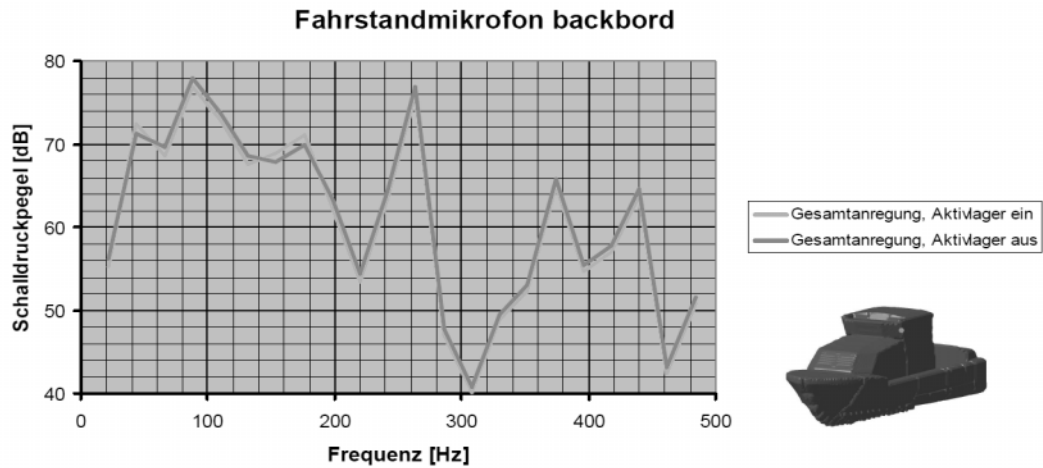


Abbildung 46: Vergleich des Schallpegels am Fahrstand bei aktiver und passiver Motorlagerung

Die numerische Akustik erreicht eine hohe Effizienz und eine gute Aussagekraft. Für das Rettungsboot wurde in insgesamt sechs Betriebszuständen der Schalldruck an ausgewählten Auswertestellen berechnet und mit gemessenen Daten verglichen. Die Gegenüberstellung Messung/Rechnung kann als ausgesprochen gut bewertet werden. Die Schallpegelwerte in den Berechnungsfrequenzen treffen die gemessenen Größen insgesamt ausreichend gut, um eine zuverlässige Beurteilung der Schallverhältnisse in einer frühen Konstruktionsphase solcher Schiffe zu erlauben. Die größte Abweichung der gemessenen von den berechneten Summenpegeln des Schalldrucks betrug 3,2 dB, die kleinste 0,6 dB.

Die umgesetzte Modellierung muss weiterentwickelt werden, wenn größere Schiffe mit einer komplexeren Aufteilung der Räume und der Zwischenräume analysiert werden sollen. In diesem Fall ist damit zu rechnen, dass Ansätze erforderlich werden, die Berechnungen mit sehr großen Datenmengen nicht nur theoretisch sondern auch praktisch durchführbar machen. Auch die Berücksichtigung der Zusatzmassen, die das vibro-akustische Verhalten eines Schiffes im Wasser kann verbessert werden.

II.1.6 Erprobung der aktiven Lager an Bord

Die Erprobung der aktiven Lager in der realen Umgebung des Rettungsboots fand Mitte November 2007 auf der Weser in Bremen statt. Bevor die Erprobung der Lager erfolgen konnte mussten diese in das Schiff eingebaut werden. Der Einbau erfolgte auf der Bauwerft bei Lürssen Bardenfleth. Im Vergleich zu den passiven Lagern waren die gleichen beiden Änderungen erforderlich, wie auch beim Prüfstand. Dies betrifft die geänderten Motorpratzen und eine Verbreiterung des Fundamentes. Da die Bauabmaße der aktiven Lager im Vergleich zu den einfachen passiven Lagerelementen größer sind, mussten die Pratzen verändert werden, damit die Motorposition unverändert blieb. Aufgrund des größeren Durchmessers der aktiven Lager musste das Fundament durch angeschweißte Platten verbreitert werden. Die Einbausituation eines Lagers ist in Abbildung 47 zu erkennen.

