

# Breitbandeffiziente Resonatoren zur Schwingungs- und Schallreduktion technischer Systeme

**Projektleiter**  
Prof. Dr.-Ing.  
Thomas Borchert

**Zeitraum**  
2002 – 2005

**Mitarbeiter**  
Mareike Reichelt

**Förderung**  
Fachhochschule  
Dortmund  
Forschungsbudget

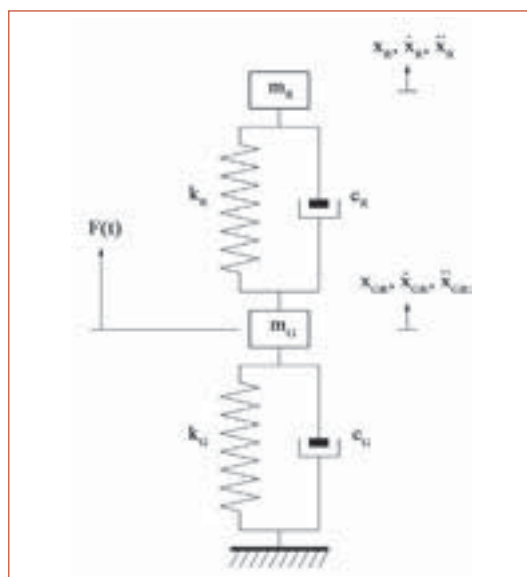
**Kontakt**  
Prof. Dr.-Ing.  
Thomas Borchert  
Fachbereich  
Maschinenbau  
Fachhochschule  
Dortmund  
Sonnenstraße 96  
44139 Dortmund  
Tel.: (0231) 9112-292  
E-Mail: thomas.borchert  
@fh-dortmund.de

**Motivation:**  
Zur Strukturschwingungsreduktion großflächiger Chassisflächen maschineller, fahrzeug-, flugzeug- und schiffstechnischer Systemkomponenten werden Resonatoren vorgeschlagen, welche, abgestimmt mit ihren Eigenfrequenzen auf die Betriebserregerfrequenzen, die nach ihrer Systemapplikation oder -integration auftretende Koppelresonanzfrequenzlagen durch resonatorbasierte additive Dämpfungsfolien betilgen und damit einen breitbandeffiziente Lösungsbeitrag zur Grundaufgabe der Minimierung des Körperschallemissionspotentials in die Umgebungsmedien darstellen.

Der Bericht basiert auf den in den Forschungsberichten 2002 und 2005 dargelegten Grundlagen zur Resonatortechnik.

## 2. Zur mechanischen Analytik des gedämpften Resonators

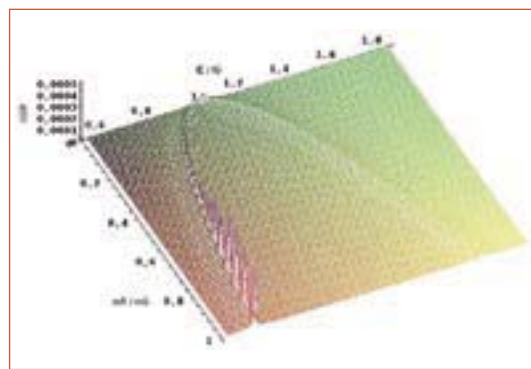
Betrachtet wird ein durch die harmonische Kraft  $F(t)$  angeregter Schwingungsgenerator - Index G-, abgebildet durch seine zeitinvariante Masse  $m$  und Systemsteifigkeit  $k$  sowie durch seine Dämpfungskonstante  $c$ , auf dem ein weiteres schwingungsfähiges, gedämpftes System, abgestimmt mit seiner Eigenfrequenz auf die Erregerkraftfrequenz und somit Resonator - Index R - genannt, adaptiert wird, Graphik 2.1:



Graphik 2.1: Schwingungsgenerator mit Resonator

Das gekoppelte System besitzt die zwei Freiheitsgrade mit ihren gleichgerichteten und -orientierten 1. und 2. zeitlichen Ableitungen und führt

Koppelschwingungen aus, die in der folgenden Graphik 2.2 hinsichtlich der Generatoramplitude in Abhängigkeit der auf die Generatormasse normierten Resonatormasse über einen Sweep der auf die Generatoreigenfrequenz normierten Erregerfrequenz mit einer auf die Generatorresonanzfrequenz abgestimmten Resonatoreigenfrequenzlage bei einer globalen Systemdämpfung nach LEHR von 1 % dargestellt sind:

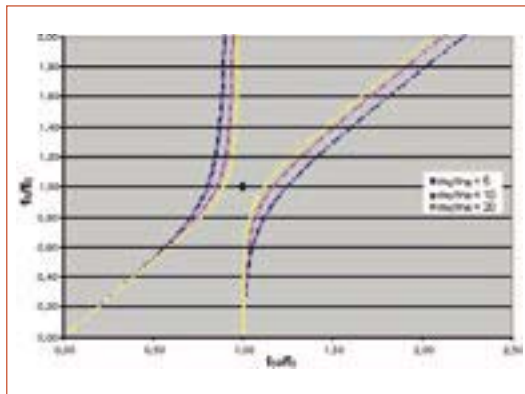


Graphik 2.2: MAPLE-Analyse der Generatoramplitude über Erregerfrequenz und Resonatormasse

