



# Hybride elektromechanische Netzwerke mit piezoelektrischen Komponenten

**Autoren:** *Stefan Homann, DLR e.V., Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik, Braunschweig*  
*Michael Rose, DLR e.V., Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik, Braunschweig*  
*Elmar Breitbach, DLR e.V., Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik, Braunschweig*

In Werkzeugmaschinen werden durch den Kontakt des schnell rotierenden Werkzeuges mit dem Werkstück die Eigenfrequenzen von Baugruppen angeregt. Diese in der Regel unerwünschten Schwingungen beeinflussen die Präzision im Fertigungsprozess (Konturgenauigkeit des Werkstückes), erzeugen große Lärmpegel und führen häufig zu einer Reduzierung der Lebensdauer des Werkzeuges. Dieser Beitrag untersucht die Reduzierung dieser Vibrationen über das Prinzip multimodaler Schwingungstilger durch strukturkonform integrierte piezokeramische Komponenten in Kombination mit passiven oder semi-aktiven elektrischen Netzwerken. Die Berechnungsmethoden zur optimalen Platzierung der Keramikmodule werden um Sensitivitätsanalysen ergänzt, durch die die Robustheit der gewählten hybriden Netzwerke ermittelt und geeignete Parameter für eine adaptive Korrektur der Netzwerkparameter bei geänderten Systembedingungen ausgewählt werden können. Die dafür benötigten adaptiven Regelungen sollen über semi-aktive Schaltungen unter Einsatz von Operationsverstärkern realisiert werden.

## Einleitung

Anfang der neunziger Jahre fanden erste Überlegungen zur Schwingungskompensation mit Hilfe von passiven Netzwerken statt, wobei der Artikel von Hagood/von Flotow [Hag91] als wegweisend einzustufen ist. Seitdem hat sich in diesem sehr speziellen Bereich die Anzahl der Veröffentlichungen vervielfacht und in verschiedene Bereiche weiterentwickelt: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an einfache Teststrukturen (meist Balken und Platten) mit eher geringem Anwendungsbezug [Yan96, Sug98, Ste99], Versuche zur Schwingungskompensation an Flugzeugseitenleitwerken für Kampfflugzeuge [Wu97, Wu00], theoretische Untersuchungen zum Aufbau von Netzwerken für multimodale Anwendungen [Hol94, Wu98, Fle03b], Bau spezieller elektrischer Schaltungen für mono- und multimodale Anwendungen [Beh03, Fle03a, Fle04]. Aktive Maßnahmen zur Schwingungs- und Schallreduktion von Kreissägeblättern mit einem elektromagnetischen Aktuator stellen Ellis/Mote [Ell79] vor. Von Bein [Bei00] werden die Ursachen der Schallabstrahlung an Kreissägeblättern, die vorhandenen passiven Maßnahmen zu ihrer Verringerung und grundsätzliche Überlegungen für adaptive Lösungsansätze vorgestellt. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass eine große Zahl von Veröffentlichungen zu theoretischen Untersuchungen und zu Experimenten an einfachen Teststrukturen existieren. Bisher wenig Beachtung fand hingegen die simultane Bestimmung aller relevanten mechanischen und elektrischen Parameter (Ort

schen Parameter (Ort und Größe der verwendeten Piezokeramiken, Induktivitäten, Widerstände, Kapazitäten), insbesondere bei multimodalen Anwendungen. Gerade die durch die Keramik bedeckte Fläche und die dazu proportionalen Kapazität hat einen großen Einfluss auf die Effektivität des verwendeten elektrischen Netzwerkes. Weiterhin ist über die Sensitivität des Netzwerkes gegenüber Parameterschwankungen und die Adaption der Induktivitäten, Widerstände und Kapazitäten an geänderte Systembedingungen für eine weiterhin optimale Schwingungsreduktion kaum etwas bekannt.

## Theoretische Untersuchungen

Ein elektrischer Schwingkreis wird auf eine Resonanzfrequenz der mechanischen Struktur abgestimmt. Resoniert die mechanische Struktur, so wird durch die elektromechanische Kopplung auch das elektrische Netzwerk in seiner Resonanz betrieben, der Energietransfer von einer Zustandsraum in den anderen ist also besonders günstig. Dabei spielen die Größe und der Ort der Piezokeramiken eine entscheidende Rolle. Prinzipiell bestimmen die Bereiche großer Dehnungen des jeweiligen Modes gute Keramikpositionen. Es konnte aber auch gezeigt werden, dass eine zu große Keramik bei passiven Netzwerken kontraproduktiv sein kann. Die dadurch ebenfalls groß ausfallende Kapazität wirkt sich zwar günstig auf die benötigten Induktivitäten zur Abstimmung auf eine Resonanzfrequenz aus, verschlechtert allerdings das Verhältnis der zwischen Mechanik und Elektrik pendelnden Energie zur Gesamtenergie

und damit die Effizienz der Schwingungstilgung. Dieser unvollständige Energietransfer zwischen den mechanischen und elektrischen Zuständen kann durch den generalisierten Koppelkoeffizienten  $\kappa^2$  beschrieben werden (siehe [Ros04]), der als Maß für die Autorität der Piezokeramiken und des angeschlossenen Netzwerkes auf den untersuchten Schwingungsmoden eine fundamentale Bedeutung hat und als zu maximierende Zielfunktion in Optimierungsrechnungen verwendet werden kann.