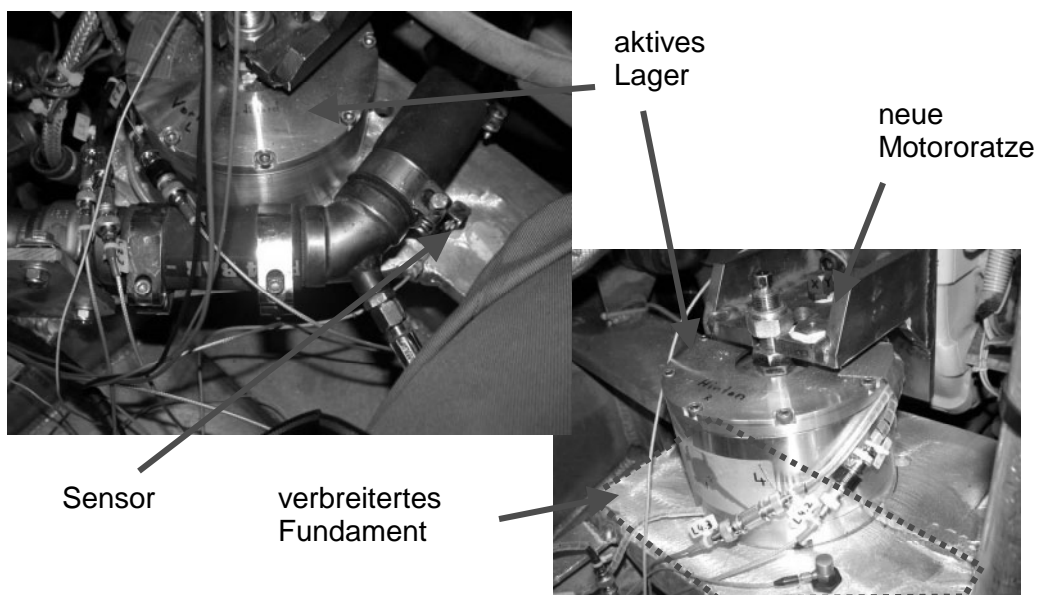


Abbildung 47: Im Rettungsboot eingebautes aktives Lager

Nach Einbau der aktiven Lager mussten außerdem die Verstärker für Piezoaktoren und die Messtechnik an Bord sicher untergebracht werden. Beschleunigungsaufnehmer wurden jeweils auf den Motorpratzen und neben den aktiven Lagern am Fundament aufgebracht. Weitere Sensoren wurden an ausgewählten Positionen an der Struktur positioniert. Weiterhin wurde die Drehzahl des Motors erfasst und es wurden 6 Mikrophone aufgestellt. zwei Mikrophone im Fahrgastraum, zwei am Fahrstand, eines im Motorenraum und eines am Heck. Abbildung 48 zeigt Bilder des Innenraums des Seenotrettungsbootes mit installiertem Equipment.



Abbildung 48: Links: Mikrophon im Fahrgastraum; Mitte: Verstärker- und Messtechnik; Rechts: Messrechner

Bevor die eigentlichen Testfahrten beginnen konnten, wurde ein Vorversuch durchgeführt, der zeigen sollte, ob die Lager den Belastungen der Fahrt standhalten können. Bei diesem Test waren die aktiven Lager nicht in Betrieb. Im Anschluss an diesen Belastungstest wurden die Lager einer kritischen Sichtprüfung unterzogen. Nachdem keine Mängel festgestellt wurden, konnten die Funktionstests beginnen.

Für die Erprobung wurden verschiedene Fahrzustände definiert, welche mit eingeschalteten und abgeschalteten aktiven Lagern gefahren werden sollten. Es wurden folgende Fahrzustände untersucht:

- Langsamer Hochlauf (650 – 2800 1/min)
- Leerlauf mit ausgekuppeltem Propeller
- Leerlauf mit eingekuppeltem Propeller
- Motordrehzahl $n = 1380$ 1/min
- Motordrehzahl $n = 2800$ 1/min

Die Messdauer betrug jeweils 50 Sekunden, wobei zu Beginn der Messung die aktiven Lager eingeschaltet waren und dann nach ca. 20 Sekunden ausgeschaltet wurden, so dass ein direkter Vergleich von aktivem und passivem Zustand möglich war.

