

**Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen
und Umformtechnik IWU**

Untersuchung des Einsatzes aktiver Tilger zur Verringerung von Schallemissionen an Windkraftanlagen

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Az: 23252-24/0 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

André Illgen
Franz Mitsch
Lorenz Wiedemann
Dr. Lorenz Ziegler

Dresden, Juni 2008

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	23252	Referat	24/0	Fördersumme	118.000,00 €
Antragstitel	Untersuchung des Einsatzes aktiver Tilger zur Verringerung von Schallemissionen an Windkraftanlagen				
Stichworte	Energie, Wind, regenerativ, Schallschutz, Immissionsschutz				
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
24 Monate	01.01.2006	31.03.2008	x		
Zwischenberichte	30.06.2006	31.12.2006	30.06.2007		
Bewilligungsempfänger	Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der angewandten Forschung e.V. für Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik (IWU) Reichenhainer Straße 88 09126 Chemnitz			Tel	0351 / 47 72 - 2332
				Fax	0351 / 47 72 - 2303
Kooperationspartner	REpower Systems AG ESM Energie- und Schwingungstechnik GmbH SCHIRMER GmbH Beratende Ingenieure (SBI) Ingenieur-Büro Dr. Ziegler			Projektleitung	
				Dipl.- Ing. Illgen, André	
				Bearbeiter	
				Dipl.- Ing. Illgen, André	

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Bei Windkraftanlagen ist das Getriebe eine Hauptschallquelle. Unter ungünstigen Umständen kommt es zur Ausbildung sogenannter tonaler Komponenten. Diese Körperschallanteile, welche sich auch durch eine sorgfältige Auslegung des Gesamtsystems nicht sicher vermeiden lassen, sind unzureichend gedämpft und pflanzen sich bis in den Turm fort. Die große Turmoberfläche strahlt den Körperschall an die Umgebung ab. Grenzwerte insbesondere unter Beachtung der immissionsschutzrechtlich vorgeschriebenen sog. Tonzuschläge können dann nicht eingehalten werden. Mit dem Vorhaben soll ein aktiver Schwingungstilger entwickelt werden, welcher die Störschallübertragung vom Getriebe in den Turm verringert. Das System ist so angelegt, dass es in bestehende Anlagen nachgerüstet werden kann. Die Einhaltung der Immissionsschutzrichtlinien soll durch die Nachrüstung ermöglicht werden.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Im Rahmen des Projektes wurde ein Funktionsmuster eines aktiven Tilger zur Unterdrückung tonaler Komponenten auf Basis von Piezostapelaktoren entwickelt. Zur Spezifikation der Anforderungen an solch ein System wurde von der REpower Systems AG eine Anlage mit Tonhaltigkeit für Messungen zur Verfügung gestellt. Für diese Anlage wurde anhand von Schallemissionsmessungen der Ist-Zustand ermittelt. Ergänzend dazu erfolgten zur Charakterisierung der Übertragungspfade Schwingungs- und Körperschallmessungen am Maschinensatz (SBI). Anhand dieser Messungen und eines FE-Modelles erfolgte die Auslegung des aktiven Tilgers (IWU und ESM). Alternativ dazu wurde das Konzept eines adaptiven Tilgers geprüft. Mit dem ersten Meilenstein am Ende des ersten Projektjahres wurden die Erfolgsaussichten eines aktiven Tilgeransatzes als erfolgversprechend bewertet. Die Ergebnisse sind in einem Zwischenbericht dargestellt. Im zweiten Projektjahr wurde ein Funktionsmuster des Tilgers mit einem angepassten Regelungskonzept realisiert (IWU). Zusätzlich wurde ein Laborversuchsstand zum Test des Funktionsmusters im Originalmaßstab aufgebaut. Die Erprobung des Funktionsmusters im Laborversuch konnte erfolgreich abgeschlossen werden. (Meilenstein 2). Zusätzlich wurde der aktive Ansatz im Laborversuch mit passiven Schwingungstilgern der Firma ESM verglichen. Für die Umsetzung der Regelalgorithmen wurde eine Mikrocontroller-basierte Hardware geschaffen (IBZI).

Ergebnisse und Diskussion

Bei der im Rahmen des Projektes vermessenen Anlage erfolgt die Schwingungsübertragung dominierend über die Momentstützen des Getriebes auf den Maschinenträger. Sowohl auf den Klemmblocken als auch auf den Momentstützen weisen die dynamischen Wechselkräfte in allen drei Raumrichtungen in der Tonfrequenz ähnliche Größenordnungen auf. Deshalb sind als Einsatzorte für die Funktionsmuster Punkte auf dem Maschinenträger bestimmt worden, wo maximale Schwingamplituden senkrecht zur Struktur auftreten.

Ergänzend wurden anhand von FE- Rechnungen relevante Schwingformen bestimmt, welche für die Ausprägung der tonalen Komponenten im Emissionsspektrum in Frage kommen. Diese wurden mit den Messungen abgeglichen.

Das Funktionsmuster des aktiven Tilgers wurde so ausgelegt, dass es den gesamten Frequenzbereich, in welchem vom Getriebe verursachte tonale Komponenten auftreten können, abdecken kann. Dazu wurde die Tilgermasse modular ausgeführt. Damit auch der untere Frequenzbereich trotz hoher Aktorstufigkeit abgedeckt werden kann, wurde eine zusätzliche, zu den Aktoren seriell angeordnete Steifigkeit im tragenden Rahmen des Tilger realisiert. Über diese Möglichkeiten erfolgt die grundlegende Frequenzabstimmung des Systems. Insgesamt wurde bei der Auslegung auf eine robuste Realisierung und einfache Montage geachtet. Zur Schwingungsmessung wurden sowohl Beschleunigungssensoren als auch Dehnmessstreifen auf den Piezoaktoren genutzt. Mit beiden Messprinzipien wurden vergleichbare Ergebnisse erzielt.

Für die Umsetzung der verwendeten Regelalgorithmen wurde störerechtere Signalverarbeitungselektronik entwickelt. Diese besteht aus einem Eingangsmodul zur Erfassung von Messsignalen, der eigentlichen Signalverarbeitung in Form eines CPU – Moduls mit einem Mikrocontroller und einem Ausgangsmodul zur Ausgabe der Stellensignale an die Leistungsverstärker der Piezoaktoren. Das System ist von einem PC aus programmierbar, so dass Anpassungen und Optimierungen in den Algorithmen vorgenommen werden können.

Zum Funktionsnachweis im Labor wurde ein Versuchsstand realisiert. Dazu wurde ein Stahlfundament auf Federelemente aufgestellt und so abgestimmt, dass eine Eigenfrequenz mit der Frequenz der vermessenen Anlage übereinstimmt. Da der Versuchsaufbau weitere deutliche Resonanzen aufweist, wie es bei technischen Systemen immer der Fall ist, war eine praxisnahe Erprobung möglich. Durch die hohe Masse des Prüfstandes konnte das aktive Tilgersystem im Originalmaßstab untersucht werden.

Für die Inbetriebnahme, für Experimente und den Funktionsnachweis wurde das Stahlfundament über einen elektrodynamischen Schwingerreger zu Schwingungen angeregt. Über auf der Struktur verteilte Beschleunigungssensoren und Schwinggeschwindigkeitssensoren wurde die Wirkung des aktiven Systems vermessen. Eine deutliche Dämpfung der ursprünglichen Resonanz konnte nachgewiesen werden. Es wurden vergleichende Messungen mit passiven, gedämpften Schwingungstilgern der Firma ESM durchgeführt. Dabei wurde ein Tilger mit einer vergleichbaren Masse und ein weiterer mit der dreifachen Masse eingesetzt. Es konnte gezeigt werden, dass das aktive System eine vergleichbare Wirkung wie ein passives System mit deutlich höherer Tilgermasse entfalten kann.

Mit dem im Rahmen des Projektes entwickelten Funktionsmuster steht ein aktives System zur Unterdrückung tonaler Komponenten in WEA zur Verfügung. Um das System in die Anwendung zu überführen, sind Feldversuche erforderlich.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Ergebnisse aus dem Projekt wurden auf der Wind Turbine Noise 2007, dem Adaptronic Congress 2007 und dem International Symposium on Piezocomposite Applications 2007 vorgestellt. Eine Zeitschriftenveröffentlichung erfolgte im Umweltmagazin März 2008. Der breiten Öffentlichkeit wurde das Projekt auf der Woche der Umwelt 2007 vorgestellt. Zusätzlich wurde über das Projekt im Jahresbericht 2007/2008 des Fraunhofer IWU und im Newsletter der Fraunhofer Allianz Adaptronic berichtet.

Fazit

Im Rahmen des Projektes wurde ein Funktionsmuster zur Unterdrückung tonaler Komponenten entwickelt. Dabei umfasst das System den mechanischen Aktor, die Sensorik sowie eine Elektronik zur Signalverarbeitung, welche die Regelalgorithmen umsetzt. Das System wurde im Laborversuch erprobt und die Funktion nachgewiesen. Dank des aktiven Ansatzes können deutlich geringere Tilgermassen als bei einem passiven Tilger verwendet werden.

Hauptaufgabe für weiterführende Arbeiten wird der Funktionsnachweis auf einer Windenergieanlage sein. Im Erfolgsfall sollte das System auf weiteren Anlagen getestet werden, damit das System für die verschiedenen Ausprägungen von Tonalität angepasst werden kann. Die Entwicklung von der Problemlösung angepassten Leistungsverstärkern sollte ebenfalls Inhalt weiterführender Arbeiten sein.

Inhalt

1	Einleitung	8
1.1	Ausgangssituation	8
1.2	Zielsetzung	10
2	Entwicklung eines aktiven Tilgers zur Reduktion tonaler Komponenten bei Windenergieanlagen	12
2.1	Messungen zur Bestandsaufnahme auf einer Referenzanlage	12
2.1.1	Schallemission und Schwingungssituation bei Anlagen-Betrieb	12
2.1.2	Messungen mit künstlicher Schwingungsanregung	14
2.2	FE-Berechnungen zur Bestimmung relevanter Eigenformen	15
2.3	Entwicklung des Funktionsmusters	16
2.3.1	Grundlagen	16
2.3.2	Anforderungen	18
2.3.3	Konstruktive Umsetzung	19
2.3.4	Sensorkonzept	21
2.3.5	Regelungskonzept	22
2.3.6	Reglerhardware	24
2.4	Erprobung des Funktionsmusters im Laborversuch	25
2.4.1	Teststand	25
2.4.2	Ergebnisse	27
2.4.3	Vergleich mit passiven Schwingungstilgern	31
2.5	Ökologische und ökonomische Bewertung der Vorhabensergebnisse	32
2.6	Verbreitung der Vorhabensergebnisse	33
3	Fazit	34
4	Literaturverzeichnis	35
5	Anhang	I
5.1	Messungen auf der Referenzanlage	I
5.2	Funktionsmuster	III
5.3	Steuerungs- und Regelungselektronik	IV
5.3.1	Leistungsmerkmale und technische Daten	IV
5.3.2	Aufbau und Funktionsweise	V
5.3.3	Betriebssystem und Softwarekonzept	X