Das elektrische Netzwerk kann sowohl als Serien- als auch als Parallelschaltung realisiert werden. Die Anwendung einer parallelen Schaltung ist wegen ihrer geringeren Sensitivität gegenüber Parameteränderungen im Allgemeinen zu bevorzugen. Sie besitzt aber den Nachteil einer größeren Anzahl von Parametern. Der Optimierung aller Parameter des piezoelektrischen Netzwerkes kommt eine zentrale Bedeutung zu. Diese ist nicht geschlossen möglich, da die Zielfunktion hochgradig nichtlinear ist. Zur Vermeidung einer vollständigen Modalanalyse in jedem Optimierungsschritt wird die rein mechanische Struktur mit Hilfe eines FEM-Programms modelliert, in den Modalraum transformiert und anschließend erst mit den piezoelektrischen Eigenschaften verknüpft. Ändern sich die Eigenformen der mechanischen Struktur durch die Applikation einer Keramik nicht zu stark, kann mittels modaler Korrekturmethode [Bre79] die Wirkung der Piezokeramiken erfasst werden. Die mechanische Struktur muss also nicht neu modelliert werden. Sie wird vielmehr nur um zusätzliche modale Massen- und Steifigkeitsterme erweitert.

Damit die Piezokeramiken in beliebiger Geometrie und Anzahl auf einer Substruktur modelliert werden können, ist ein numerisches Tool unabdingbar. Dazu wurde in Analogie zu einer Kirchhoff-Platte ein Dreieck-Element entwickelt, das die physikalischen Eigenschaften einer Piezokeramik abbilden kann. Für das reduzierte modale Kreisscheibenmodell des Sägeblattes mit seiner vergleichsweise geringen Anzahl von Gleichungssystemen wurden verschiedene Optimierungen zur optimalen Platzierung der Keramikmodule durchgeführt. Dabei wurden die Eigenschaften der elektrischen Netzwerke in einer kompakten dimensionslosen Form über den generalisierten Koppelkoeffizienten ebenfalls berücksichtigt. Die erzielbare Schwingungsreduktion wurde damit theoretisch vorhersagbar und ist für den Versuchsträger im Experiment noch zu verifizieren.

Die vorhandene Literatur wurde gesichtet, vereinheitlicht und für die hier behandelte Problematik wurden die besonders dominanten Parameter identifiziert. Bei der Vielzahl von Einflussfaktoren

ist eine Reduktion auf wenige Kenngrößen gerade für die Optimierung sehr wichtig, damit besonders signifikante Zielfunktionen definiert werden können. So können dann die im Experiment durchzuführenden Versuchsreihen minimiert werden. Aus den theoretischen Arbeiten konnte ein besonders aussagekräftiger Koeffizient identifiziert werden: der generalisierte elektromechanische Koppelkoeffizient  $\kappa^2$ . Er beschreibt, wie stark der Einfluss ist, der über eine Piezokeramik auf eine Struktur ausgeübt werden kann. Preumont [Pre97] definiert ihn als Verhältnis der umgewandelten elektrischen Energie zur gesamten zugeführten Energie in der Keramik bei tiefen Frequenzen. Besonders vorteilhaft ist darüber hinaus die verhältnismäßig einfache experimentelle Bestimmung von  $\kappa^2$ . Hierzu sind die Eigenkreisfrequenzen des zu bedämpfenden Modus  $i$  der mechanischen Struktur mit appliziertem Piezomodul sowie mit kurzgeschlossener ( $\omega_{i,E}$ ) und mit offener Keramik ( $\omega_{i,D}$ ) zu ermitteln.

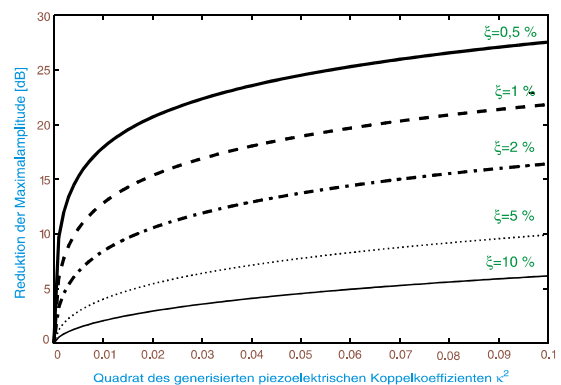


Abbildung 1: Erzielbare Schwingungsreduktion in [dB] über den generalisierten Koppelkoeffizienten  $\kappa^2$  mit Dämpfung  $\xi$  als Parameter

Der Ausdruck

$$\kappa_i^2 = \frac{\omega_{i,D}^2 - \omega_{i,E}^2}{\omega_{i,E}^2} \quad (1)$$

Liefert nun den Koppelkoeffizienten des  $i$ -ten Eigenmodes. Im ersten Fall wird damit nur das dynamische Verhalten einer passiven Struktur bestimmt, auf die durch die Piezokeramik eine zusätzliche Steifigkeit aufgebracht worden ist. Im zweiten Fall wird durch den verhinderten Ladungsaustausch zwischen den Elektroden in der Piezokeramik eine zusätzliche ‚virtuelle‘ Steifigkeit generiert, die gerade den piezoelektrischen Koppelinfluss widerspiegelt.