Der parabolische Funktionsverlauf zeigt an seinem Scheitelpunkt den resonatorfreien Resonanzfall des Generators und mit zunehmender Resonatormasse die Resonanzamplituden und Lagen der erregten Koppelresonanzlagen des Systems. Bei einer beispielhaften Massenrelation zwischen Resonator und Generator von 0,1 liegen die Amplituden an den Koppelresonanzlagen bei ca. 40% bzw. bei ca. 60% der ursprünglichen Generatorresonanzamplitude und weisen ein beruhigtes Frequenzband von ca. 0,8 – 1,2 um die ursprüngliche Generatorresonanzfrequenzlage aus.

Höhere Massenrelationen führen durch den degressiven Funktionsverlauf zu einer relativ geringeren Bandbreitenaufweitung und sind zudem mit steigender Generatoramplitude verbunden, so dass sich hierdurch keine technisch relevante Resonatoreffizienzsteigerung erzielen lässt.

Wir untersuchen nun die Tilgungsbandbreite des Resonators in Abhängigkeit der Resonatorsteifigkeit, somit die Interdependenz vom Abstimmungsverhältnis der Resonatoreigenfrequenz zur Generatoreigenfrequenz, vergleichend mit drei Massenrelationsvarianten, dargestellt über die auf die Generatoreigenfrequenz bezogenen Lagen der potentiell zu Resonanzamplituden anregbaren Koppelresonanzfrequenzen, Graphik 2.3:



Graphik 2.3: Koppelfrequenzlagen unter dem Resonator/Generator-Abstimmungsverhältnis im Vergleich zur Massenrelation

Beispielhaft führt damit eine Resonatorabstimmung auf die zweifache Generatoreigenfrequenz bei einer Resonator/Generator-Massenrelation von 0,1 auf eine Tilgungsbandbreite von ca. 0,85 – 2,1 zur ursprünglichen Generatorresonanzlage und erweitert somit das beruhigte Erregerfrequenzspektrum um ca. Faktor 1,75 nach oben.

### 3. Numerische Studien zum gedämpften Balkenresonator

Im Folgenden betrachten wir den Generator realitätsnaher als Platte mit entsprechend schalltechnisch relevantem Schallabstrahlgrad und führen den Resonator als Balkenstruktur – mit relativ geringem Schallabstrahlgrad – ein. Der Resonatorbalken wird hier als In-led-System durch Schlitzgebung virtuell realisiert und seine erste Eigenfrequenz auf die erste Platteneigenfrequenz ausgelegt. Die höheren Balkeneigenfrequenzen lassen sich dann ebenfalls auf die höheren Platteneigenfrequenzen abstimmen, so dass die Platte breitbandeffizient betitelt werden kann.

Bild 3.1 a, b zeigt zunächst das Generator-Ausgangssystem einer allseitig eingespannten elastischen in-situ-schwingungsfähigen und damit potentiell schallgenerierenden Platte, diskretisiert mit Plattenelementen nach der Finite-Elemente-Methode (Software ANSYS):

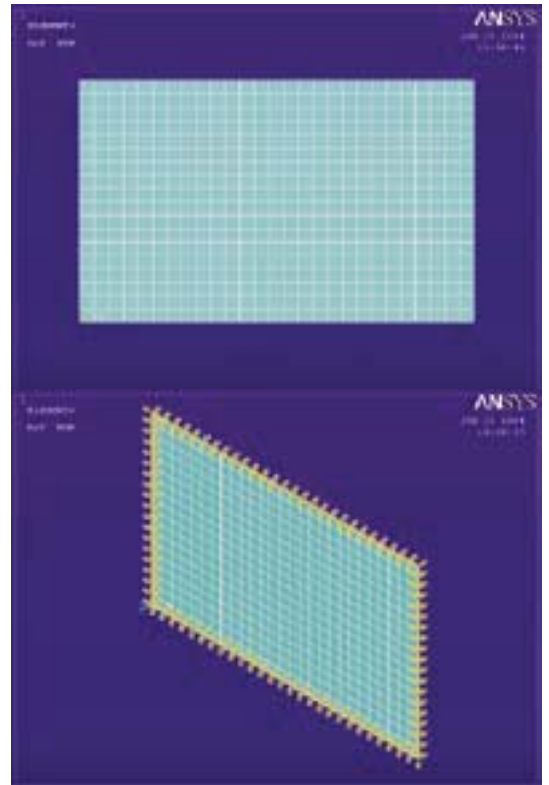


Bild 3.1: Finite-Elemente-Diskretisierung einer Platte, Randbedingungen

Wird nun die mit Stahlmaterialdaten beschriebene Platte in ihrem 1. Eigenmode harmonisch angeregt, schwingt sie mit einer Halbcosinuswelle in Längs- und Breitenrichtung, Bild 3.2.