Abbildungsverzeichnis

Bild 2.1:	Übertragungspfad tonaler Komponenten auf der Referenz- WEA.....	14
Bild 2.2:	Eigenmode 29 bei $f = 136$ Hz.....	16
Bild 2.3:	Arbeitspunkte eines aktiven System mit Hilfsmasse: Modellierung (links), normierter Amplitudenfrequenzgang (rechts)	17
Bild 2.4:	Prinzip der Differentialanordnung von Piezoaktoren.....	18
Bild 2.5:	Aufbau des aktiven Tilgers.....	20
Bild 2.6:	Funktionsmuster aktiver Tilger	21
Bild 2.7:	Kollokation von Aktor und Sensor, Ersatzmodell Zweimassenschwinger (links), Wurzelortskurve (rechts)	22
Bild 2.8:	Regelung aktiver Tilger (Blockschaltbild).....	23
Bild 2.9:	Prinzipschaltbild der Steuerungs- und Regelungshardware	25
Bild 2.10:	Steuerungs- und Regelungshardware für aktive Tilger.....	25
Bild 2.11:	Teststand	26
Bild 2.12:	Betriebsschwingform bei Eigenfrequenz bei 120 Hz.....	27
Bild 2.13:	Aktiver Tilger auf dem Teststand (Sensoren gekennzeichnet).....	28
Bild 2.14:	Vergleich Störfrequenzgänge.....	29
Bild 2.15:	Störfrequenzgänge bei fester Störgrößenaufschaltung	31
Bild 2.16:	passive Tilger und Sensoren auf dem Versuchstand (Tilger 1 links; Tilger 2 rechts)	31
Bild 2.17:	Vergleich aktiver Tilger - passive Tilger (Störfrequenzgang)	32
Bild 5.1:	Lage der Messpunkte 1-6 (Blick von der Nabe).....	I
Bild 5.2:	Schall-Messpunkt mit Windschirm auf schallharter Platte	I
Bild 5.3:	Schwankungsbereich der Einzelton-Frequenz im 10 s Intervall.....	II
Bild 5.4:	Schwinggeschwindigkeit bei der Einzelton-Frequenz MP1 + MP4 (horizontal) bei WEA-Betrieb	II
Bild 5.5:	Schnittbild Funktionsmuster aktiver Tilger (nicht maßstabsgerecht).....	III
Bild 5.5:	CPU-Modul-Blockschaltbild.....	VI
Bild 5.6:	CPU-Modul	VI
Bild 5.7:	DAC-Modul-Blockschaltbild.....	VII
Bild 5.8:	DAC-Modul	VII
Bild 5.9:	ADC-Modul-Blockschaltbild.....	VIII
Bild 5.10:	ADC-Modul	IX

Bild 5.11: Struktur des CPU-Modul-Betriebssystems X

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Messpunkte und Messgrößen; ¹⁾ Blick in Richtung Nabe; ²⁾ jeweils in 3 Koordinatenrichtungen [Wie1] 12

Tabelle 2.2: Betriebsbereich der WEA, in dem tonale Schall-Emission vorliegt (nach [Wie1])
13

Tabelle 2.3: Maximale gemessene Schwinggeschwindigkeiten bei WEA-Betrieb;
Koordinatenrichtungen: x = axial (Welle), y = horizontal (radial zur Welle), z = vertikal
(Turmachse) 13

Tabelle 2.4: Berechnete Wechselkräfte bei der Einzelton-Frequenz; Koordinatenrichtungen:
x = axial (Welle), y = horizontal (radial zur Welle), z = vertikal (Turmachse)..... 15

Tabelle 2.5: Parameter der verwendeten Piezoaktoren..... 19

Tabelle 2.6: Realisierbare Grundfrequenzen der Funktionsmuster..... 19

Tabelle 2.7: Relevante Eigenfrequenzen und Eigenformen des Versuchstandes..... 27

Tabelle 2.8: Amplituden und Amplitudendifferenzen für Einzelfrequenzen 29

Tabelle 2.9: Amplitudenreduktion nach dem Maximalamplitudenkriterium 29

Tabelle 2.10: Parameter des Ersatzmodells des Versuchstandes bei 120 Hz und
Tilgerparameter..... 31

Zusammenfassung

Im Rahmen des Projektes "Untersuchung des Einsatzes aktiver Tilger zur Verringerung von Schallemissionen an Windkraftanlagen" wurde ein aktives Tilgersystem zur Reduktion getriebeinduzierter tonaler Komponenten auf Basis von Piezostapelaktoren entwickelt und im Laborversuch erprobt.

Tonale Komponenten, d.h. deutlich aus dem Emissionsspektrum herausragende Einzeltöne, werden bei Windenergieanlagen häufig vom Getriebe verursacht. Die Zahneingriffe verursachen Schwingungen, welche, unzureichend gedämpft, in Form von Körperschall auf den Turm oder die Rotorblätter übertragen und von deren großen Oberflächen an die Umgebung abgestrahlt werden. Normalerweise sind die eingesetzten Körperschallisolationen ausreichend, es existieren aber immer wieder Fälle, wo es durch die Tonalität zu Grenzwertverletzungen kommt und Nachrüstlösungen erforderlich werden.

Zur Spezifikation der Anforderungen an ein solches System wurde eine 2 MW- Anlage mit tonaler Auffälligkeit schwingungstechnisch vermessen. Dazu wurden Betriebsschwingungsmessungen und Messungen unter künstlicher Anregung durchgeführt. Aus diesen Messungen wurden die Betriebszustände ermittelt und charakterisiert, in welchen tonale Komponenten auftreten. Damit standen grundlegende zu erreichende Parameter für das zu entwickelnde Tilgersystem, wie zum Beispiel Frequenz und erforderliche Stellkräfte, für den konkreten Fall zur Verfügung. Zusätzlich wurden die Messungen durch eine FE- Rechnung des Maschinenträgers mit den Hauptaggregaten ergänzt.

Das aktive System besteht aus einer Masse, welche durch die Piezoaktoren in einer Differentialanordnung in Schwingungen versetzt wird. Die daraus resultierende Reaktionskraft dient zur Unterdrückung der Schwingungen. Die grundlegende Frequenzabstimmung erfolgt über die modular ausgeführte Tilgermasse sowie die Aktorstefigkeit und einer definiert realisierten zusätzlichen seriellen Steifigkeit. Ein Funktionsmuster wurde entwickelt, aufgebaut und erprobt. Zur Ansteuerung des Systems wurden verschiedene Regelalgorithmen unter Verwendung verschiedener Sensorkonzepte getestet. Eine angepasste Mikrocontrollerhardware zur robusten und störungsunempfindlichen Umsetzung der Regelung wurde entwickelt.

Die Erprobung des Systems auf Windenergieanlagen mit unterschiedlich ausgeprägten tonalen Komponenten stellt den Schwerpunkt für künftige Arbeiten dar. Zur Vervollständigung des Systems ist Entwicklung von angepassten Leistungsverstärkern eine weitere Aufgabe.

Das Vorhaben wurde vom Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU in Kooperation mit der ESM Energie- und Schwingungstechnik Mitsch GmbH, Auf der Rut 5,64668 Rimbach-Mitlechtern; dem Ingenieur-Büro Dr. Ziegler, Kreuzstrasse 60, 64331 Weiterstadt; der REpower Systems AG, Überseering 10 / Oval Office, 22297 Hamburg und der SCHIRMER GmbH Beratende Ingenieure, Radeburger Straße 124, 01109 Dresden durchgeführt. Das Projekt wurde durch Deutsche Bundesstiftung Umwelt gefördert (Az 23252).

1 Einleitung

Mit der steigenden Zahl von Windenergieanlagen (WEA) auch in dicht besiedelten Gebieten sind die Geräusentwicklung und die damit verbundenen negativen Auswirkungen auf den Menschen nicht zu vernachlässigen. Neben den aerodynamischen Geräuschquellen, wie den Rotorblättern, ist der mechanische Triebstrang und dort insbesondere das Getriebe eine Hauptschallquelle. Die Zahneingriffe im Getriebe regen Schwingungen an und führen damit zu Körperschall, welcher unter Umständen an die Umgebung abgestrahlt wird.

Im Normalfall wird die Übertragung des Körperschalls durch eine elastische Lagerung des Getriebes ausreichend unterdrückt. Als problematisch erweisen sich Körperschallanteile, die in ihrer Frequenz mit Resonanzen des Gesamtsystems Maschinenträger mit Triebstrang, also der Hauptwelle, dem Getriebe und dem Generator übereinstimmen. Es kommt zur Ausbildung tonaler Komponenten. Diese Einzeltöne, die aus dem Gesamtgeräusch deutlich hervortreten, werden als Brummtöne besonders störend wahrgenommen. Sie lassen sich auch durch sorgfältige Auslegung des Maschinenträgers und des Triebstranges nicht immer zuverlässig vermeiden. Auch Verschleiß der Getriebe kann zu tonalen Komponenten führen.

1.1 Ausgangssituation

Bis auf getriebeLOSE Windenergieanlagen einiger weniger Hersteller setzen die meisten Anlagenbauer auf ein Konzept mit Getriebe, welches die Rotordrehzahl an die Generator Drehzahl anpasst. Die Getriebe sind mehrstufig ausgeführt, es werden Planeten- und Stirnradstufen kombiniert. Ausgehend von den üblichen Rotordrehzahlen und den Übersetzungsverhältnissen im Getriebe ergibt sich für tonale Komponenten ein typischer Frequenzbereich von 100 Hz bis 600 Hz. Das Abwälzen der Zähne führt zur Schwingungsanregung. Die Ursache liegt in verschiedenen Mechanismen [Wit]. Selbst bei abweichungsfreien Getrieben ist eine Anregung vorhanden. So ist zum Beispiel die Steifigkeit zwischen getriebenen und treibendem Zahnrad nicht konstant, sondern von der aktuellen Position der ineinandergreifenden Zähne abhängig. Diese sogenannte Parametererregung ist nicht vermeidbar und führt zu Schwingungen.

Fertigungsabweichungen und Verschleiß verstärken die Schwingungsneigung. Getriebehersteller betreiben einen sehr hohen Aufwand bei der Zahnflankenkorrektur und der Einhaltung der Lagegenauigkeit von Wellen und Lagern, um die Schwingungsanregungen, welche sich aus Fehlstellungen der Zähne durch Fertigungsabweichungen ergeben, zu minimieren.

Bei Getrieben in Windenergieanlagen ist die Schwingungsanregung im Vergleich zu anderen Großgetrieben (zum Beispiel Förderanlagen im Bergbau) besonders groß, da durch sich kontinuierlich ändernde Windverhältnisse ständig wechselnde Lasten ergeben.

Die resultierenden Schwingungen werden als Körperschall über die Getriebeauflager in den Maschinenträger eingeleitet. Die Lagerelemente sind mit Elastomerbuchsen zur Körperschallisolation ausgestattet. Im Frequenzbereich getriebeverursachter tonaler Komponenten gelangen diese Elemente an ihre physikalischen Grenzen, da sie nicht nur nach vibroakustischen

Anforderungen ausgelegt werden können. Primär ist die mechanische Lage des Getriebes sicherzustellen.

Durch diesen Zielkonflikt kommt es zu Problemen, wenn Zahneingriffsfrequenzen mit Resonanzfrequenzen des Gesamtsystems zusammenfallen und der Körperschall an Schwingungsbäuchen der zugehörigen Eigenformen eingeleitet wird. Es kommt zu Verstärkungseffekten, die Körperschallisolation ist dann unzureichend.

Die direkte Übertragung vom Getriebe als Luftschall an die Umgebung spielt durch die gedämmte Gondelkapsel keine Rolle.

Der weitere Übertragungspfad vom Maschinenträger zum Turm ist nur sehr gering gedämpft. Der Turm strahlt durch seine große Oberfläche den Körperschall sehr gut an die Umgebung ab. Fälle, in denen die Abstrahlung über die Rotorblätter erfolgt, sind ebenfalls bekannt.

WEA unterliegen als genehmigungspflichtige Anlagen der TA Lärm [Tal]. Abnahmemessungen erfolgen nach der DIN EN 61400-11 [lec]. Zusätzlich kommen Technische Richtlinien der Fördergesellschaft Windenergie e.V. zum Einsatz [Fgw].

Der Mensch nimmt Einzeltöne in einem Schallspektrum von Anlagen als besonders störend wahr. Die gesetzlichen Regelungen sehen deshalb für tonhaltige Geräusche Tonzuschläge zum gemessenen Schallpegel vor. Der sich ergebende Gesamtpegel darf dann die Grenzwerte nach der TA Lärm nicht überschreiten. Bei der Bestimmung der Tonalität und den sich daraus zu ermittelnden Tonzuschlägen kommt die DIN 45681 zur Anwendung [Din].

Anlagen mit tonalen Anteilen im Schallspektrum können die Grenzwerte unter Berücksichtigung der Tonzuschläge häufig nicht einhalten. Dann werden durch die Genehmigungsbehörden ein Betrieb bei verringerter Leistung oder auch Nachtabschaltungen angeordnet. Im Extremfall sind sehr teure Getriebewechsel erforderlich. Dadurch wird der Ertrag der Anlage und die an sich umweltfreundliche Elektroenergieerzeugung gemindert.