In Abbildung 49 sind die Beschleunigungssignale der acht Sensoren oberhalb und unterhalb des Lagers dargestellt. Die Sensoren 1 – 4 sind auf dem Fundament angebracht, die Sensoren 5 – 8 sind an den Motorpratzen befestigt. Die Sensorpositionen sind identisch mit den Positionen während der ersten Probefahrt zu Beginn des Projektes, siehe Abbildung 5. Der Motor läuft im Leerlauf und der Propeller ist nicht eingekuppelt. Die Beschleunigungssignale mit aktiver Lagerung sind in rot dargestellt, die blauen Linien zeigen den unregelmäßigen Zustand. Oberhalb des Lagers auf den Motorpratzen ist kein Unterschied zwischen aktivem und passivem Zustand zu erkennen. Die zeigt, dass es keine Rückkopplung von den Piezoaktoren auf den Motor gibt. Am Fundament jedoch ist eine klare Reduktion der Beschleunigungsamplituden zu erkennen. An allen 4 Lagerstellen liegt die dominante Frequenz bei ca. 32,5 Hz, entsprechend der 3. Motorordnung. Die höheren Motorordnungen werden durch die aktiven Lager weniger stark gedämpft. Aufgrund der geringeren Amplituden, tragen diese zum Summenpegel auch wenig bei.

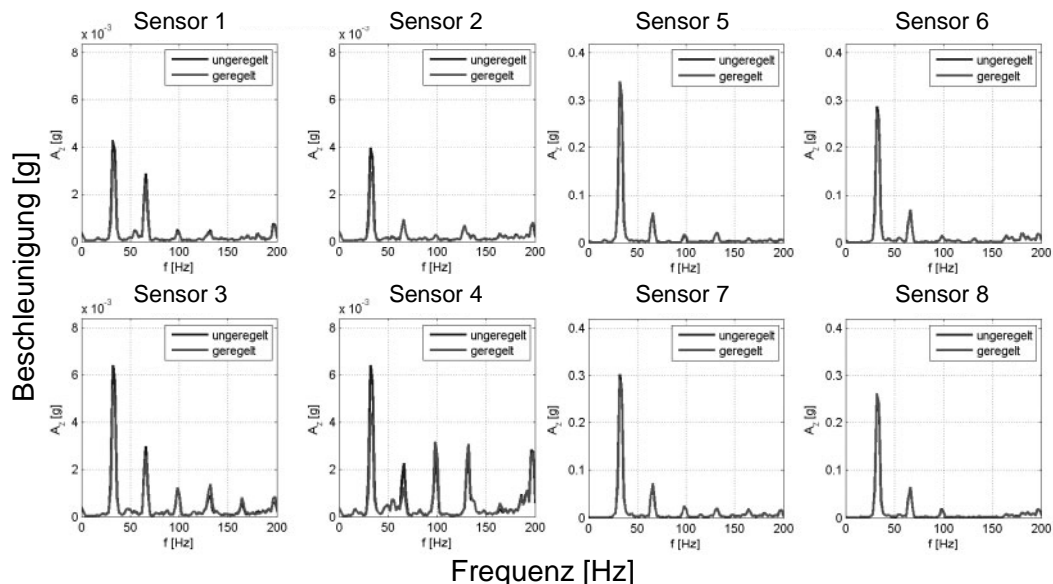


Abbildung 49: Vergleich der Beschleunigungsamplituden bei 650 1/min im Leerlauf

In Abbildung 50 ist der Vergleich der Beschleunigungen am Fundament bei einer Motordehzahl von $n = 650$ 1/min und eingekuppeltem Propeller dargestellt. Bei eingekuppeltem Propeller sind die höheren Motorordnungen stärker ausgeprägt und

die Dämpfung durch die aktiven Lager ist weniger deutlich. Ursache hierfür ist die zusätzliche Kraft in Längsrichtung des Bootes, welche direkt auf die Lager wirkt, da das Boot über kein separates Drucklager verfügt. Dennoch ist die Dämpfung mit aktiven Lagern leicht besser als im passiven Zustand. Ein negativer Effekt ist nicht erkennbar.