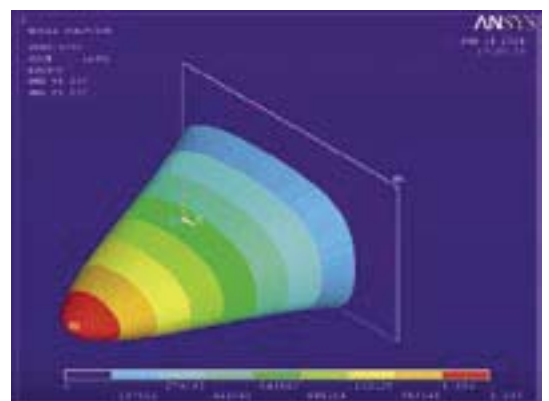


Bild 3.2: 1. Plattenresonanzmode (Amplitudendarstellung virtuell überhöht)

Die Plattenmitte markiert die hier für eine optimale kinetische Energierezeption geeignete Resonatorlagerposition.

Bei einem Modalmassenverhältnis von 0,1 zwischen der Platte mit ihren für die Aufnahme integrierter Resonatoren vorbereiteten Ausnehmungen und eben diesen Resonatoren werden nun konstruktiv zwei zur Platte material- und dämpfungsgleiche Balkenresonatoren als In-Leds konstruiert und das neue Koppelsystem mit der ursprünglichen Platteneigenfrequenz angeregt. Bild 3.4 zeigt die Abnahme der Plattenresonanzmaximalamplitude ca. 90 % sowie den um ca. 2/3 reduzierten Plattenschallabstrahlgrad mit den aufgrund ihrer Balkenform akustisch unkritisch schwingenden integrierten Resonatoren:

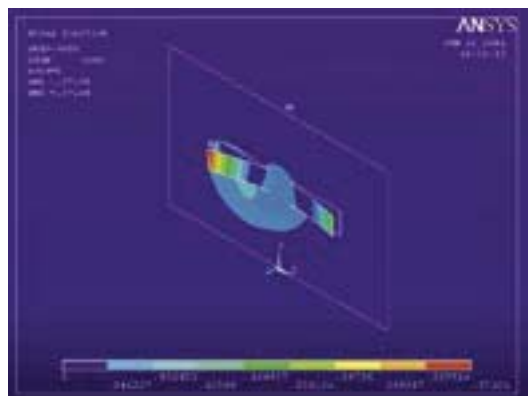


Bild 3.4: Betriebsschwingungsform des mit seiner ursprünglichen 1. Platteneigenfrequenz angeregten Platten-Resonator-Systems

Die harmonischen Anregungen der ersten zwei Koppelleigenfrequenzen dieses Generator-Resonator-Systems liefern Koppelresonanzmoden mit dominierenden Resonatoramplituden sowie mit maximalen Plattenstrukturamplituden von ca. 36 % bzw. ca. 24 % der ursprünglichen 1. Generatorresonanzamplitude, Bild 3.5:

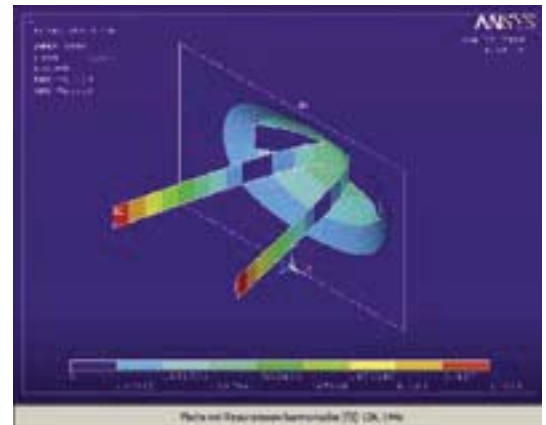
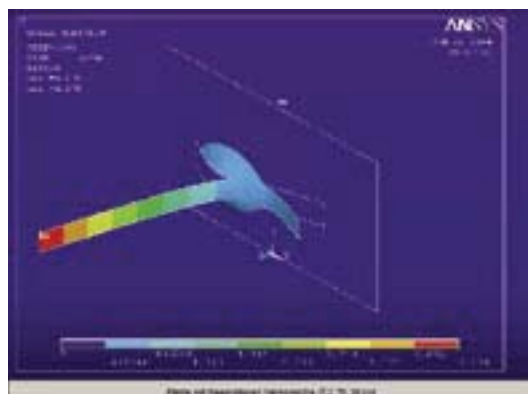
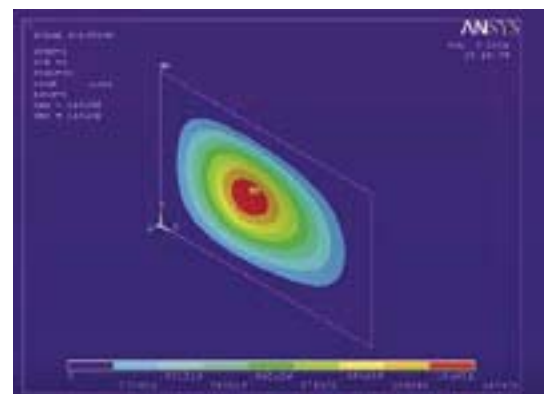