Als Nachrüstlösung zur Unterdrückung tonaler Komponenten hat die Firma ESM [II1] passive gedämpfte Schwingungstilger entwickelt. Diese Schwingungstilger lassen sich durch Vorspannen des Elastomerfederdämpfungselementes in ihrer Grundfrequenz abstimmen. Die Tilger werden auf dem Maschinenträger oder auch an den Momentstützen der Getriebe montiert. Optimale Positionen befinden sich in den Schwingungsbäuchen der Eigenform, welche durch die Getriebebeschwingungen angeregt werden. Diese werden durch Schwingungsmessungen mit künstlicher Anregung in der Tonfrequenz durch elektrodynamische Schwingerreger ermittelt.

Diese passiven Tilger gelangen jedoch bei Anlagen mit variabler Drehzahl an ihre Grenzen, da sie nur auf eine Frequenz optimal eingestellt werden können. Die meisten modernen Windenergieanlagen arbeiten mit variabler Drehzahl.

In [Sie] wurde eine aktiv und passiv wirkende Schwingungsisolierung über Piezoaktoren untersucht. Das System wird dort in den Übertragungspfad zwischen Quelle und abstrahlender

Struktur eingebracht, wo keine oder nur eine geringe Zahl paralleler Übertragungspfade existiert. Bei Windenergieanlagen würde dieses System die Auflager der Getriebe ersetzen. Da im allgemeinen keine Tonalität auftritt, ist dieser Ansatz auch nur bei betroffenen Anlagen in Form einer Nachrüstung sinnvoll. Eine Umrüstung erforderte aber sehr hohe Aufwendungen und direkte Eingriffe in die Konstruktion der Anlage.

Tonale Emissionen durch Beeinflussung der abstrahlenden Struktur, also des Turmes, zu minimieren wurde in [Loi] untersucht. Dazu wurden 96 Inertialmasseaktoren auf Tauchspulenbasis im Turm auf der Wand verteilt montiert. Die Inertialmassaktoren sind tief abgestimmt und arbeiten breitbandig oberhalb der Eigenresonanz. Dadurch konnte das Dämpfungsverhalten des Turmes verbessert werden. Nachteile dieses Lösungsansatzes ist die hohe erforderliche Anzahl von Aktoren und der Montageaufwand.

1.2 Zielsetzung

Ziel des Projektes war die Entwicklung eines aktiven Tilgersystems zur Unterdrückung tonaler Komponenten. Dabei wurde davon ausgegangen, dass Windenergieanlagen ohne tonale Probleme Stand der Technik sind. Deshalb wurde das System als Nachrütlösung in Ergänzung zum oben angeführten [III1] passiven, gedämpften Schwingungstilgersystem konzipiert.

Das System soll es ermöglichen, dass Anlagen, welche durch tonale Schallemissionen Lärm-schutzgrenzwerte nicht einhalten, weiter betrieben werden können. Damit können teure Getriebewechsel oder Betrieb bei Teillast respektive Nachtabschaltungen vermieden werden.

Das Projekt leistet damit auch einen Betrag zur Erhöhung der Akzeptanz der Elektroenergieerzeugung aus der regenerativen Quelle "Wind" und hilft, dass diese wirtschaftlicher und noch umweltverträglicher Strom erzeugen.

Ausgehend von dieser Zielsetzung wurde im Projekt ein piezobasiertes aktives Tilgersystem entwickelt. Das System besteht aus der eigentlichen Tilgermechanik, d.h. aus der von den Piezoaktoren gebildeten Tilgerfeder, an welche eine Tilgermasse gekoppelt ist, der Sensorik zur Erfassung der Schwingungen und einer Signalverarbeitungselektronik zur Umsetzung der Regelungsalgorithmen. Die Ansteuerung der Piezoaktoren wird über Leistungsverstärker realisiert. Diese waren nicht Gegenstand des Projektes. Es wurde auf Laborverstärker für kapazitive Lasten zurückgegriffen.

Mit dem System soll der gesamte relevante Frequenzbereich abdeckt werden. Der Inbetriebnahmeaufwand soll nicht größer als für passive Schwingungstilger sein. Die Grundabstimmung des Systems erfolgt durch die modular ausgeführte Tilgermasse. Das System soll eine einfache und robuste Mechanik aufweisen. Bei der Signalverarbeitungselektronik stand eine hohe EMV-Sicherheit und kostengünstige Umsetzung im Vordergrund.

Ziel war es, dass aktive Tilgersystem so zu gestalten, dass mit zwei auf der WEA nahe an den Einleitungspunkten vom Getriebe in die Gesamtstruktur montierten Systemen eine wirksame Unterdrückung der tonalen Schallübertragung erreicht wird.

Zur Erreichung der Projektziele wurde eine Windenergieanlage mit tonalen Komponenten im Schallemissionsspektrum vermessen. Dabei waren unter anderem Schwingungsmessungen auf der Anlage unter Betriebsbedingungen und bei künstlicher Anregung erforderlich. Die Ergebnisse dieser Messungen und zusätzliche FE- Berechnungen bilden die Grundlage für die Auslegung des Systems. Neben der mechanischen Auslegung war ein Sensor- und Regelungskonzept zu entwickeln. Die Realisierung einer robusten Hardware zur Umsetzung der Regelalgorithmen bilden einen weiteren Schwerpunkt der Arbeit. Zur Verifikation des Ansatzes war ein Versuchsstand zu realisieren, welcher die Erprobung des Systems und einen Vergleich mit passiven gedämpften Schwingungstilgern gestattet.

2 Entwicklung eines aktiven Tilgers zur Reduktion tonaler Komponenten bei Windenergieanlagen

Die Gliederung des Abschlußberichtes orientiert sich am Arbeitsplan. Zunächst werden die Ergebnisse der Messungen auf der im Projekt vermessenen Anlage dargestellt. Im Anschluss dazu werden die durchgeführten FE- Rechnungen zusammengefasst. Der Schwerpunkt des Berichtes liegt in der Darstellung der Entwicklung des Funktionsmusters und der Erprobung im Labor.

2.1 Messungen zur Bestandsaufnahme auf einer Referenzanlage

Für Messungen stand im Projekt eine Anlage der 2 Megawattklasse mit tonaler Auffälligkeit zur Verfügung. Es wurden Schallemissions- und Schwingungsmessungen im Anlagenbetrieb durchgeführt. Diese Messungen wurden durch Schwingungsmessungen bei künstlicher Anregung ergänzt. Folgend wird die Referenzanlage kurz charakterisiert:

Nennleistung	2000 kW
Drehzahlbereich	900...1800 min ⁻¹
Nabenhöhe	100 m
Rotordurchmesser	82 m
Leistungsregelung	Blattwinkel und Drehzahl ("pitch")
Getriebe	Planeten-Stirnradgetriebe, Übersetzung ca. 105
Turm	konischer Stahlrohrturm.

Detailliert sind die Ergebnisse in den internen Berichten der SBI zum Projekt ([Wie1] und [Wie2]) dargestellt.

2.1.1 Schallemission und Schwingungssituation bei Anlagen-Betrieb

Die Schwingungsmessungen im Anlagenbetrieb wurden synchron mit einer Schallemissionsmessung nach [lec] und [Fgw] durchgeführt. Parallel dazu wurde die Anlagenleistung und die Anlagendrehzahl erfasst (Tabelle 2.1). Die genaue Lage der Messpunkte ist im Anhang ersichtlich.

MP Nr.	Beschreibung	Messgröße
1-3	Klemmblock am Grundrahmen links ¹⁾	Schwinggeschwindigkeit in mm/s ²⁾
4-6	Getriebe-Momentstütze links ¹⁾	Schwinggeschwindigkeit in mm/s ²⁾
7-9	Getriebe-Momentstütze rechts ¹⁾	Schwinggeschwindigkeit in mm/s ²⁾
10	Emissions-Messpunkt in 130 m Abstand	Schalldruckpegel L _p in dB(A)
Pe1	Leiter L1 - Übergabe zum Transformator	elektrische Leistung in kW
N	Generatorwelle	Drehzahl in U/min

Tabelle 2.1: Messpunkte und Messgrößen;

¹⁾ Blick in Richtung Nabe; ²⁾ jeweils in 3 Koordinatenrichtungen [Wie1]

Die Schall- und Schwingungsmessungen erfolgten in 10 s Messintervallen. Aufgrund der Regelungstechnik der Windenergieanlage sind bei böiger Windsituation auch innerhalb der kurzen 10 s - Messintervalle z.T. erhebliche Schwankungen der abgegebenen elektrischen Leistung (bis zu + 20 %) zu verzeichnen. Zur Prüfung, ob die Einzelton-Komponente der Schwing-

geschwindigkeit in diesen Intervallen mit ausreichender Frequenz-Stabilität erfasst wurde, dient die Auswertung der $f_{\text{Ton,min}} - f_{\text{Ton,max}}$ - Spanne in den Einzelintervallen. Das Diagramm im Anhang (Bild 5.3) zeigt

- im Leistungsbereich 300...500 kW eine maximale Abweichung der Einzeltonfrequenz vom 10 s - Mittelwert um 4 Hz (129 Hz - 125 Hz), d.h < 5 %
- im Leistungsbereich 500...1200 kW eine vernachlässigbare Abweichung von < 2 %.

Somit wurde in den 10 s - Messintervallen eine für den Untersuchungszweck ausreichende Stabilität der Einzeltonfrequenz (und damit der Wellendrehzahl) eingehalten. Bei den Schallmessungen wurde folgender Bereich festgestellt, in dem eine tonale Schallemission und damit ein Zuschlag für Tonhaltigkeit $K_T > 0$ dB nach [Din] vorliegt:

Betrieb	Elektrische Leistung	Einzelton-Frequenz
Normalbetrieb	300 ... 1200 kW	120 ... 144 Hz

Tabelle 2.2: Betriebsbereich der WEA, in dem tonale Schall-Emission vorliegt (nach [Wie1])

Dieser Betriebsbereich ist bei der Beurteilung der Ergebnisse und bei der Dimensionierung des Tilgers zu berücksichtigen.

Bei den Schwingungsmessungen wurden auch Messintervalle im Leistungsbereich 100...300 kW (mit Einzelton-Frequenzen von 90...120 Hz) erfasst. Dieser Bereich ist aufgrund deutlich verringerter Schwingungsamplituden und Schallabstrahlung für das Untersuchungsziel "Minderung der Luftschall-Tonalität" nicht von Bedeutung. Das gleiche gilt für den Leistungsbereich oberhalb 1200 kW. Bei der Referenzanlage liegt die höchste Tonalität bei Teillast vor. Im Hinblick auf Planungssicherheit wird ein Frequenzbereich von 110 ...150 Hz für die Wirkung des Tilgers angestrebt.

Messpunkt	Beschreibung		$v_{\text{max,Ton}}$ in mm/s
MP 1	Klemmblock am Grundrahmen links	x	0,6
MP 2		y	0,6
MP 3		z	0,7
MP 4	Getriebe-Momentstütze links	x	1,2
MP 5		y	1,0
MP 6		z	1,4

[Wie1]

Tabelle 2.3: Maximale gemessene Schwinggeschwindigkeiten bei WEA-Betrieb; Koordinatenrichtungen: x = axial (Welle), y = horizontal (radial zur Welle), z = vertikal (Turmchse)

Tabelle 2.1 fasst die Ergebnisse der Schwingungsmessungen zusammen. Angegeben sind die maximalen Schwinggeschwindigkeiten, welche im Frequenzbereich der Tonalität auftraten. In Tabelle 2.3 sind die Amplituden-Maximalwerte der Schwinggeschwindigkeit an ausgewählten Messpunkten für den in Tabelle 2.1 angegebenen Betriebsbereich angegeben.