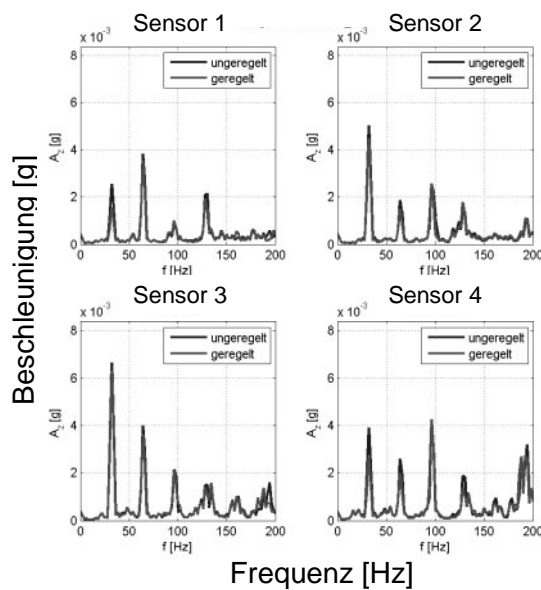


Abbildung 50: Vergleich der Beschleunigungsamplituden bei 650 1/min mit eingekuppeltem Propeller

Bei höheren Drehzahlen ist der Effekt der Schubkraft des Propellers noch stärker ausgeprägt (Abbildung 51). Die 3. Motorordnung ist weiterhin erkennbar, aber lediglich an den Lagerstellen 3 und 4 ist diese Frequenz auch dominant. Obwohl die Reduktion der Schwingungen durch die aktiven Lager nicht mehr so deutlich sichtbar sind, kann in einigen Frequenzen eine Verringerung gemessen werden.

Als abschließendes Ergebnis ist in Abbildung 52 ein Vergleich der Schalldruckpegel dargestellt. Hierbei handelt es sich um den Vergleich der im Fahrstand gemessenen Werte im Leerlauf und ausgekuppeltem Propeller. Bei 32,5 Hz (3. Motorordnung) wird eine Reduktion von 2,36 dB erreicht. Bei höheren Frequenzen bis 200 Hz sind keine weiteren signifikanten Peaks erkennbar. Der Effekt der Reduktion bei 32,5 Hz ist aufgrund niederfrequenten Charakteristik für das menschliche Ohr nur schwach wahrnehmbar. Im Lärm des höheren Frequenzspektrums ist die Reduktion lediglich als leichte Änderung des Tons hörbar.

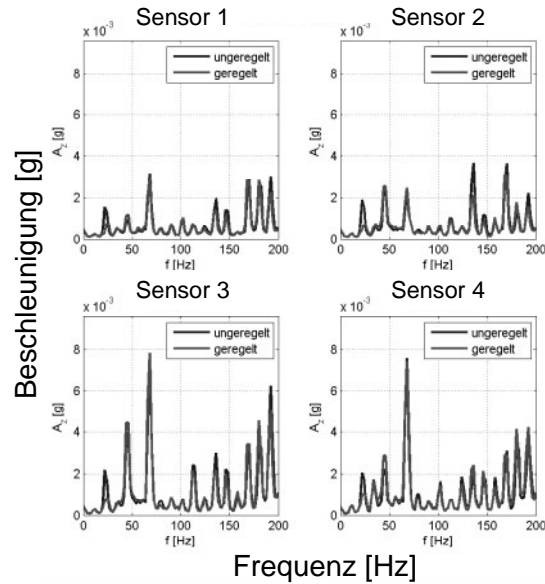


Abbildung 51: Vergleich der Beschleunigungsamplituden bei 1380 1/min mit eingekuppeltem Propeller

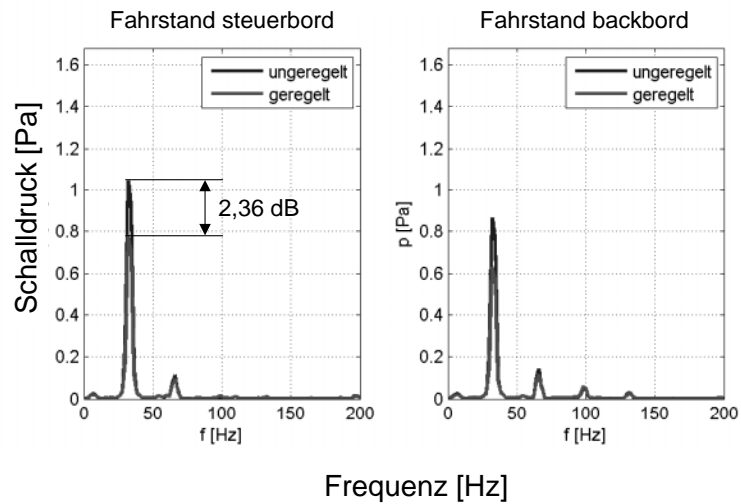


Abbildung 52: Vergleich der Schalldruckpegel bei 650 1/min im Leerlauf

II.1.7 Zusammenfassung und Ausblick

Luft- und Körperschall wird durch verschiedene Aggregate an Bord von Schiffen erzeugt. Für beides gelten gesetzliche Grenzwerte, welche eingehalten werden müssen. Die im Yachtbau vertraglich spezifizierten Werte liegen jedoch meist weit darunter. Passive Maßnahmen zur Isolierung sind zum Teil sehr aufwendig und mit Mehrgewicht und –kosten verbunden. Die aktive Entkopplung von Aggregaten stellt eine kompakte Lösung dar, den Eintrag von Schwingungen in die Schiffsstruktur zu reduzieren.