Für ein gedämpftes Einfreiheitsgradsystem wurde jetzt in Abhängigkeit vom generalisierten Kop-

pelkoeffizienten  $\kappa^2$  die maximal mögliche Reduktion der Schwingungsamplitude bestimmt, siehe Abbildung 1. Dabei zeigt sich, dass bei schwach gedämpften Strukturen schon mit recht geringen Koppelkoeffizienten große Schwingungsreduktionen möglich sind. Für stark gedämpfte Systeme ist der Erfolg eher bescheiden. In einem ersten Optimierungslauf sollten die auf der Kreisscheibe aufgetragenen Piezokeramikmodule die Gestalt von Kreissektorabschnitten besitzen. Zur Visualisierung der zu optimierenden Zielfunktion wurden ihr äußerer Radius und der Öffnungswinkel in Grad [°] als freie Parameter gewählt; die Distanz zur inneren Einspannung der Kreisplatte wurde zu Null festgelegt.

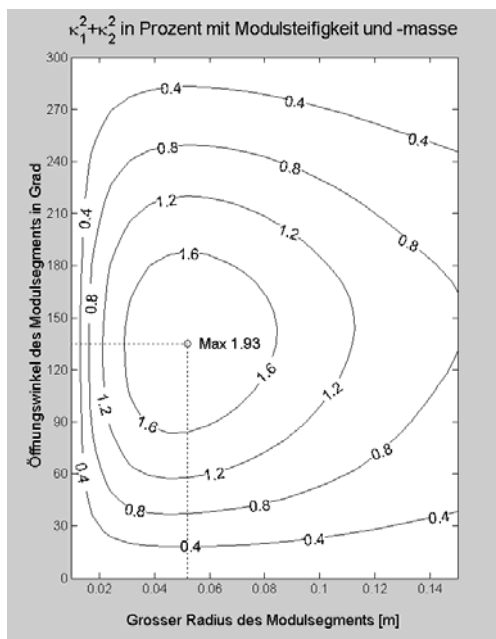


Abbildung 2: Optimaler generalisierter Koppelkoeffizient  $\kappa_1^2 + \kappa_2^2$  für eine Kreisscheibe

Aufgrund der strukturellen Symmetrie können alle Eigenformen beliebig um die Rotationsachse rotiert werden. Nicht rotationssymmetrische Schwingformen treten daher mit der Vielfachheit zwei auf (zweifache Eigenfrequenzen). Damit diese Eigenformen aktiv kompensiert werden können, müssen beide Schwingungsformen unabhängig voneinander kontrolliert werden. Dies kann bei der Optimierung durch die Wahl der Summe der Koppelkoeffizienten als Zielfunktion berücksichtigt werden. Abbildung 2 zeigt die Summe der Koppelkoeffizienten für Mode 1 und 2 in Abhängigkeit des Öffnungswinkels und des äußeren Radius des Keramiksegmentes. Der innere Radius ist dabei fest und beginnt direkt an der Einspannung der Kreisscheibe.

Für diesen nichtlinearen Zusammenhang, der analytisch nicht geschlossen zu lösen ist, kann

mittels eines Standard-Gradientenverfahrens ein Optimum gefunden werden, was bei einem Öffnungswinkel von  $55^\circ$  und einem Außenradius von 55 mm den maximalen Summen-Koppelfaktor  $\kappa_1^2 + \kappa_2^2$  von 1,93 liefert. In Abbildung 3 sind für eine Kreisscheibe für die ersten Biegemoden die optimalen Keramikkonfigurationen aufgezeigt. Die optimale Keramikgröße bei der Verwendung von elektrisch passiven Netzwerken fällt signifikant kleiner aus, als es der Bereich positiver oder negativer Dehnung des Eigenmodes suggeriert.