2.1.2 Messungen mit künstlicher Schwingungsanregung

Zur Bestimmung des Übertragungspfades der tonalen Komponenten, geeigneter Koppelstellen für die aktiven Tilger und der erforderlichen Stellkräfte, welche durch das aktive Tilgersystem zu realisieren sind, wurden die Schall- und Schwingungsmessungen im Betrieb durch Schwingungsmessungen bei künstlicher Anregung ergänzt. Dabei wurden Messungen mit Anregung durch einen Impulshammer sowie mit einem elektrodynamischen Schwingerreger durchgeführt. Der Schwingerreger wurde in den drei Raumrichtungen an der Momentstütze des Getriebes befestigt. Die Anregung erfolgte durch ein Oktavbandrauschen mit einer Mittenfrequenz von 125 Hz. Dabei wurde die Schwinggeschwindigkeit am Einleitungspunkt, an den in Tabelle 2.1 angegebenen Messpunkten sowie an weiteren Messpunkten auf dem Maschinenträger [Wie2] bestimmt. Der Triebstrang ist bei der vermessenen Anlage über eine Dreipunktlagerung gelagert. Anhand der Messungen konnte nachgewiesen werden, dass die Übertragung der tonalen Anregung aus dem Getriebe dominierend über die Getriebeauflager erfolgt. Die Übertragung der tonalen Komponenten über die Rotorwelle und das vordere Hauptlager kann vernachlässigt werden.

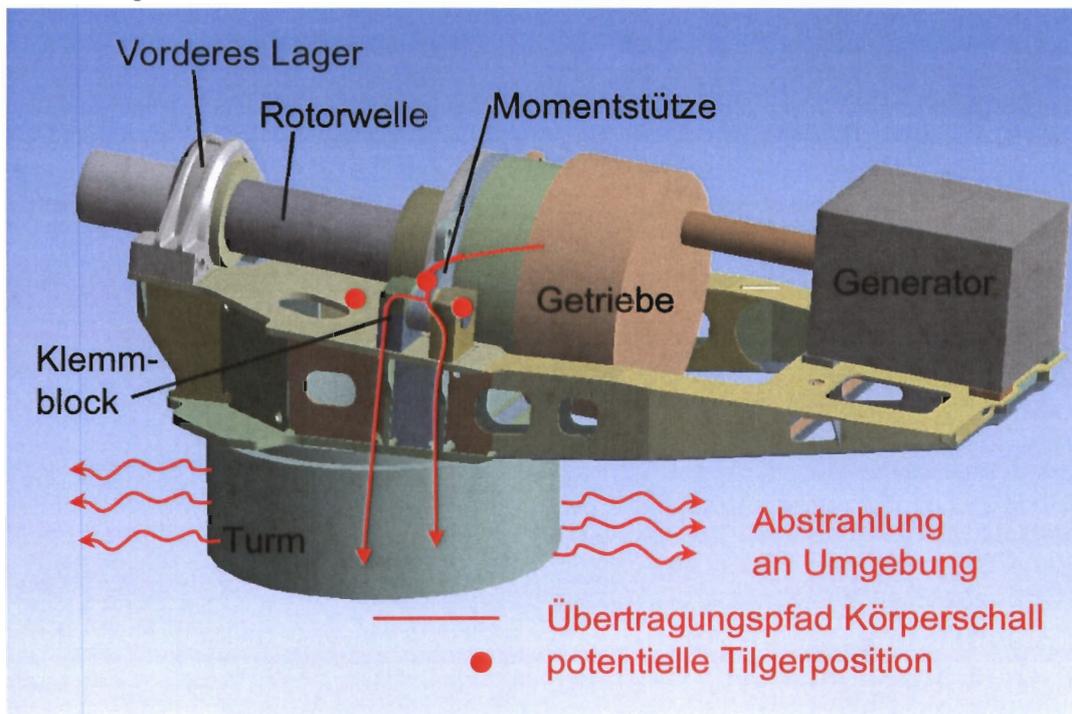


Bild 2.1: Übertragungspfad tonaler Komponenten auf der Referenz- WEA

Möglicher Montagepositionen für aktive Tilger sind Punkte, an denen maximale Schwinggeschwindigkeiten auftreten oder an den Übergabestellen vom Getriebe zum Maschinenträger. In Bild 2.1 ist ein nach dem oben angegebenen Verfahren ermittelter Punkt maximaler Schwinggeschwindigkeit auf dem Maschinenträger eingezeichnet. An diesem Punkt ist die Kopplung des aktiven Tilgers sinnvoll. Als weitere Orte kommen die Klemmblöcke in Frage. Um den messtechnischen Aufwand bei der Inbetriebnahme verringern, ist die Montage an den Klemmblöcken des Getriebes anzustreben. Da die Schwingform räumlich ausgeprägt ist und in

allen Raumrichtungen vom Betrag eine ähnliche Größenordnung aufweist, muss experimentell geprüft werden, in welcher Richtung der aktive Tilger am wirksamsten ist. Sowohl die Montage an den Klemmblocken als auch auf dem Maschinenträger (Bild 2.1) wird anhand der vorgenommenen Messungen als aussichtsreich erachtet.

Zur Ermittlung der für die Kompensation notwendigen Stellkräfte wurden aus den Messungen mit Impulshammeranregung die Punkt-Mobilität bestimmt. Die Punkt-Mobilität ist das Verhältnis aus Schwinggeschwindigkeit zu anregender Kraft. Über diese lassen sich aus den Messwerten aus Tabelle 2.3 die auftretenden dynamischen Wechselkräfte in der Tonfrequenz bestimmen (Tabelle 2.4). Wird von einer Montage des Tilgers auf den Klemmblocken ausgegangen, so sind Stellkräfte bis 2 kN in der Frequenz der tonalen Komponente erforderlich. Bei Montage auf dem Maschinenträger sind die erforderlichen Kräfte kleiner.

Messpunkt	Beschreibung	F_{Ton} in kN
MP 1 Gt-R-x	Getriebe-Momentstütze rechts (Blick aus Richtung Nabe)	1,6
MP 2 Gt-R-y		7,9
MP 3 Gt-R-z		7,8
MP 4 KB-R-x	Klemmblock am Grundrahmen rechts (Blick aus Richtung Nabe)	0,1
MP 5 KB-R-y		0,2
MP 6 KB-R-z		1,8

Tabelle 2.4: Berechnete Wechselkräfte bei der Einzelton-Frequenz; Koordinatenrichtungen:
x = axial (Welle), y = horizontal (radial zur Welle), z = vertikal (Turmchse)

2.2 FE-Berechnungen zur Bestimmung relevanter Eigenformen

Für die rechnerische Bestimmung von für die Ausprägung der tonalen Komponenten relevanter Eigenformen wurde ein Finite-Elemente Modell des Maschinenträgers mit den Hauptaggregaten erstellt. Dafür wurde von dem am Projekt beteiligten Anlagenhersteller ein vernetztes Modell des Maschinenträgers zur Verfügung gestellt. Dieses Modell wurde durch die Baugruppen Getriebe, Getriebelagerung, Hauptwelle sowie Generator ergänzt. Der Rotor wurde als konzentrierte Masse abgebildet. Aus Gründen der Modellkomplexität und der Verfügbarkeit entsprechend detaillierter Konstruktionszeichnungen wurden die anderen Baugruppen in ihrer äußeren Geometrie abgebildet und mit der realen Masse bei gleichmäßiger Massenverteilung modelliert. Die Elastomer-Lagerelemente des Getriebes und der Generatorlager wurden diskret realisiert und mit Messwerten parametrisiert. Bild 2.1 zeigt die Geometrie des FE-Modells. Anhand des Modells konnten qualitativ Eigenformen des Gesamtsystems bestimmt werden, welche zu einer Verstärkung der tonalen Anregung führen können. Bild 2.2 zeigt eine solche Eigenform. Vor dem Getriebe bildet sich auf dem Maschinenträger ein Schwingungsbauch

aus. Hier liegt also eine günstige Tilgerposition. Dieses Ergebnis deckt sich mit den Erkenntnissen aus den Messungen. Quantitative Aussagen lassen sich aus dem Modell nur begrenzt ableiten, da einerseits die oben angesprochenen Vereinfachungen aus Gründen der Komplexität notwendig waren und andererseits ein vollständiger Abgleich durch Messungen nicht mit sinnvollem Aufwand realisierbar war.

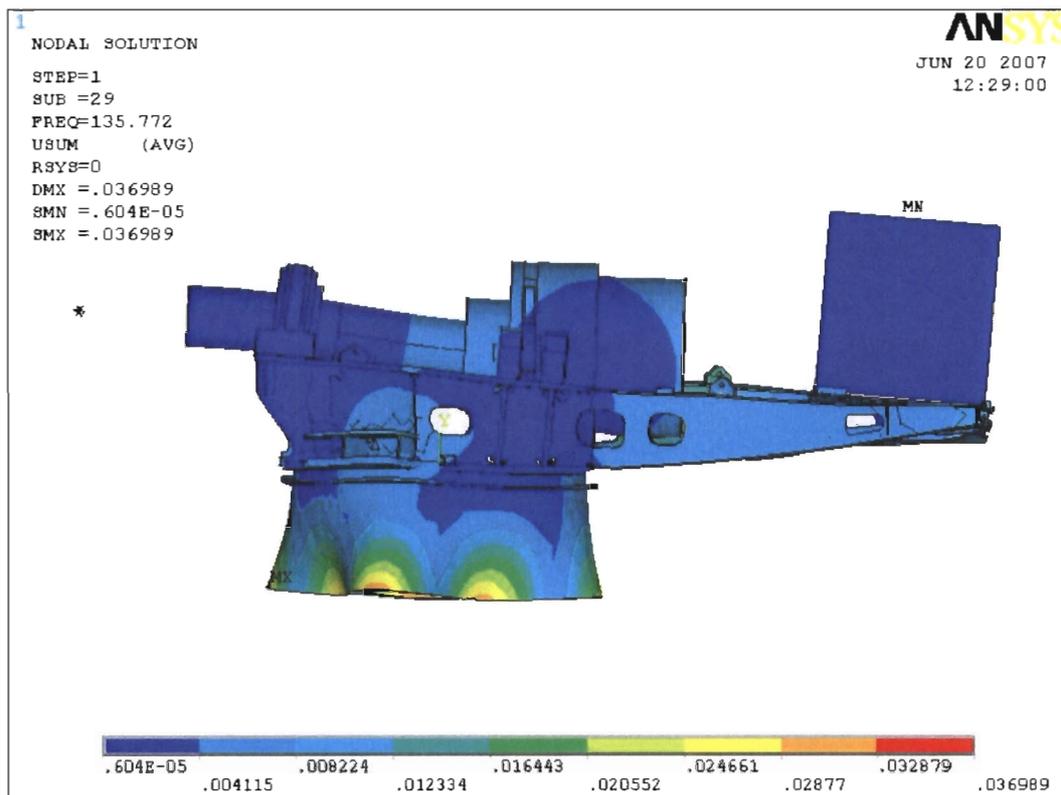


Bild 2.2: Eigenmode 29 bei $f = 136$ Hz

2.3 Entwicklung des Funktionsmusters

2.3.1 Grundlagen

Aktive Systeme mit Schwingmasse können grundsätzlich in zwei Arbeitsbereichen betrieben werden. Ohne Berücksichtigung der Dynamik des Stellgliedes verhalten sich diese Systeme wie Hochpässe mit einer ausgeprägten Resonanz zwischen Sperr- und Durchlassbereich (Bild 2.3). Adaptive oder aktive Tilger arbeiten in Eigenresonanz. Ist das System tiefer abgestimmt als die zu reduzierenden Frequenzen, arbeitet es als Inertialmasseaktor. Bei einem Inertialmasseaktor wird die in die Struktur eingeleitete Maximalkraft direkt von der Maximalkraft des Aktors bestimmt. Arbeitet das System in Resonanz und damit als Tilger, ist ein vergleichsweise kleiner Aktor notwendig.