Bild 3.5: 1. und 2. Koppelresonanzmode

Der Schallabstrahlgrad des 1. Koppelmodes ist auch hier gegenüber dem ursprünglichen Plattenresonanzmode deutlich reduziert, während das durch den 2. Koppelmode generierbare Luftschallfeld gegenüber dem frequenzgleichen Betriebsschwingungszustand der Platte primär durch die Amplitudenreduktion beruhigt wird. Zu beobachten ist zudem – auch im Hinblick auf das folgende Kapitel – der Schwingungsrückkopplungseffekt der Resonatoren auf die Plattenstruktur an den Resonatoreinspannpositionen.

Bei einer Abstimmung der Resonatoren auf einen unter- oder überkritischen Betriebsschwingungsfall der Platte sind die Reduktionseffekte gegenüber der Resonanztilgung geringer, weisen aber mit ca. 36 % bzw. ca. 63 % Schallgeneratoramplitudenreduktion und verminderten Schallabstrahlflächen deutliche schwingungs- und schallreduktive Vorteile gegenüber dem betriebsschwingungserregten Ausgangssystem auf, siehe hierzu die Moden in den Bildern 3.6 und 3.7:



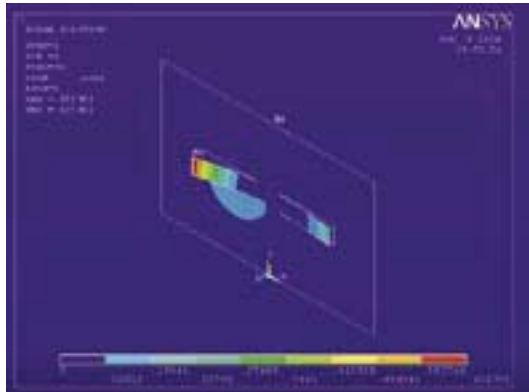


Bild 3.6: Unterkritischer Betriebsschwingungsmodus der Platte ohne und mit Resonatoren

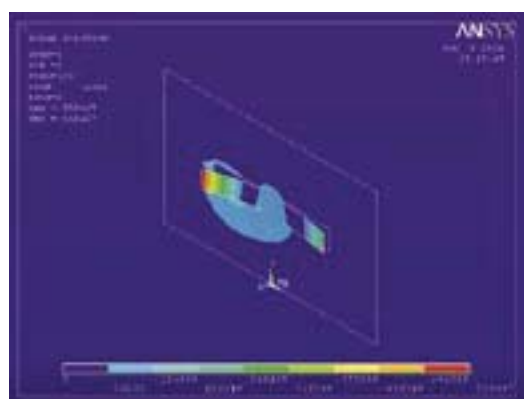
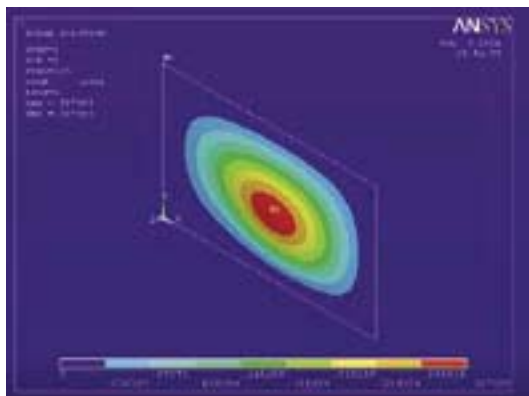
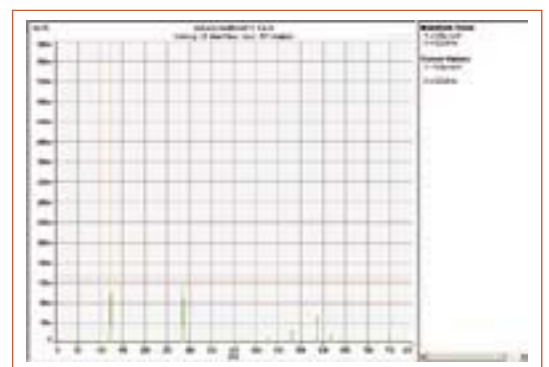


Bild 3.7: Überkritischer Betriebsschwingungsmodus der Platte ohne und mit Resonatoren

ten, insgesamt quasi-frei-frei gelagerten Platte, erregbar mit einem Schwingungsdynamo über dessen Steuer- und Verstärkerequipment. Zur Aufnahme adaptiv montierbarer Resonatoren wird in der Plattenmitte ein Magnetadapter positioniert und dann das Platteneigenschwingungsverhalten nach einer Stoßanregung mit einem mittig unter der Platte montierten Beschleunigungssensor, der A/D-Signalwandlung und einer FFT-Analyse bestimmt. Graphik 4.1 zeigt das gemessene Frequenzspektrum mit einer 1. Eigenfrequenz bei 123 Hz.