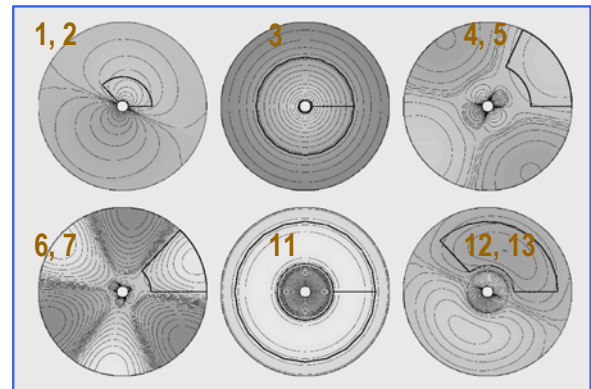


Abbildung 3: Optimale Keramikkonfiguration zur Schwingungsdämpfung der ersten 6 Biegemoden

Anhand von Vergleichsuntersuchungen konnte gezeigt werden, dass die Optimierungsmethoden qualitativ ähnliche Ergebnisse liefern, wenn die Massen- und Steifigkeitseinflüsse der Keramiken nicht berücksichtigt werden. Dies rechtfertigt ein iteratives Verfahren zur Bestimmung der günstigsten Keramikkonfigurationen, bei dem abwechselnd die Platzierung der Keramikmodule optimiert wird und ihre Massen- und Steifigkeitsänderungen in den Zwischenlösungen die mechanischen Gleichungen korrigieren. Gerade für die ebenfalls untersuchte Optimierung von Freiformkeramiken sind durch die zeitlich verzögerte Berücksichtigung der Modulmassen und -steifigkeiten deutlich schnellere und effizientere Optimierungsalgorithmen möglich. Im allgemeinen Fall ist die Optimierung von Piezomodulen mit beliebiger Geometrie allerdings deutlich komplexer. Abbildung 4 zeigt optimale Freiformkeramiken mit der Angabe der Größe der zugehörigen Koppelkoeffizienten für die entsprechenden Moden. Die dabei erzielten Koppelkoeffizienten sind natürlich mindestens so groß wie die Koeffizienten bei der restriktiveren Optimierung der Segmentform.

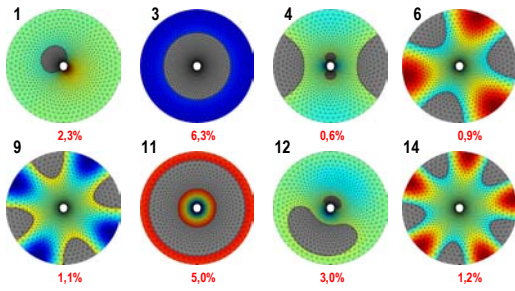


Abbildung 4: Optimale Freiformkeramiken für die ersten 8 Biegemoden mit den dazugehörigen generalisierten Koppelfaktoren  $\kappa_i^2$  in [%]

Eine mögliche Kombination aus Freiformkeramiken und die dazugehörige Verschaltung zur Schwingungskompensation der ersten 5 Moden ist in Abbildung 5 dargestellt.

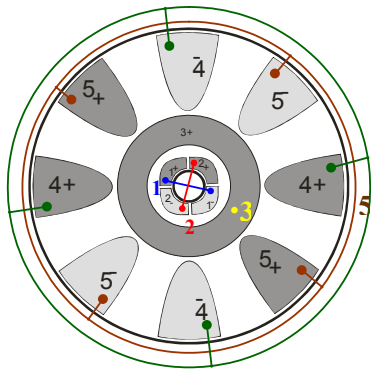


Abbildung 5: Freiformkeramik bei multimodaler Verschaltung

### Finite-Elemente-Modellierung

In dem Finite Element Programm ANSYS ist die Anbindung von elektrischen Bauteileigenschaften an einzelne Elemente oder Elementgruppen möglich. Diese Elemente (Elementtyp Solid 5) können somit zum Lösen von Mehrfeldproblematiken, also z. B. der Kopplung mechanischer und elektrischer Zustandsgrößen, verwendet werden [Bel04]. Dies sind im einzelnen Induktivitäten, Widerstände und Kapazitäten, die auch beliebig verschaltet sein können. Dadurch können Bauteilabschnitte, die mit den physikalischen Eigenschaften der piezokeramischen Folienmodule versehen sind (Geometrie, Steifigkeit, Dichte, Temperaturkoeffizient usw.) direkt an ein elektrisches Netzwerk angeschlossen werden. Dieses Vorgehen erlaubt es in recht einfacher Weise mit einem Standartprogramm das Systemverhalten an beliebigen Geometrien mit sehr hoher Genauigkeit zu studieren. Nachteilig ist, dass Optimierungsaufgaben wie Ort und Größe der zu applizierenden Keramiken und die Eigenschaften des passiven Netzwerkes, wegen der hohen Anzahl

von Parametern nur in einem begrenzten Parameterfeld durchzuführen sind. Hierzu sind andere Werkzeuge anzuwenden. Ist jedoch eine aussichtsreiche Schaltungsvariante gefunden, so kann diese hiermit modelliert werden und die mechanische Gesamtstruktur mit beliebigen Erregungen (z. B. Transiente, Sprung wie etwa bei einem Zahneingriff, Temperaturbelastungen usw.) beaufschlagt werden. Die Abbildung 6 zeigt die zur Kompensation von Mode 4 einer Kreisscheibe aufgebrauchten Piezomodule. Weil Mode 5 dieselbe um  $45^\circ$  gedreht Schwingungsform bei der identischen Kreisfrequenz besitzt, ist ein zweites ebenfalls um  $45^\circ$  gedrehtes Keramikpaar nötig..