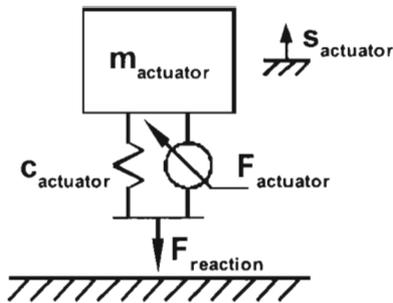
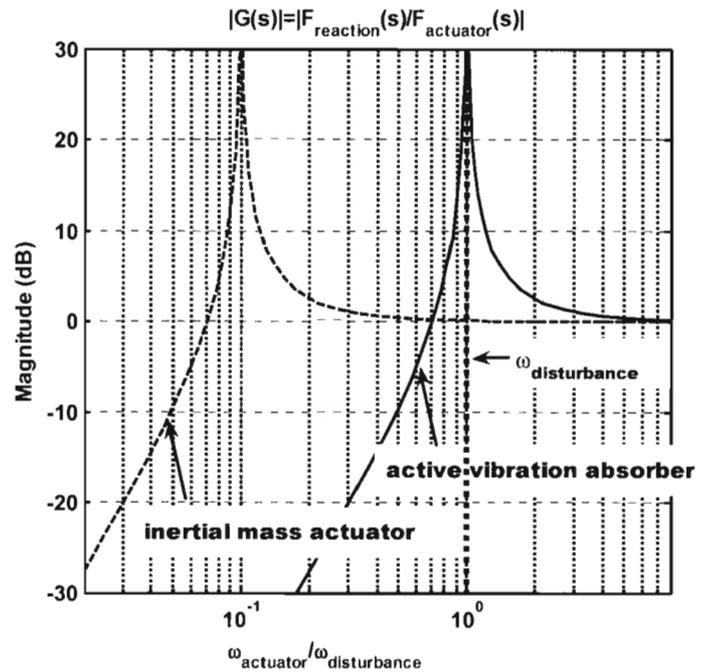


Bild 2.3: Arbeitspunkte eines aktiven System mit Hilfsmasse: Modellierung (links), normierter Amplitudenfrequenzgang (rechts)



Das hier entwickelte System soll in beiden Arbeitsbereichen betrieben werden können. Nur damit können die Anforderungen bezüglich Frequenzbereich, zu realisierender Stellkräfte und Ausprägung der tonalen Komponenten abgedeckt werden.

Treten mehrere Töne auf, so ist ein Betrieb als Inertialaktor sinnvoll, da dann prinzipiell mit einem System sämtliche Störfrequenzen kompensiert werden können. Tritt dagegen nur eine Tonfrequenz auf, ist die Betriebsweise als Tilger sinnvoller, da dann mit vergleichsweise kleinen Aktoren gearbeitet werden kann.

Der aktive Tilger (Bild 2.6) arbeitet mit zwei entgegengesetzt angesteuerten Piezostapelaktoren, der sogenannten Differentialanordnung. Bei der Differenzialanordnung (Bild 2.4) sind zwei Aktoren so positioniert, befestigt und gesteuert, dass ihre Hübe gegenläufig sind. Dabei sind die Aktoren entweder an dem zwischen den Aktoren befindlichen Teil oder an den Teilen der abgewandten Enden festgelegt. Die gegensinnige elektrische Ansteuerung bewirkt das Verschieben einer benachbarten Komponente, hier der Tilgermasse. Die Differenzialanordnung entspricht einer Parallelschaltung zweier Aktoren. Während gegenüber dem Einzelaktor die Blockierkraft in beide Bewegungsrichtungen mit gleichem Betrag generiert werden kann, ändert sich der Gesamthub nicht [Wiv].

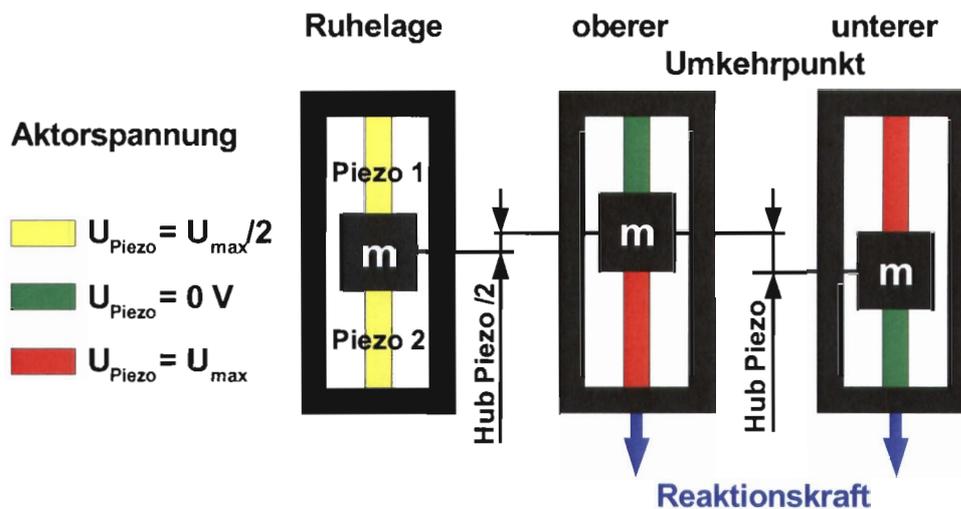


Bild 2.4: Prinzip der Differentialanordnung von Piezoaktoren

Vorteil dieses Konzeptes ist die bessere Ausnutzung des Arbeitsbereiches der Aktoren. Gleichzeitig werden die Aktoren gegeneinander mechanisch vorgespannt, so dass keine Zugkräfte auf die Aktoren wirken können.

In der Ruhelage sind beide Aktoren mit der halben Betriebsspannung beaufschlagt. Diese elektrisch zusätzlich generierte mechanische Vorspannung ist auch bei Auslenkung der Tilgermasse wirksam. Die mechanische Vorspannung der Aktoren ist im Arbeitsbereich nahezu konstant. Eine Zugbelastung der Aktoren wird so auch im dynamischen Betrieb sicher vermieden.

Die Tilgerfeder des Systems wird durch die Piezostapelaktoren gebildet. Ist eine tiefere Abstimmung erforderlich, werden zusätzliche Federelemente zu den Aktoren in Reihe geschaltet.

2.3.2 Anforderungen

Mit der Realisierung aktiver Tilger nach dem im vorangehenden Abschnitt vorgestellten Prinzip sollen tonale Komponenten im gesamten auftretenden Frequenzbereich unterdrückt werden können. Die konkrete Auslegung orientiert sich an den für die Referenzanlage notwendigen Parametern. Bei der Auslegung wurde von folgenden Prämissen ausgegangen:

- robuste Konstruktion
- einfache Montage
- beliebige Wirkrichtung
- Abdeckung des gesamten Frequenzbereiches von 100 Hz bis 600 Hz
- einfache Grundabstimmung der Frequenz
- geringe Masse
- Realisierung der notwendigen Stellkräfte bis 2 kN
- Momenten- und Querkraftfreie Einbindung der Piezostapelaktoren

- die Auslegung erfolgt für die Frequenz von 131 Hz (mittlere Frequenz, bei welcher auf der Referenz-WEA Tonalität auftritt)

2.3.3 Konstruktive Umsetzung

Der aktive Schwingungstilger besteht aus einem bügelförmigen Rahmen, in dem die Tilgermasse durch die beiden Piezostapelaktoren in Schwingungen versetzt wird. Die Piezostapelaktoren sind mit kegelförmig gebohrten Endstücken versehen und über Kugeln an die Tilgermasse und den Rahmen angebunden. Eine mechanische Vorspannung zur Vermeidung von Zugkräften auf die Aktoren wird über Spannschrauben und –muttern realisiert.

Die Eigenfrequenz des Systems bestimmt sich aus der Steifigkeit der Piezoaktoren und der Tilgermasse, wobei die Steifigkeiten der Piezoaktoren parallel wirken. Für die Funktionsmuster wurden Hochvoltaktoren der Firma PI eingesetzt (Tabelle 2.5). Die Aktoren dieser Serie sind speziell für hochdynamische Anwendungen ausgelegt. Die Auswahl der Aktoren erfolgte primär anhand der realisierbaren Blockierkraft und des freien Aktorhubes. Die notwendige Größenordnung dieser Parameter wurde von den gemessenen Größen auf der WEA abgeleitet.

Parameter	Wert	Einheit
Typ	P-016.80P	PI Ceramic GmbH
Länge	111	mm
Durchmesser	16	mm
Blockierkraft	5900	N
Freier Hub	120	µm
Steifigkeit	49	N/µm
Kapazität	1	µF (ca.)
Betriebsspannung	1000	V

Tabelle 2.5: Parameter der verwendeten Piezoaktoren

Stufe	Einzelmasse (ca.) [kg]	Anzahl	Masse gesamt [kg]	Eigenfrequenz [Hz]	
				mit serieller Steifigkeit	ohne serielle Steifigkeit
1	10	1	10	241	500
2	3	4	22	162	337
3	3	4	34	131	271

Tabelle 2.6: Realisierbare Grundfrequenzen der Funktionsmuster

Höhere Tilgermassen zur Senkung der Eigenfrequenz lassen sich realisieren. Hier wurde jedoch die notwendige Reduktion der Eigenfrequenz mit in den Bügel integrierten, seriellen Steifigkeiten umgesetzt, da eine geringe Tilgermasse angestrebt wurde. Diese sind so gestaltet, dass eine gleichmäßige Spannungsverteilung im gesamten Federelement und damit eine hohe Dauerfestigkeit erreicht wird. Die seriellen Steifigkeiten werden durch Elektroerodierung in den Bügel eingebracht. Mit den verwendeten Piezoaktoren ergeben sich bei der gewählten Abstufung der Tilgermasse die in Tabelle 2.6 angegebenen Grundfrequenzen des Systems. Die serielle Steifigkeit wurde so bestimmt, dass die Grundfrequenz bei der gewählten Tilgermasse der mittleren Frequenz der tonalen Komponente der Referenzanlage entspricht.

Die Führungsfedern dienen der Abstützung der Tilgermasse senkrecht zur Arbeitsrichtung und verhindern so Querkräfte und Drehmomente auf die Piezostapelaktoren. Die wirksame Steifigkeit des Tilgersystems wird durch diese Führungen nicht beeinflusst.

Der mechanische Überlastschutz besteht aus einem Luftspalt definierter Breite. Damit wird auch in undefinierten Betriebssituationen gewährleistet, dass die mechanische Vorspannung der Piezoaktoren gewährleistet ist.

Wird ohne zusätzliche serielle Steifigkeit gearbeitet, entfällt auch der mechanische Überlastschutz. Er ist in diesem Fall auch nicht notwendig.

Mit der Zentralbefestigung wird erreicht, dass der aktive Tilger mit nur einer Schraube in der Windenergieanlage befestigt werden kann und trotzdem eine flächige Anbindung des Bügels gewährleistet ist. Damit ist die Forderung nach möglichst geringen Eingriffen auf der WEA erfüllt.

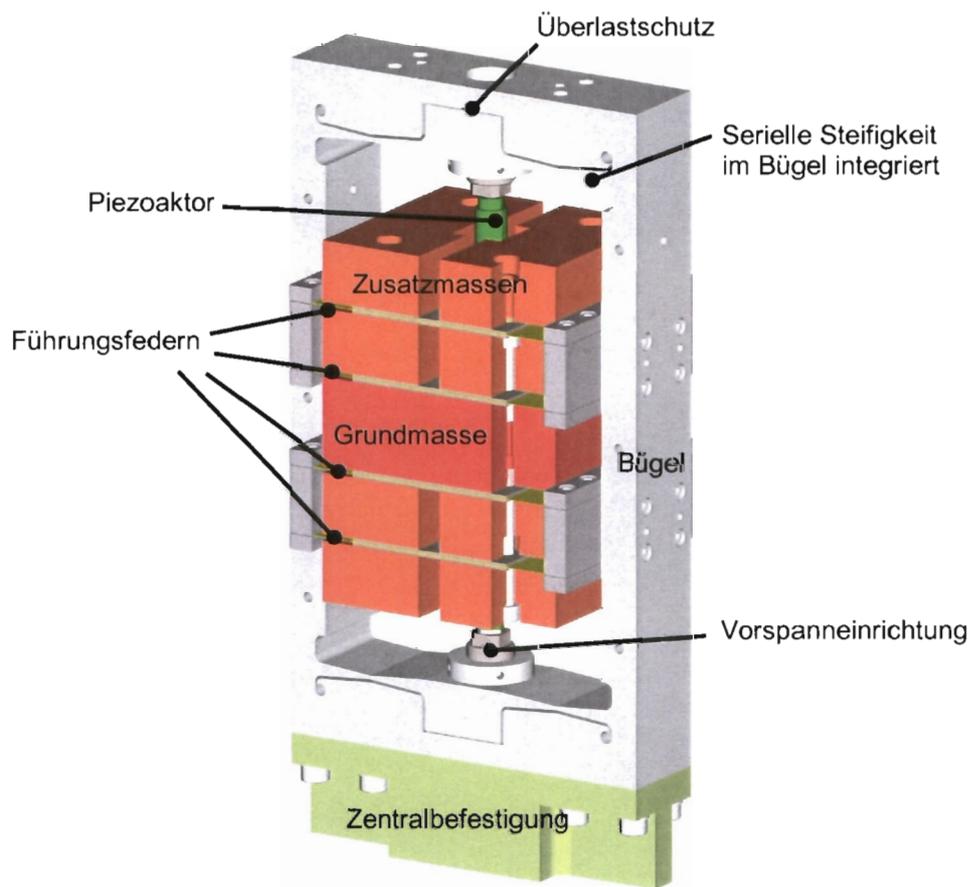


Bild 2.5: Aufbau des aktiven Tilgers

Es wurden zwei Funktionsmuster aufgebaut. Damit stehen die auf Grund der Symmetrie der WEA zwei notwendigen Systeme zur Verfügung.