Bild 4.1: Messaufbau zur Schwingungs- und Schallemissionsanalyse einer Platte, im Hintergrund die Rohkarosserie eines VW-Polo 6N



Graphik 4.1: Eigenfrequenzspektrum der Platte mit Magnetadapter

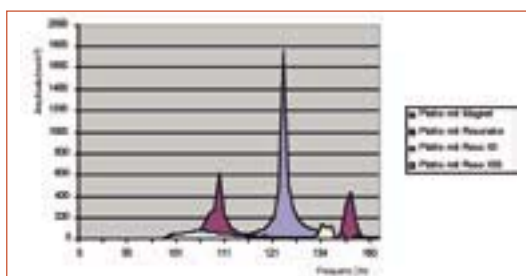
#### 4. Experimentalstudie zum additiv gedämpften Balkenresonator

Das Labor für Schwingungstechnik und Akustik der Fachhochschule Dortmund verfügt über das Messsystem PULSE von Brüel&Kjaer; Bild 4.1 zeigt im Vordergrund den Messaufbau zur Analyse des Schwingungs- und Schallabstrahlverhaltens einer in einen Metallrahmen allseitig fest eingespann-

Die Resonatoren werden auf diese potentielle Resonanzfrequenz abgestimmt und in Form einseitig eingespannter Balken aus Stahl mittels des Magnetadapters auf der Platte montiert. Neben der mit einem Erregerfrequenzsweep beanspruchten Platte ohne Resonatoren zeigt die entsprechende Messung mit adaptierten Resonatoren eine Amplitudenreduktion in Höhe von ca. 99% um die Zielfrequenz-

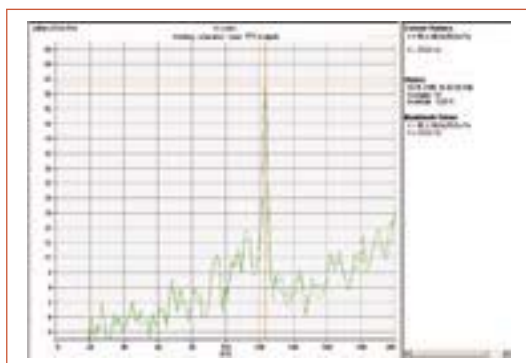


lage, aber auch neue Plattenamplituden bei den Systemkoppelfrequenzlagen ober- und unterhalb der ursprünglichen 1. Plattenresonanzfrequenz, s. Graphik 4.2. Auf der Basis der vorgestellten numerischen Studien – vgl. Bild 3.5 – werden diese Koppelfrequenzamplituden als eine Folge des Resonatorrückkopplungseffekt auf die Platte identifiziert und durch zwei alternative Dämpfungsbeschichtungen, appliziert auf den Resonatorbalken, minimiert: die Dämpfungsschicht reduziert die Resonatoramplituden und stellt zugleich ein dissipatives Energiepotential zur Umwandlung der kinetischen Koppelsystemenergie in Wärme bereit. Graphik 4.2 zeigt das tilgungseffektive Bandbreitenspektrum additiv gedämpfter Resonatoren.

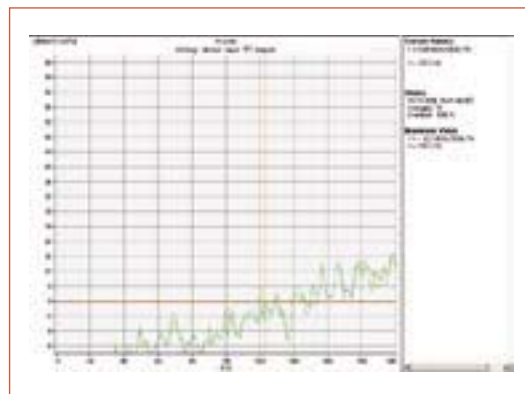


Graphik 4.2: Amplituden-Frequenz-Spektren der Platte und des Platten-Resonator-Koppelsystems mit Dämpfungsvarianten

Der entsprechende Status-Vergleich des von der Platte abgestrahlten Luftschalldruckpegelspektrums wird mit dem 2-kanaligen Acoustic-Head-and-Shoulder-Dummy in Position des Luftschalwellenamplitudenmaximums erfasst und in den Graphen 4.3 a, b vergleichend gegenübergestellt, wonach der Pegel durch die Resonatoren bei der 1. Plattenresonanzfrequenz bei 123 Hz von 58,3 dB(A) auf 3,69 dB(A) reduziert wird:



Graphik 4.3 a: Luftschalldruckpegelspektrum der resonanzregten Platte



Graphik 4.4 b: Luftschalldruckpegelspektrum der Platte mit Resonatoren

## 5. Numerische Anwendungsbeispiele

### 5.1 U-Boot-Druckkörper

Zur Minimierung der akustischen Signatur von U-Booten werden schwingungsreduktive Effekte studiert, wie sie durch Resonatoradaptionen an den Abteilungschotten eines U-Boot-Druckkörpers generiert werden können. Bild 5.1 zeigt eine CAD-Darstellung (Software ProEngineer Wildfire 3) des geometrisch und materiell abstrahierten Druckkörpers in Form einer durch halbkugelförmige Klöpperböden geschlossenen dünnenwandigen Kreiszyklinderschale, Bild 5.2 das FEM-Makromodell (Software ANSYS) und Bild 5.3 die Diskretisierung:

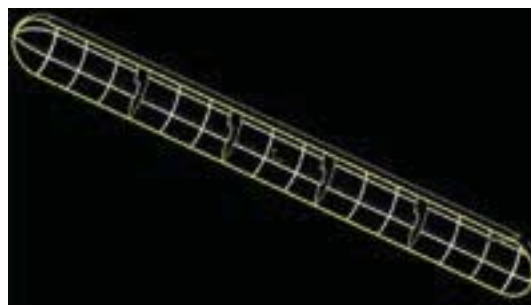


Bild 5.1: CAD-Druckkörpermodell mit Spanten und Schotten



Bild 5.2: FEM-Makrosystem des U-Boot-Druckkörpers

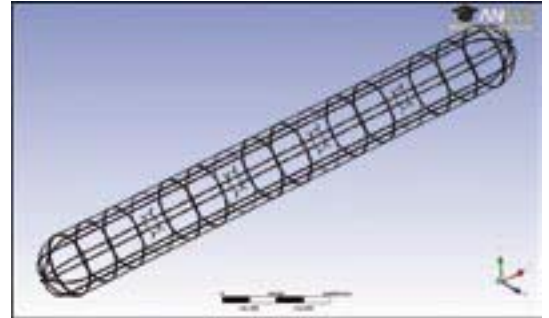


Bild 5.5: Resonatoranordnung an den U-Boot-Abteilungsschotten

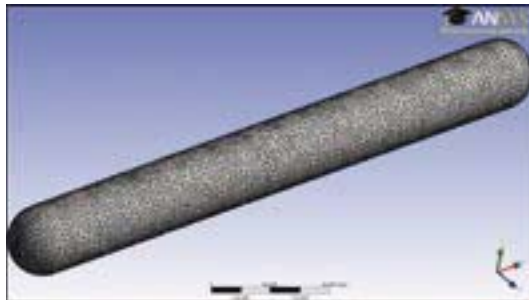


Bild 5.3: FEM-Diskretisierung des Druckkörpers

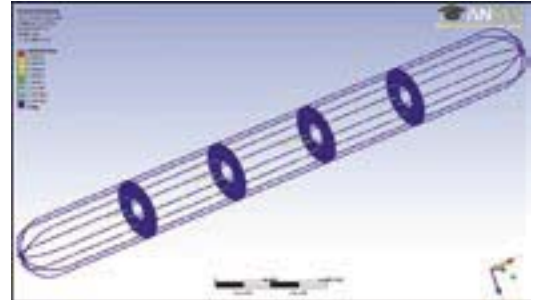


Bild 5.7: Schotten mit schwingenden Resonatoren bei 23-Hz-Propellerbetrieb

Neben den Ganzkörpermoden ergab die Eigenschwingungsanalyse eine erste Schottenschwingung bei 23 Hz, welche, angeregt durch den Propellerbetrieb zu Schottenresonanzschwingungen, Bild 5.4, und damit zu einem Körperschall-Wasserschalltransfer führen kann.

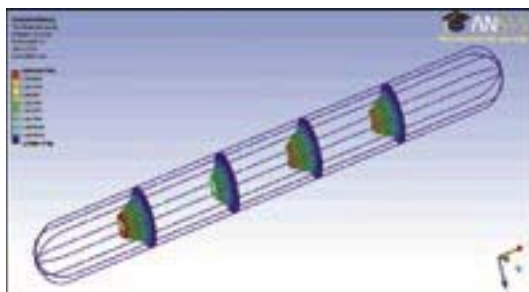


Bild 5.4: Propellererregte Schottenresonanzschwingungen

Durch den Einsatz von jeweils vier Resonatoren an den Abteilungsschotten, Bild 5.5, lassen sich die Schottenamplituden bei 23 Hz um 94 % reduzieren, vgl. Bild 5.6.