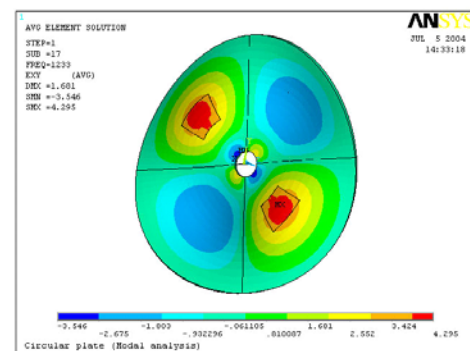


Abbildung 6: ANSYS-Modell einer Kreisscheibe mit applizierten Piezomodulen zur Schwingungsdämpfung der Moden 4/5

Dies ist hier der Übersichtlichkeit halber weggelassen. Diese Keramiken wurden mit Solid 5 Elementen modelliert und mit einem R-L-Netzwerk verbunden, deren Parameter nach [Fle03a] bestimmt worden sind. Abbildung 7 zeigt die Frequenzgänge der Kreisscheibe mit applizierten Keramiken für kurzgeschlossene Elektroden oder bei Anbindung an das passive elektrische Netzwerk. Aufgrund des geringen Dämpfungswertes von 0,5 % ist die erreichte Schwingungsreduktion mit 23 dB sehr groß (vergleiche auch Abbildung 1).

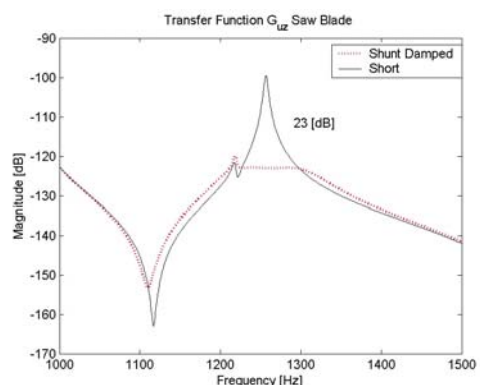


Abbildung 7: Übertragungsfunktion an einer Kreisscheibe mit und ohne angeschlossenes passives Netzwerk



## Modellierung in MATLAB

Die zu untersuchende mechanische Struktur kann in einem beliebigen Programm (z. B. in den FEM-Programmen ANSYS, NASTRAN usw.) modelliert werden. Wir setzen dazu ein lineares und zeitinvariantes Systemverhalten voraus. Ihre modalen Parameter wie Eigenkreisfrequenzen, Dämpfungskonstanten und Eigenschwingungsformen bzw. Eigenvektoren im interessierenden Frequenzbereich müssen dann bestimmt und über eine entsprechende Schnittstelle zur Weiterverarbeitung an andere Programme ausgegeben werden können. Die Gleichungen des rein mechanischen Modells in modaler Schreibweise haben die Form

$$M\ddot{q} + D\dot{q} + Kq = Q_F \quad (2)$$

mit den generalisierten Koordinaten  $q$  nebst ihren ersten und zweiten zeitlichen Ableitungen, den modalen Massen- und Steifigkeitsmatrizen  $M$  und  $K$ , sowie einer generalisierten Dämpfungsmatrix  $D$ . Alle Matrizen haben nach der Hauptachsentransformation mit den Modalmatrizen  $\Phi$ , die die Eigenvektoren des mechanischen Systems enthalten, diagonalform. Auf der rechten Seite steht die generalisierte Erregerkraft  $Q_F$ . Diese modalen Modelle werden mit den piezoelektrischen Keramikmodulen über Korrekturmatriken verknüpft. Dies setzt voraus, dass die Eigenvektoren des ungestörten Systems durch die zusätzlichen Massen- und Steifigkeitseinträge von den Keramikern durch geeignete Linearkombinationen der alten Eigenvektoren hinreichend gut approximiert werden können. Da bei den hier zugrunde liegenden Anwendungen die eingebrachten Keramikern die mechanische Struktur nur wenig stören, kann dies im folgenden vorausgesetzt werden. Weiterhin werden dann die bisher rein mechanischen Modalgleichungen um die piezoelektrische Kopplung erweitert (sogenannte Aktuatorgleichung Gl. (3)) und zusätzliche Gleichungen für die Elektrik (Sensorgleichung Gl. (4)) aufgestellt. Für ein piezoelektrisches Keramikmodul ergeben sich dann die gekoppelten Gleichungen in modaler Schreibweise, also nach der Transformation mit der Modalmatrix  $\Phi$  des ungestörten mechanischen Systems zu:

$$M_p \ddot{q} + D_p \dot{q} + K_p q - f_p U = Q_p \quad (3)$$

$$f_p q + C_p U = Q_{el} \quad (4)$$

Die Matrizen  $M_p, D_p, K_p$  enthalten die Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeits-Einträge des Piezomoduls. Diese Matrizen besitzen im

allgemeinen keine diagonalform. Ergänzt wird die Aktuatorgleichung (3) um die piezoelektrische Kopplung  $f_p$ , die mit der elektrischen Spannung