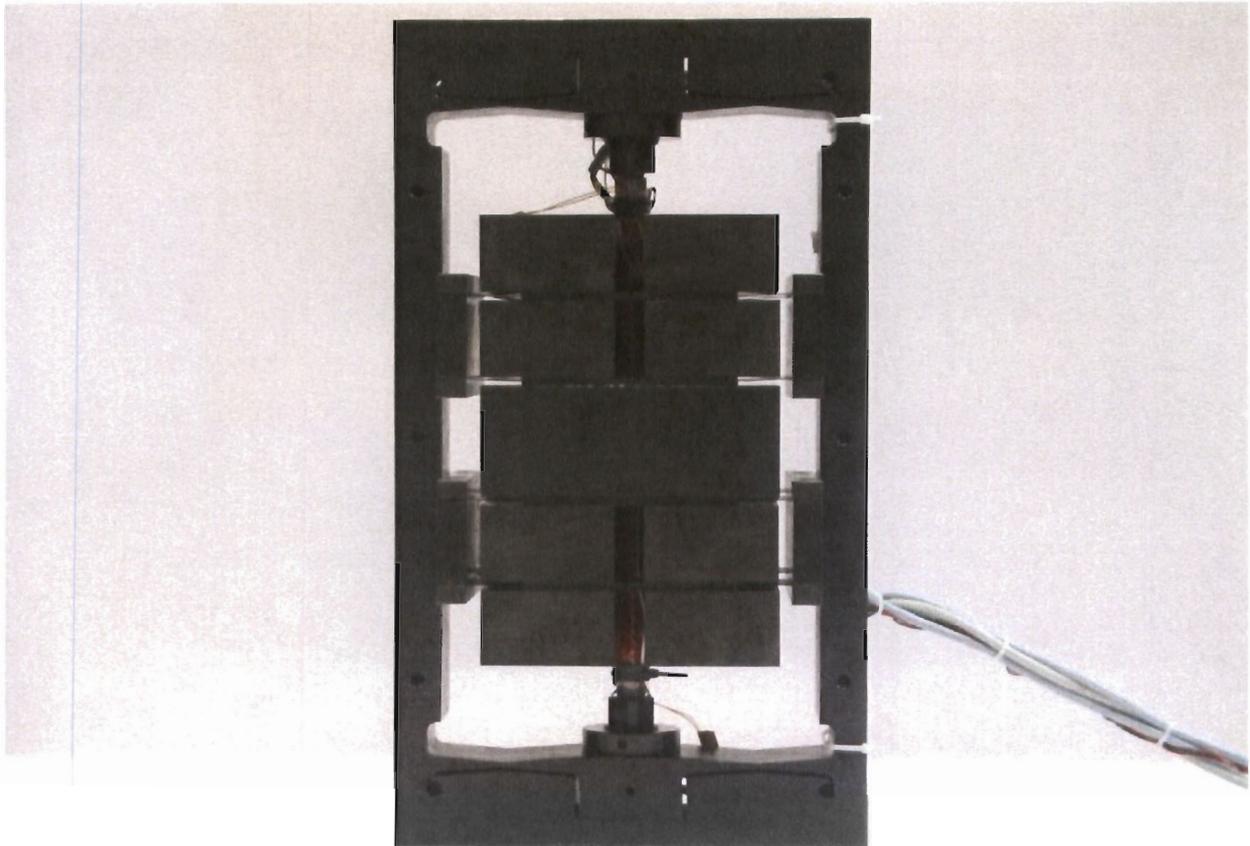


Bild 2.6: Funktionsmuster aktiver Tilger

2.3.4 Sensorkonzept

Für die Ansteuerung des aktiven Tilgers ist die Erfassung der Schwingungen, welche zur Abstrahlung der tonalen Komponenten führen, notwendig. Sowohl das Regelungs- als auch das Sensorkonzept ergeben sich aus den systemtheoretischen Zusammenhängen für das schwingungsfähige Gesamtsystem. Beide Konzepte können nur zusammen erarbeitet werden. Für das Sensorkonzept sind zusätzlich noch die folgende praktischen Erwägungen von Bedeutung:

- geringer Verdrahtungsaufwand, d.h. möglichst geringe Anzahl von Sensoren, welche sich nicht am aktiven Tilger selbst befinden
- einfache Montage
- die auftretenden Schwingamplituden sollen den Sensor möglichst voll aussteuern.

Aufgrund des Montageaufwandes und der Ausnutzung des Messbereiches wurden Sensoren zur Erfassung der Beschleunigung, welche auf dem piezoelektrischen Effekt beruhen gewählt. Die verwendeten Schwinggeschwindigkeitssensoren erfassen zunächst ebenfalls die Beschleunigung. Die Geschwindigkeit wird über einen integrierten Integrator ermittelt. Zusätzlich wird der Hub der Piezoaktoren mittels auf den Aktoren applizierten Dehnmessbrücken erfasst.

Die Aufnehmer für Beschleunigungssignale, welche direkt für die Regelung genutzt wurden, befinden sich auf der Tilgermasse bzw. am Montageort des Tilgers (Bild 2.13).

2.3.5 Regelungskonzept

Der aktive Tilger stellt aufgrund seiner geringen Eigendämpfung ein System dar, welches nahe an der Stabilitätsgrenze arbeitet. Um eine robuste und stabile Regelung einfach zu realisieren, ist die Kollokation, die Anordnung am gleichen Ort, von Aktoren und Sensoren ein sinnvoller Ansatz [Pre]. Die Kollokationsbedingung sagt aus, dass bei linearen mechanischen Systemen der Phasengang der offenen Regelstrecke nur Werte zwischen 0° und 180° annimmt, wenn sich Aktor und Sensor in der gleichen Position befinden. Besteht der Regler aus einer reinen Verstärkung (Proportionalregler), so kann der geschlossene Regelkreis nicht instabil werden. Dies gilt streng genommen nur, wenn der Aktor und Sensor ein ideales Übertragungsverhalten besitzen. Dies ist in der Praxis nicht der Fall, die Kollokation vereinfacht dennoch die Implementierung robuster Algorithmen. Bild 2.7 illustriert diesen Zusammenhang am Beispiel eines Zweimassenschwingers, welches den aktiven Tilger auf dem zu beruhigenden Hauptssystem im zu unterdrückenden Frequenzbereich darstellt. Die Wurzelortskurve ist der Ort der Polstellen der Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises in Abhängigkeit von einem Regelkreisparameter, hier der Reglerverstärkung, dargestellt. Die Wurzelortskurve liegt vollständig in der linken Halbebene der komplexen Ebene. Damit ist die Stabilität des geschlossenen Regelkreises in jedem Fall gewährleistet, da die Pole des geschlossenen Regelkreises für alle positiven Reglerverstärkungen immer in der linken Halbebene liegen (Stabilitätsbedingung).

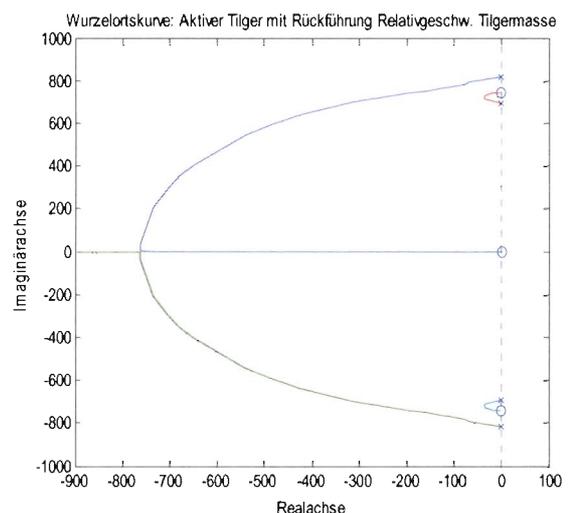
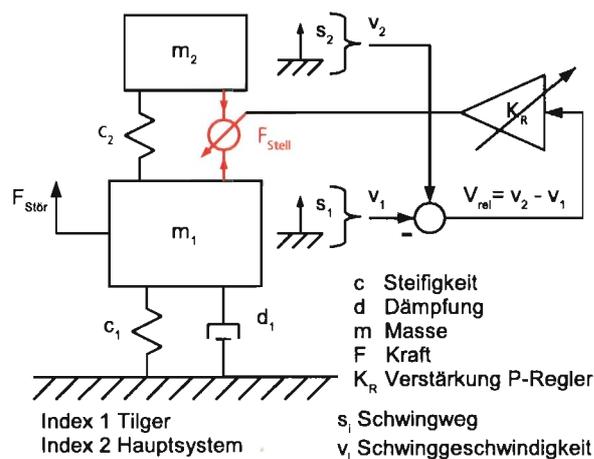


Bild 2.7: Kollokation von Aktor und Sensor,

Ersatzmodell Zweimassenschwinger (links), Wurzelortskurve (rechts)

Der aktive Tilger stellt ungeregelt einen passiven, sehr gering gedämpften Schwingungstilger dar. Damit ergibt sich in der Tilgerfrequenz eine sehr gute Auslöschung, die beiden Nebenresonanzen sind jedoch sehr schwach gedämpft und führen bei einer Anregung in diesen Frequenzen zu einer Verstärkung der Schwingamplituden. Mit dem aktiven System soll jedoch ein

Verhalten erreicht werden, welches im gesamten Frequenzbereich der auftretenden Störfrequenz die Amplituden verringert. Als Kriterium kann der Maximalwert der Amplitude im gesamten interessierenden Frequenzbereich herangezogen werden. Dieser Maximalwert ist zu minimieren. Mit diesem Kriterium ist gewährleistet, dass über alle Frequenzen eine Schwingungsreduktion möglich ist. Ansonsten besteht die Gefahr, dass eine Frequenz auf Kosten anderer Resonanzen sehr gut gedämpft wird, diese wiederum aber entdämpft werden. Die Folge wäre die Frequenzverlagerung des Problems.