## 5.2 Schiffspropeller

Die Propellerflügel des Antriebssystems eines Bootes können nach betrieblicher Anregung ihrer Eigenfrequenzen Resonanzschwingungen mit großen wasserschallinduzierenden Amplituden ausführen. Aus strömungsmechanischen Gründen werden die Resonatoren in die Flügel integriert, welches sich im gießtechnischen Prozess durch eine Schmelzform realisieren lässt.

Bild 5.8 zeigt zunächst ein mit 4 Flügeln idealisiertes Propellersystem aus Messing, Bild 5.9 beispielhaft einen Propellerflügel mit Nabe. Nach der numerischen Generierung eines Hohlraumes mit integrierter Resonator montageplattform, Bild 5.10, wird der so modifizierte Flügel modal analysiert. Bild 5.11 zeigt den ersten Eigenschwingungs mode mit einer Eigenfrequenz bei 44 Hz. Die maximale Antwortamplitude auf eine harmonische Anregung des modifizierten Flügels mit 44 Hz tritt an der Flügelspitze bei einer zum ersten Eigenmode affinen Antwortschwingungsform auf, Bild 5.12.



Bild 5.8: CATIA-Modell eines Schiffspropellers

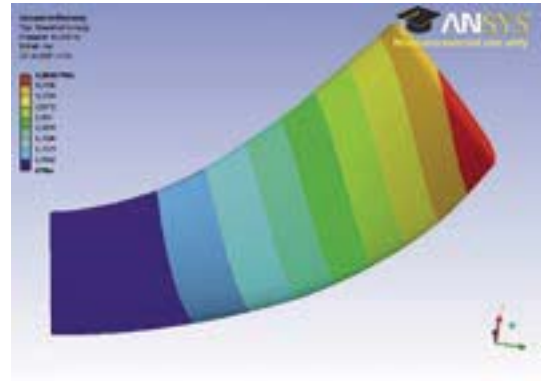


Bild 5.11: 1. Eigenmode des zur Resonatorintegration vorbereiteten Flügels

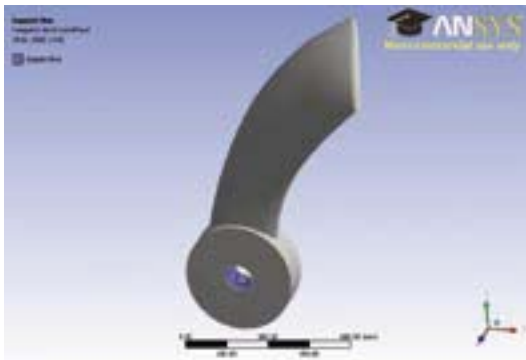


Bild 5.9: ANSYS-Makromodell des Propellerflügels mit Nabe

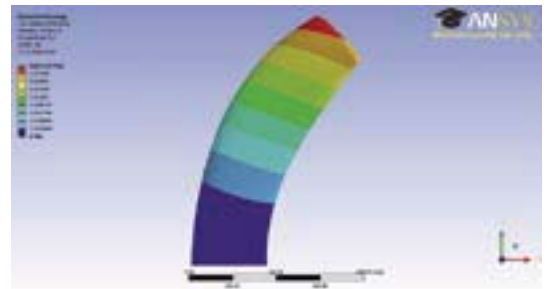


Bild 5.12: 1. Resonanzschwingungsform des Flügels mit Resonator-kammer

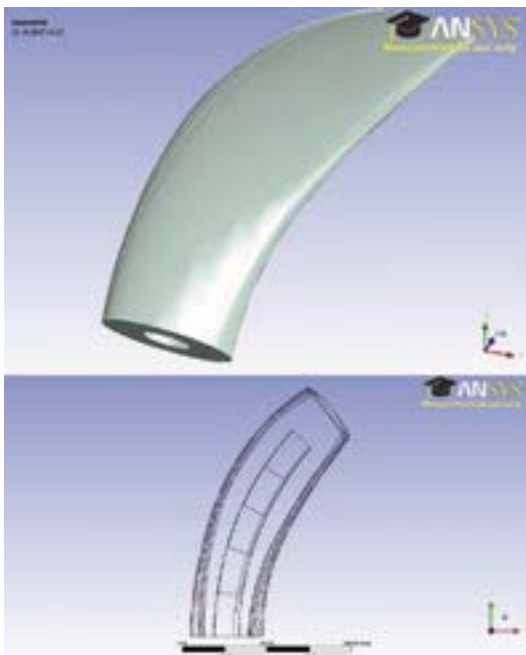


Bild 5.10: Propeller mit Resonator-kammer

Affin zur Flügelgeometrie wird auch der Resonator gestaltet: Bild 5.13 zeigt den

in Längsrichtung konifizierte und im Querschnitt ellipsoidal geformten Resonator mit einer ersten Eigenfrequenz von 44 Hz. Nach seiner Integration in die vorbereitete Flügelkammer wird das Koppelsystem erneut mit 44 Hz erregt und zeigt den im Flügel gekapselten und somit akustisch unkritisch schwingenden Resonator, Bild 5.14, wodurch die Flügelaußenfläche beruhigt wurde, Bild 5.15.