$U$  verknüpft ist. Aus Symmetriegründen findet sich der Koppelterm auch wieder in der Sensorgleichung (4) wieder, dort ist dieser allerdings mit den generalisierten Verschiebungskordinaten  $q$  verknüpft. Außerdem ist in der Sensorgleichung noch die an den Elektroden anliegende elektrische Ladung  $Q_{el}$  und die Keramikkapazität  $C_p$  enthalten. Letztere lässt sich über die Fläche, Dicke und die Materialeigenschaften des Piezomaterials direkt bestimmen. Mit Hilfe spezieller Dreieckselemente (Clough-Tochter) ist ein um die elektrischen Freiheitsgrade erweitertes Kirchhoffsches Biegeplattenmodell aufgebaut worden, das jetzt die piezoelektrische Kopplung  $f_p$  in dem modalen Modell nach Gleichung (3) und (4) darstellen kann. Zum Schluss müssen jetzt die Gleichungen (2) und (3) addiert werden, was zulässig ist, weil beide auf identische Koordinatensysteme transformiert worden sind. Dies stellt dann die Kombination aus passiver mechanische Struktur und den piezoelektrischen Keramikmodulen dar.

In der Praxis ist die Kenntnis des Einflusses von Änderungen der elektrischen Bauteile Widerstand und Induktivität auf die Eigenfrequenzen der mechanischen Struktur sehr bedeutsam. Diese Parameteränderungen können aus z. B. aus Fertigungstoleranzen aber auch aus Temperaturänderungen stammen. Andererseits interessiert auch der umgekehrte Fall: Wie müssen die elektrischen Bauteile verändert werden, wenn sich die Eigenfrequenzen des mechanischen Schwingers ändern. Solche Abhängigkeiten zwischen den Kapazitäten und den Schwingungsamplituden eines Modes bzw. zwischen den Widerständen und den Schwingungsamplituden eines Modes zeigen die Abbildungen 8 und 9. Dort sind jeweils die prozentualen Änderungen zu den optimalen Werten aufgetragen.

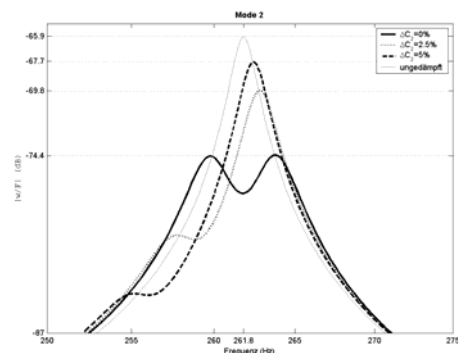


Abbildung 8: Amplitudengänge bei Veränderung der Kapazitäten

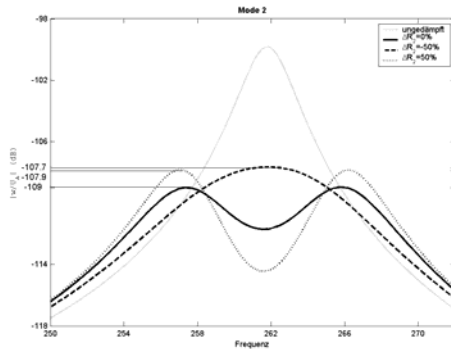


Abbildung 9: Amplitudengänge bei Veränderung der Widerstände

### Praktische Realisierung

Um realitätsnahe Untersuchungen der theoretischen Erkenntnisse im Experiment durchführen zu können, ist ein Kreissägenversuchsstand aufgebaut worden (siehe Abbildung 10). Dabei wurde ein handelsüblicher Kreissägenmotor verwendet, bei dem die Drehzahl variabel eingestellt werden kann (Drehzahl von 1600 U/min bis 3500 U/min). Dadurch können verschiedene Betriebszustände durchfahren werden (instationärer Betrieb) oder es kann gezielt in Drehzahlbereichen experimentiert werden, in denen besonders signifikante Eigenschwingungsformen der Kreissäge-scheibe vorliegen. Dieses ist insbesondere bei akustischen Untersuchungen ein Vorteil.

Das Kreissägeblatt kann an einem ortsfesten Punkt angeregt werden, was vorerst die Störung beim Zahneingriff von Werkzeug und Werkstück darstellt. Realisiert wird dies durch einen elektromechanischen Schwingungserreger. Zwischen dem Erreger und dem Kontaktpunkt an dem Sägeblatt ist ein Kraftaufnehmer angebracht, damit die Übertragungsfunktionen zwischen Ursache (Kraftanregung am Sägeblatt) und Wirkung (Schwingungsverhalten am Kreissägeblatt oder Schallabstrahlung) eindeutig bestimmt werden können.