Ausgehend von diesen Zusammenhängen wurde das Regelungskonzept auf der Nutzung des Relativgeschwindigkeitssignals zwischen Tilgermasse und Struktur realisiert. Durch diesen, direkte Geschwindigkeitsrückführung (direct velocity feedback, DVF) genannten Ansatz realisiert der Regler des aktiven Tilgers eine zusätzliche Dämpfung. Mit diesem Regleransatz wird im Frequenzbereich ein gleichmäßiger Amplitudengang ohne starke Resonanzüberhöhungen erreicht. Damit lässt sich das oben angeführte Kriterium gut erfüllen. Die Relativgeschwindigkeit wurde dabei durch numerische Differentiation aus dem Signal der Dehnmessbrücken der Piezoaktoren oder aus der Differenz von Beschleunigungsmesssignalen der Tilgermasse und der Struktur am Montagepunkt des Tilgers realisiert. Gleichung (2.1) gibt die Reglerübertragungsfunktion bei Nutzung des Dehnmesssignals, also des Relativweges zwischen Tilgermasse und Struktur am Montagepunkt an. Es handelt sich um einen D-Regler, welcher um die Nennerzeitkonstante T_1 erweitert wurde. Damit wird verhindert, dass höhere Frequenzen und damit Messrauschen verstärkt wird. Die Zeitkonstante ist so zu wählen, dass die resultierende Knickfrequenz deutlich über dem Arbeitsfrequenzbereich liegt. Bei Nutzung der Beschleunigungssignaldifferenz kommt ein integrierender Regler zum Einsatz (2.2). Die Zeitkonstante T_1 verhindert die Verstärkung tiefer Frequenzen, T_2 dient dem gleichen Zweck wie T_1 in der Reglerübertragungsfunktion (2.1).

$$G_R = K_R \frac{s}{T_1 s + 1} \quad (2.1)$$

$$G_R = K_R \frac{T_1^2 s}{T_1^2 s^2 + T_1 s + 1} \cdot \frac{1}{T_2 s + 1} \quad (2.2)$$

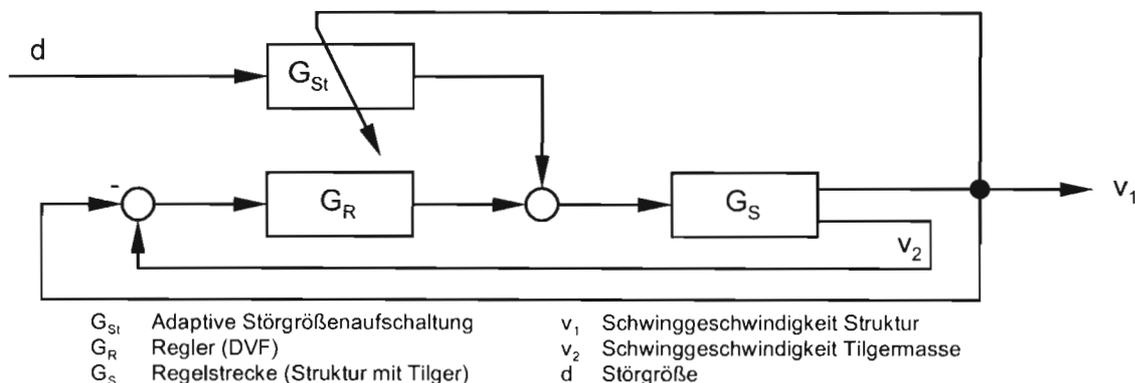


Bild 2.8: Regelung aktiver Tilger (Blockschaltbild)

Zusätzlich zum DVF wurde eine adaptive Störgrößenaufschaltung auf die Stellgröße vorgesehen. Diese ist der Dämpfungsregelung überlagert. Dazu wird die Störgröße d nahe ihrer Entstehungsstelle (hier also am Getriebe) gemessen (Bild 2.8). Als Messgrößen kommen wiederum Schwinggeschwindigkeit oder Schwingbeschleunigung in Betracht. Als Kriterium für die Adaption wird die Schwinggeschwindigkeit der Struktur am Montageort des Tilgers herangezogen. Ein kleinster Fehlerquadrate- Algorithmus schaltet die Störung unter Berücksichtigung der Dynamik des unterlagerten DVF- Regelkreises amplituden- und phasenrichtig so auf die Stellgröße auf, dass sie Schwinggeschwindigkeit v_1 minimal wird. Der Regler wirkt wie ein adaptiver Kerbfilter, welcher die Störfrequenz unterdrückt. Konkret wurden zwei Realisierungen basierend auf einem Filtered X Least Mean Square (FXLMS) und der sogenannten Delay Compensation [Kuo] unter Verwendung verschiedener kleinster Fehlerquadrate- Algorithmen untersucht.

2.3.6 Reglerhardware

Ausgehend vom Sensor- und Regelungskonzept wurde eine auf Mikrocontroller basierende Hardwareplattform entwickelt, auf welcher sich flexibel unterschiedliche Regelungskonzepte in Abhängigkeit der Ausprägung der Tonalität auf verschiedenen Anlagen umsetzen lassen. Das System verfügt über zwei Analogeingänge, an welche sich entweder ICP- Geschwindigkeits- oder Beschleunigungsaufnehmer oder auch beliebige andere Sensoren mit Spannungsausgang direkt ankoppeln lassen. Die vom Regelalgorithmus berechneten Stellsignale werden über zwei Analogausgänge zur Ansteuerung der Leistungsverstärker der beiden Piezoaktoren bereitgestellt. Die Hardware arbeitet mit einem schlanken Echtzeitbetriebssystem. Zur schnellen Umsetzung der Regelalgorithmen ist eine einfache Einbindung von automatisch generiertem C-Code aus mit Matlab/Simulink erzeugten Regelalgorithmen möglich.

In Abgrenzung zu am Markt erhältlichen Datenerfassungs- und Signalverarbeitungssystemen seien nachfolgend die aus der vorliegenden Anwendung resultierenden besonderen Betriebsbedingungen und Anforderungen genannt, die zur Entscheidung für eine Eigenentwicklung der Steuer- und Regelungseinheit geführt haben:

- Erhöhte Anforderungen an die Zuverlässigkeit
- Betrieb in unmittelbarer Nähe einer Starkstromanlage mit daraus resultierenden Störfestigkeitsanforderungen
- Potentialtrennung und erdfreier Betrieb zur Vermeidung von Brummschleifen
- Echtzeitfähigkeit und ausschließlich auf die Anwendung abgestimmte Betriebssoftware, d.h. keine Verwendung eines Betriebssystems, wie z.B. Windows CE oder uC-Linux
- Direkte Einbindung von Beschleunigungs- und Geschwindigkeitssensoren ohne zusätzliche Anpassungsverstärker
- Speziell auf die Tilgeranwendung abgestimmte Dynamik, Abtastraten und Filter-Übertragungsfunktionen.

- Niedrige Kosten

In Bild 2.9 ist der prinzipielle Aufbau dargestellt, Bild 2.10 zeigt die Umsetzung. Eine detaillierte Dokumentation der Ansteuereinheit findet sich im Anhang.

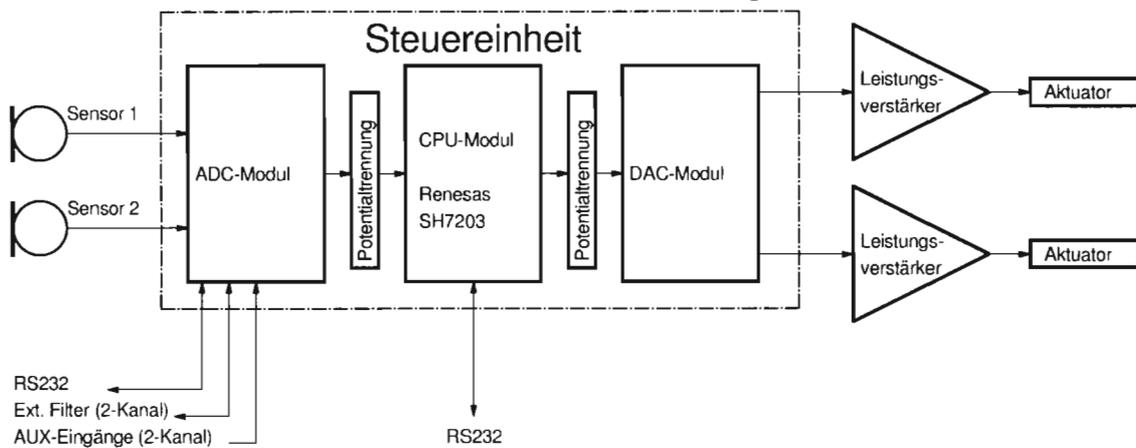


Bild 2.9: Prinzipschaltbild der Steuerungs- und Regelungshardware

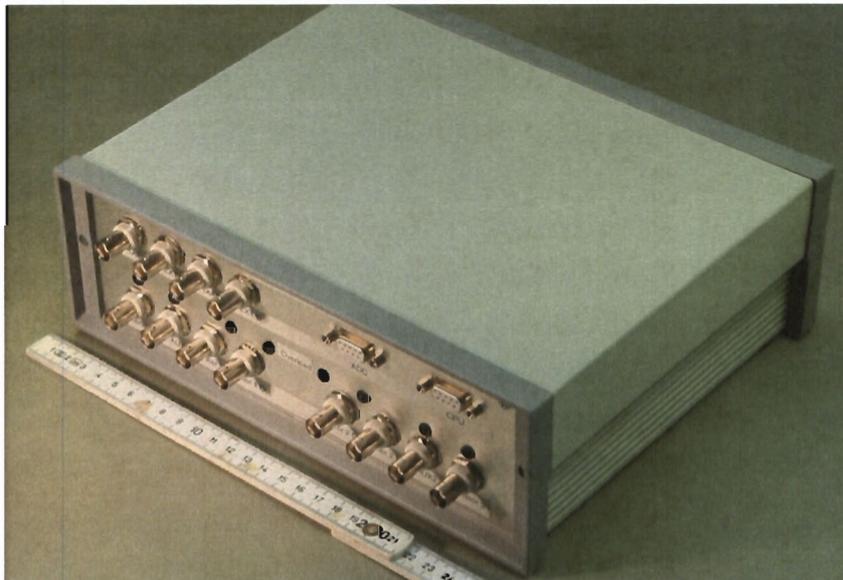


Bild 2.10: Steuerungs- und Regelungshardware für aktive Tilger

2.4 Erprobung des Funktionsmusters im Laborversuch

2.4.1 Teststand

Für den Test des Funktionsmusters wurde ein Versuchsstand aufgebaut. Er besteht aus einer Masse (1 t) in Form eines Spannfundamentes, welche über eigens ausgelegte Federbügel auf ein schwingungsisoliertes Fundament aufgespannt ist (Bild 2.11). Das System wurde so abgestimmt, dass sich einer Frequenz von 120 Hz der erste Eigenmode in Z-Richtung ausbildet. Da das Spannfundament nicht ideal steif ist, verformt es sich ebenfalls. (Bild 2.12). Durch die große schwingende Masse kann das aktive Tilgersystem im Originalmaßstab getestet werden.

Weitere Eigenformen werden in Tabelle 2.7 verbal charakterisiert. Durch die Vielzahl auftretender Eigenmoden wird eine praxisnahe Erprobung des aktiven Tilgers möglich. Bei zentraler Montage des aktiven Tilgers lassen sich insbesondere die in der Z-Richtung ausgebildeten

Eigenmoden 4, 5, 7 und 8 gleichzeitig untersuchen. Die im folgenden beschriebenen Ergebnisse und die Vergleichsmessungen mit den passiven Schwingungstilgern beziehen sich auf die Eigenfrequenz von 120 Hz.

Zur Bewertung der Wirkung des aktiven Tilgers wurde bei allen Untersuchungen eine Übertragungsfunktion zwischen der Schwinggeschwindigkeit und der durch den elektrodynamischen Schwingerreger eingeleiteten Kraft (Störfrequenzgang) herangezogen. Dazu wurde ein Geschwindigkeitsaufnehmer auf dem Versuchstand zentral neben der Tilgermontageposition montiert (in Bild 2.13 mit v gekennzeichnet). Die Schwinggeschwindigkeit ist ein Maß für die Lautstärke eines Schallereignisses. Hier wurde der Körperschall des Versuchsfundamentes als Bewertungskriterium herangezogen. Da nicht sichergestellt werden konnte, dass immer die gleiche Kraft in den Versuchsstand eingeleitet wurde, wird die gemessene Schwinggeschwindigkeit auf den Strom des Schwingerregers bezogen. Der Schwingerreger wurde stromgesteuert betrieben, das heißt es wurde ein definierter Strom aufgeprägt. Der Strom ist der eingeleiteten Kraft proportional. Damit ist auch ein Vergleich von Messungen, bei welchen unterschiedliche Kräfte eingeleitet wurden, möglich. Die Ansteuerung erfolgte durch einen Gleitsinus im Frequenzintervall 30 Hz bis 400 Hz. Aus diesem und der gemessenen Schwinggeschwindigkeit wurde der Frequenzgang berechnet.