Im Rahmen des Verbundvorhabens AAL wurden aktive Lager entwickelt, gebaut und im Labor sowie in der Praxis getestet. Die Entwicklung wurde durch umfangreiche Simulationen begleitet. Das Ziel war die Erhöhung der Entkopplung von Aggregaten von der Schiffsstruktur.

Das entwickelte Lagerkonzept enthält ein passives Gummielement und ein in Serie geschaltetes aktives Element. Das passive Element dient dem Erhalt der Notlauf Eigenschaften, falls der aktive Teil ausfällt und der Schwingungsdämpfung in der X- und Y-Richtung. Als aktive Elemente werden hochvoltige piezokeramische Aktoren verwendet. Die Aktoren wirken in Z-Richtung, in den anderen Raumrichtungen wird die Kraft über Membranen in das Lagergehäuse geleitet.

Die aktiven Lager wurden in einem speziell entwickelten Prüfstand getestet. In diesem Prüfstand ist ein Dieselmotor auf einem Teilsegment eines Seenotrettungsbootes aufgebaut. Vorrangiges Ziel dieses Prüfstandes war die Entwicklung und Optimierung von Regelungsstrategien unter möglichst realitätsnahen Bedingungen.

Die Entwicklung der aktiven Lager wurde von intensiven Simulationen begleitet. Die Lürssen Werft hat zu diesem Zweck die Schiffsstruktur des Seenotrettungsbootes modelliert und mit einem FE-Netz versehen. Die Simulationen wurden für den Prüfstand und für das Seenotrettungsboot durchgeführt. Die Festigkeitsberechnungen des Prüfstands stimmen mit den experimentellen Messwerten sehr gut überein. Daraus kann geschlossen werden, dass verwendete Methode zuverlässige Berechnungen liefert, welche die Realität mit hoher Genauigkeit abbilden. Diese Art des umfangreichen Abgleiches von Simulation zur Wirklichkeit ist im normalen Konstruktionsalltag nicht möglich.

Die Simulationen des Effekts der aktiven Lager im Schiff zeigen, dass eine deutliche Reduktion der Schwingamplituden möglich ist. Die größte Reduktion kann erreicht werden, wenn jede der vier Lagerstellen separat geregelt wird, da auch die eingeleiteten Schwingungen an jedem der vier Punkte verschieden ist.

Der Austausch der passiven Schwingelemente mit den aktiven Lagern am Prüfstand und auf dem Rettungsboot haben ebenfalls zu einer Reduktion der Schwingungen am Fundament geführt. Die Reduktion ist messbar. Bei Betrachtung der 3. Motorordnung ist die Reduktion deutlich erkennbar. Dennoch ist die Verbesserung am Fundament mit bloßer Hand noch nicht deutlich spürbar. Positiv hat sich herausgestellt, dass in den Untersuchungen Rückkopplungen auf den Motor ausblieben und auch im Praxistest die Umgebungsgeräusche und Schwingungen nicht zu einer Beeinträchtigung des Reglers geführt haben.

Die erzielten Ergebnisse zeigen das Potential dieser Technologie auf. Damit zukünftig ein Einsatz an Bord von Schiffen sinnvoll ist, muss die Wirksamkeit an Bord soweit gesteigert werden, dass eine spürbare Verbesserung erreicht wird. Eine weitere Voraussetzung ist ein vertretbares Verhältnis von Aufwand zu Nutzen. Damit beide Ziele erreicht werden, müssen zum einen die Konstruktion, die verwendeten Komponenten und die Regelalgorithmen optimiert werden. Zum anderen muss die Integration hochwirksamer Lager detailliert untersucht werden. Ein sinnvoller Einsatz ist nur dann gegeben, wenn alle Transferpfade gleichermaßen beachtet werden.