Zurzeit werden an dem Versuchsträger Schleifringkontakte angebracht, damit außerhalb des Sägeblattes das elektrische Netzwerk aufgebaut werden kann. Diese 1. Stufe ist sinnvoll, weil dadurch die Eigenschaften des elektrischen Netzwerkes (Kombinationen von Spulen, Widerständen und Kondensatoren) einfacher an die Bedürfnisse angepasst werden können.

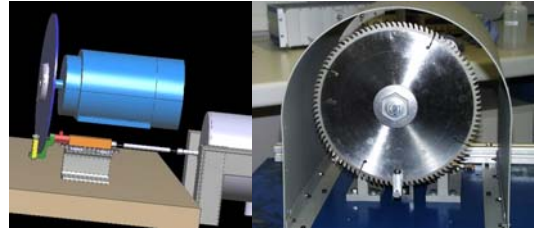


Abbildung 10: Versuchsstand mit Antriebsmotor und elektrodynamischen Erreger

Abbildung 11 zeigt Piezofolienmodule, die für die Anwendung am Kreissägeblatt angefertigt worden sind. In Abbildung 12 ist eine erste einfache Konfiguration zur Kompensation von mehreren Moden mit Standardkeramikmodulen ausgeführt worden. Zu dieser Thematik gehört auch die Applikation der Module auf die Substruktur, Kontaktierung und elektrischer Anschluss und, als einen weiteren wichtigen Punkt, die Qualifikation der Module. Neben den Standardkenngrößen wie Freihub, Blockierkraft, Kapazität usw. sind auch Aussagen über Alterung, Temperatureinfluss oder Wirksamkeit der Keramik bei Beschädigungen (z. B. Keramikbruch) nötig.



Abbildung 11: Piezokeramikmodul für eine Kreissäge-scheibe

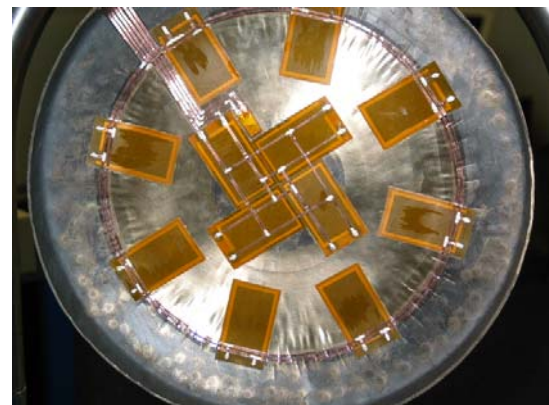


Abbildung 12: Multimodal verschaltete Kreissäge-scheibe mit Standardfolienmodulen

### Experimentelle Untersuchungen

Die bisherigen Untersuchungen teilen sich in 2 Bereiche auf: Zum Test der passiven Netzwerken

1. An dem Kreissägeversuchsstand wurden bisher Untersuchungen an dem rein passiven rotierenden System vorgenommen. Dazu wurden mittels eines Laser-Scanning-Vibrometers die Eigenkreisfrequenzen und Eigenschwingungsformen im stationär drehenden System bestimmt. Die hierbei bestimmten Ergebnisse stimmen sehr gut mit den zuvor theoretisch ermittelten Eigenfrequenzen und Eigenformen überein. Dabei ist von Vorteil, dass die modale Dichte nicht hoch ist, die Dämpfungswerte sich im unteren Prozentbereich befinden (keine Dämpfungskopplung) und keine nichtlinearen Effekte als einflussreich festgestellt werden konnten.
2. An zwei einfachen Teststrukturen (Biegebalken, Kreisscheibe) wurden piezokeramische Folienmodule appliziert und an passive elektrische Netzwerke angeschlossen. Die theoretischen Ergebnisse für monomodale Netzwerke konnten dabei bestätigt werden. Bei den multimodalen Netzwerken ist die Bestimmung eines optimalen Widerstandes (Dämpfungswertes) noch nicht vollständig zufriedenstellend. In Abbildung 13 ist die erzielte Schwingungsreduktion am Testbalken mit einem piezoelektrischen Keramikmodul und dazu optimal abgestimmten R-L-Netzwerkes dargestellt.

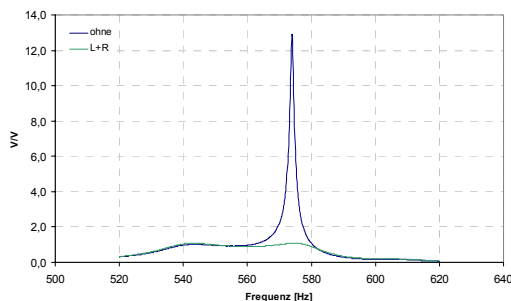


Abbildung 13: Schwingungsreduktion mit optimal abgestimmtem R-L-Netzwerk

Die Schwingungsreduktion am freien Ende des einseitig fest eingespannten Balkens beträgt ca. 25 dB und erreicht damit fast das theoretische Optimum (vgl. Abbildung 1) für den 1-Freiheitsgradschwinger.