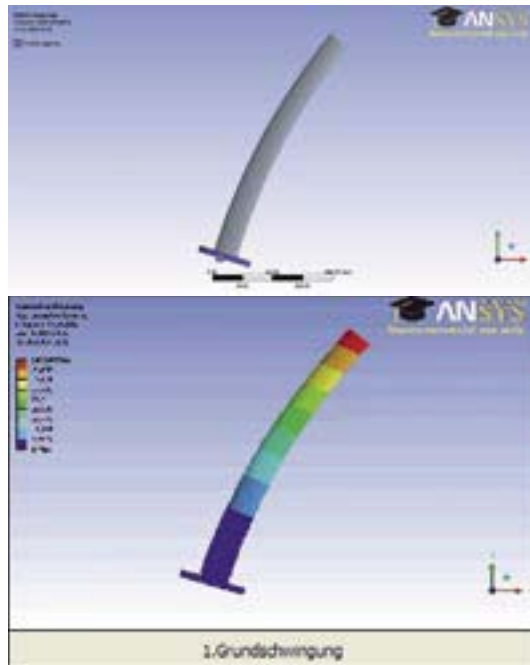


Bild 5.13: Numerisches Resonatormodell zur Propellerflügelintegration mit erstem Resonatoreigenmode

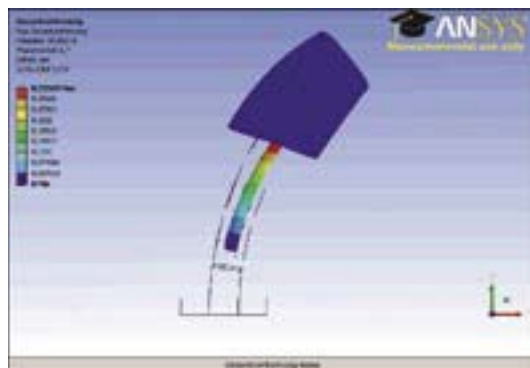


Bild 5.14: Einblick in die Flügelkammer mit schwingendem Resonator nach harmonischer Koppelsystemerregung bei 44 Hz

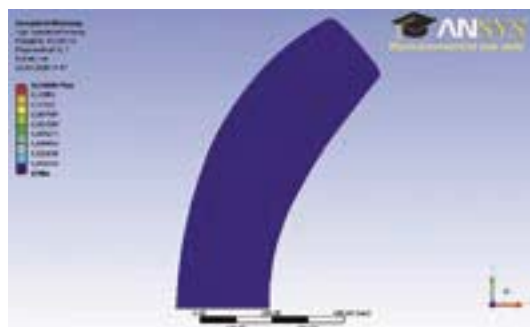


Bild 5.15: Resonanzberuhigte Propellerflügelaussenfläche

## 6. Projektstatus

Ausgehend vom klassischen Schwingungstilger in Form eines Ein-Massen-Schwingers mit einem Freiheitsgrad gelingt bei dem Einsatz additiv gedämpfter Balkenresonatoren eine breitbandeffiziente Systemberuhigung durch Reduktion der Rückkopplungseffekte bei den Koppelresonanzen. Zudem lassen sich mit den höheren Eigenfrequenzlagen der Balkenresonatoren die höheren potentiellen Generatorresonanzen unter Einbeziehung der Hochabstimmungseffekte beziehen. Zusatzmassen können hierbei prinzipiell durch generatorintegrative Resonatorstrukturen vermieden werden. Das Verfahren ist zum Patent angemeldet.

Mit Abschluss der Grundsatzstudien finden nun Erprobungen der Resonatoren in diversen technischen Einsatzfeldern statt, um durch konstruktive und fertigungstechnische Optimierungen den serienreifen Status der Resonatortechnologie zu erlangen. Wandungselemente und Aggregatsplattformen von Schiffen stellen dabei mit ihren potentiell schallgenerierenden Flächen bzw. körperschalltransmittierenden Lagern besonders geeignete Erprobungsfelder dar.

## Veröffentlichungen zum Thema im Berichtszeitraum:

Borchert, Th., Kompe, K.: Gedämpfte Resonatoren zur Schwingungs- und Schallreduktion mariner Chassiselemente. 15. Arbeitstagung Anwendungen der Akustik in der Wehrtechnik an der Wehrtechnischen Dienststelle der Bundeswehr für Waffen und Munition, WTD91, Meppen, März 2007.

Borchert, Th.; Reichelt, M., Rubini, N.: Resonatoren zur Reduktion der akustischen Signatur von U-Booten. Wissenschaftliches Colloquium der Forschungsanstalt der Bundeswehr für Wasserschall und Geophysik, Kiel, März 2008.