### Zusammenfassung

Eine große Anzahl an Veröffentlichungen zur Thematik der aktiven und passiven Schwingungskontrolle wurde gesichtet und bewertet. Insbesondere bei den passiven Netzwerken zeigte sich eine deutliche Lücke bei der simultanen Optimierung von Keramikort und -größe sowie den zugehörigen Parametern des elektrischen Netzwerkes. Bisher wurden die mechanischen und elektrischen Komponenten einzeln auf die Bedürfnisse abgestimmt. Für die Anwendung in Werkzeugmaschi-

nen und auf Kreisscheiben im speziellen existieren nur Lösungsansätze mit aktiven Systemen, also mit externer Energiezufuhr. Die Lösung der Problematik eines rotierenden Kreissägeblattes mit Piezomodulen ist nicht bekannt. Wengleich nicht alle Fragestellungen abschließend geklärt werden konnten, so konnte insbesondere zu der Problematik der Optimierung von Netzwerk und Piezokeramikmodulen ein Lösungsbeitrag erarbeitet werden, der in Versuchen noch weiter zu bestätigen ist.

### Literatur:

- [Bei00] Bein, T.; Hanselka, H.; Lenauer, B, et. alt.: Beitrag zur aktiven Lärmreduktion an Kreissägen. Adaptronic Congress, 4.-5. April 2000 Berlin, S. 51-56.
- [Beh03] Behrens, S.; Moheimani, S. O. R.; Flemming, A. J.: Multiple Mode Current Flowing Passive Piezoelectric Shunt Controller. Journal of Sound and Vibration Vol. 266 (2003) No. 5, pp. 929-942.
- [Bre79] Breitbach, E.: Treatment of the Control Mechanisms of Light Airplanes in the Flutter Clearance Process. NASA-CP-2085, PartII, pp. 437-466.
- [Ell79] Ellis, R. W.; Mote, C. D.: A feedback vibration canceller for circular saws. American Society of Mechanical Engineers: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control; Vol. 101 (1979) pp. 44-49.
- [Fle03a] Flemming, A. S., Moheimani, S. O. R.: Adaptive Piezoelectric Shunt Damping. Smart Mater. Struct. 12 (2003) pp. 36-48.
- [Fle03b] Fleming, A. J.; Behrens, S.; Moheimani, S. O. R.: Reducing the inductance requirements of piezoelectric shunt damping systems. Smart Mater. Struct. 12 (2003) pp. 57-64.
- [Fle04] Fleming, A. J.; Moheimani, S. O. R.: Improved Current and Charge Amplifiers for Driving Piezoelectric Loads, and Issues



- in Signal Processing Design for Synthesis of Shunt Damping Circuits. Journal of Intelligent Material Systems and Structures; Vol. 15 (2004) February pp. 77-92.
- [Hag91] Hagood, N. W.; von Flotow, A.: Damping of Structural Vibrations with Piezoelectric Materials and Passive Electrical Networks. Journal of Sound and Vibration; Vol. 146 (1991) No. 2 pp. 243-268.
- [Hol94] Hollkamp, J. J.: Multimodal Passiv Vibration Suppression with Piezoelectric Materials and Resonant Shunts. Journal of Intelligent Material Systems and Structures; Vol. 5 (January) pp. 49-57 1994.
- [Pre97] Preumont, A.: Vibration Control of Active Structures. Kluwer Academic Publishers Dordrecht 1997.
- [Ros04] Rose, M.: Modale Korrekturmethode für die Platzierung von Piezokeramischen Modulen. Interner Bericht IB 131-2004/43. DLR; Institut für Strukturmechanik Braunschweig 2004
- [Ste99] Steffen, V.; Inman, D.: Optimal Design of Piezoelectric Materials for Vibration Damping in Mechanical Systems. Journal of Intelligent Material Systems and Structures; Vol. 10 (1999) December pp. 945-955.
- [Sug98] Sugavanam, S.; Vardan, V. K.; Vardan, V. V.: Modelling and Control of a light damped T-beam using piezoceramic actuators and sensors. Smart Materials and Structures; Vol. 7 (1998) pp. 899-906.
- [Wu97] Wu, S. Y.; Bicos, A. S.: Structural Vibration Damping Experiments Using Improved Piezoelectric Shunts. Proc. Inter. Soc. Optical Eng.(SPIE); Vol. 3045, pp. 40-50, 1997.
- [Wu98] Wu, S. Y.: Method for Multiple Mode Shunt Damping of Structural Vibration using a single PZT Transducer. Proc. Inter. Soc. Optical Eng.(SPIE); Vol. 3327, pp. 159-168, 1998.
- [Wu00] Wu, S. Y.; Turner, T. L.; Rizzi, S. A.: Piezoelectric shunt vibration damping of F-15 panel under high acoustic excitation. Proc. Inter. Soc. Optical Eng.(SPIE); Vol. 3989, pp. 276-287, 2000.
- [Yan96] Yang, S. M.; Bian, J. J.: Vibration suppression experiments on composite laminated plates using an embedded piezoelectric sensor and actuator. Smart Materials and Structures; Vol. 5 (1996) pp. 501-507.