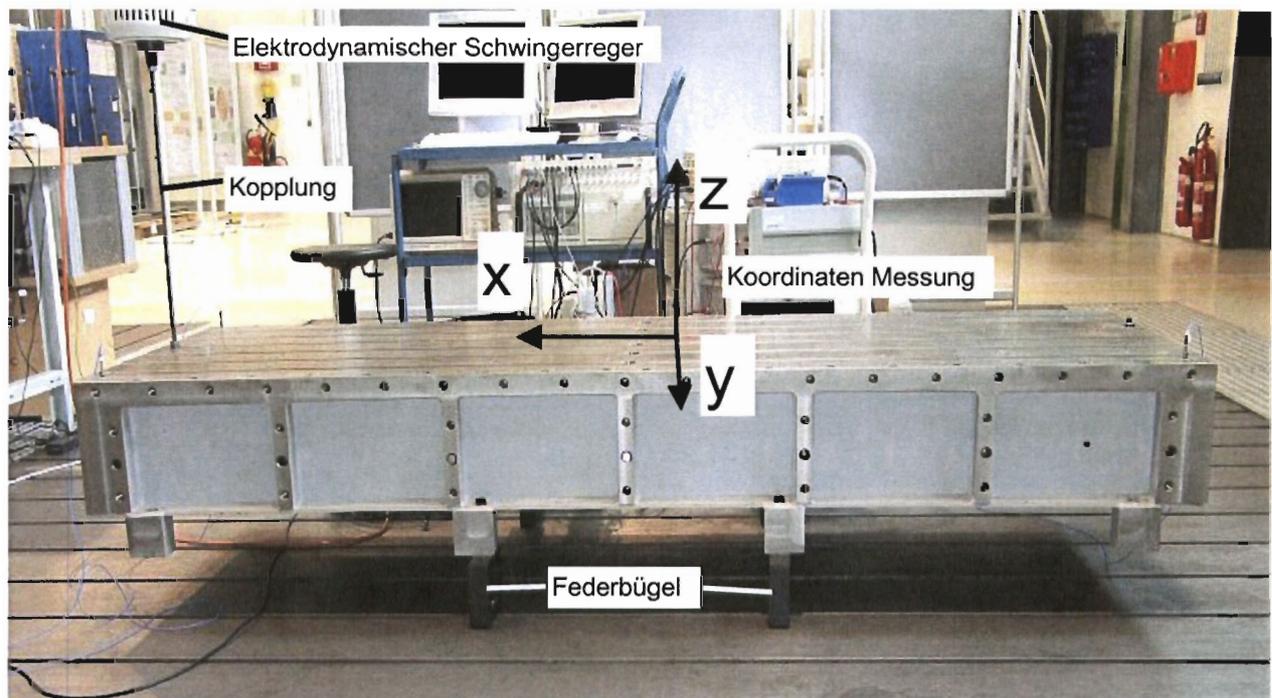


Bild 2.11: Teststand

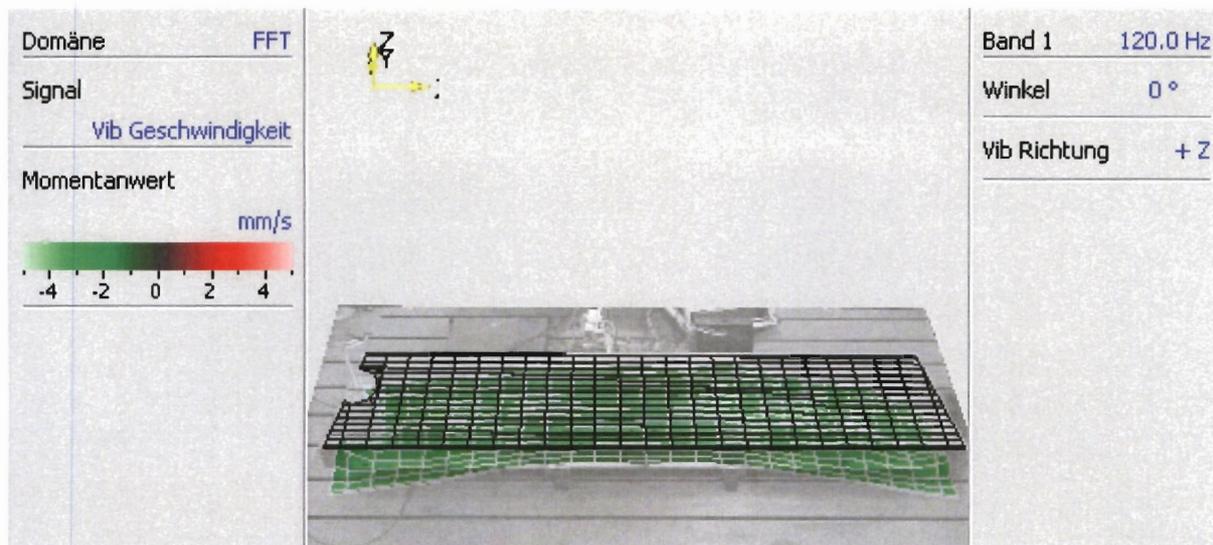


Bild 2.12: Betriebsschwingform bei Eigenfrequenz bei 120 Hz

Da das erste Exemplar des aktiven Tilgers eine Eigenfrequenz von 130 Hz hat, wurde die Masse zusätzlich erhöht, um eine Eigenfrequenz gleich der des Versuchsstandes zu gewährleisten. Bei dem zweiten Exemplar liegt die Eigenfrequenz trotz gleichartig ausgeführter serieller Steifigkeit bei einer Tilgermasse von 34 kg bei 120 Hz. Die geringere Eigenfrequenz ist auf die Kugel- Kegell- Kontakte zur Querkraftvermeidung auf die Aktoren zurückzuführen. Damit ist keine zusätzliche Masse erforderlich.

Nr.	Frequenz [Hz]	Charakteristik
1	45	Rotation um y
2	72	Rotation um y
3	82	Rotation um y + Gesamtbewegung in z
4	120	Gesamtbewegung in z mit Flügelschlagen
5	168	Flügelschlagen in z, 2 Knotenlinien entlang der Federbügel parallel zu y
6	194	Rotation um x
7	242	Flügelschlagen in z, 2 Knotenlinien parallel zu y, jedoch Knotenlinien weiter außen
8	281	Flügelschlagen in z, 2 Knotenlinien parallel zu y, jedoch Knotenlinien noch weiter außen

Tabelle 2.7: Relevante Eigenfrequenzen und Eigenformen des Versuchsstandes

2.4.2 Ergebnisse

Zur Bewertung der erreichten Schwingungsreduktion sind die Störfrequenzgänge des Versuchsstandes ohne Tilger, mit dem aktiven Tilger (Regelung aus, Piezoaktoren kurzgeschlossen; $K_r=0$) und beiden Regelgesetzen nach Gleichung (2.1), Messsignal Aktorhub, und Gleichung (2.2) bei Verwendung der Beschleunigungssignale in Bild 2.14 gegenübergestellt. Deutlich ist die Resonanzüberhöhung bei 120 Hz des Versuchsstandes ohne Tilger ausgeprägt. Bei montiertem, jedoch nicht angesteuertem aktiven Tilger (Bild 2.14, $K_r = 0$) ergibt sich der typische Frequenzverlauf für einen passiven, schwach gedämpften Schwingungstilger. Dieser ist durch zwei Resonanzen gekennzeichnet, wobei sich die eine unterhalb und die andere oberhalb der ursprünglichen Resonanz ausbildet. Die bessere Dämpfung der Resonanzen ist auf

die kurzgeschlossenen Piezoaktoren zurückzuführen. Es kommt zur Energiedissipation durch den Stromfluss, welcher aufgrund des piezoelektrischen Effektes durch die Verformung der kurzgeschlossenen Piezoaktoren entsteht. Im Vergleich zum System ohne Tilger ergibt sich eine Anhebung der Amplituden unterhalb von 115 Hz beim Einsatz des aktiven Tilgers. Dies ist auf das durch den Tilger erweiterte System und der daraus resultierenden Nebenresonanz zurückzuführen, welche in ihrer Umgebung eine Pegelerhöhung bewirkt. Dies ist unkritisch, da nach dem in Abschnitt 2.3.5 eingeführten Kriterium der Maximalwert der Amplitude im interessierenden Frequenzbereich entscheidend ist. Die Tabelle 2.1 gestattet für ausgewählte Frequenzen den quantitativen Vergleich. Die Werte wurden aus den Bild 2.1 zugrundeliegenden Daten ermittelt. Die Amplitudenreduktion nach dem Maximalwertkriterium ist in Tabelle 2.1 ersichtlich. Dabei zeigt der Regler, welcher das Signal der Dehnmessbrücken auf den Piezoaktoren auswertet, das beste Verhalten. Die Beschleunigungssignale weisen ein höheres Grundrauschen auf. Trotz der glättenden Wirkung des integral wirkenden Reglers war eine weitere Erhöhung der Reglerverstärkung nicht möglich. Der qualitative Unterschied im Amplitudengang ist auf die Reglerstruktur einerseits und die Sensorpositionen andererseits zurückzuführen. Die über die Beschleunigungsaufnehmer rückgekoppelte Schwinggeschwindigkeit charakterisiert die Relativgeschwindigkeit zwischen Montageposition und Tilgermasse, das von den Dehnmessstreifen ermittelte Signal die Aktorgeschwindigkeiten selbst. Die beiden Signale unterscheiden sich durch einen konstanten Faktor, jedoch existiert ein gewisser Phasenunterschied bereits im Arbeitsbereich.

Akustisch ist bei gleicher anregender Kraft im Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 140 Hz durch den aktiven Tilger eine deutliche Reduktion des Schallpegels wahrzunehmen. Auf eine quantitative Darstellung wird verzichtet, da das Abstrahlverhalten von Versuchsstand und WEA nicht vergleichbar ist.

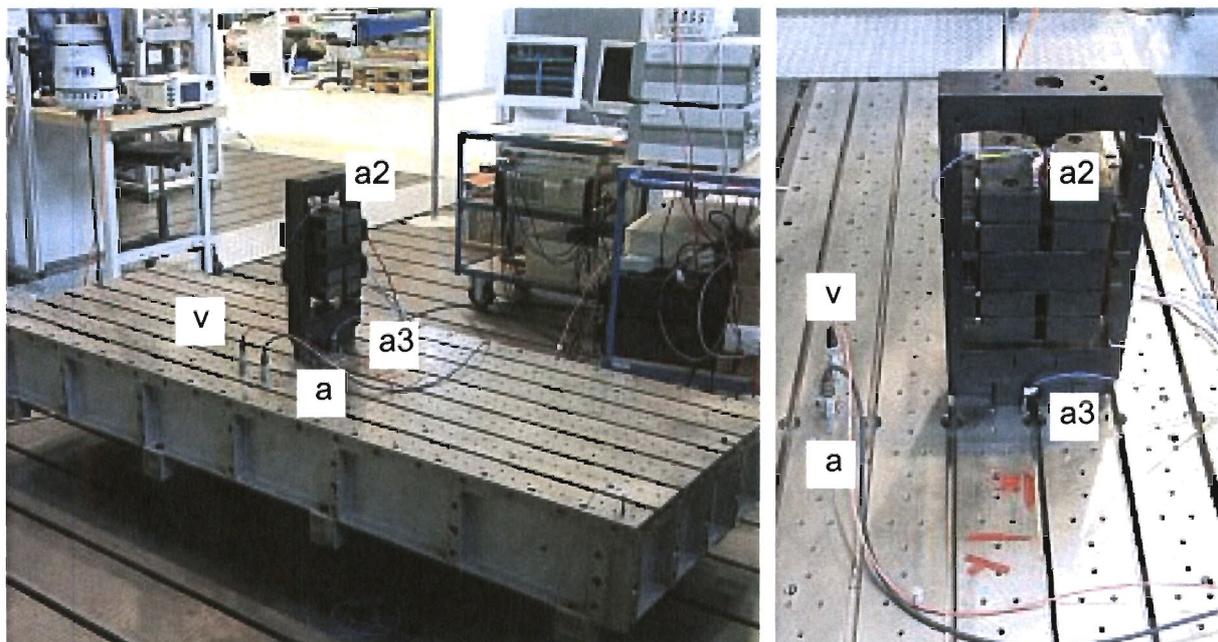


Bild 2.13: Aktiver Tilger auf dem Teststand (Sensoren gekennzeichnet)

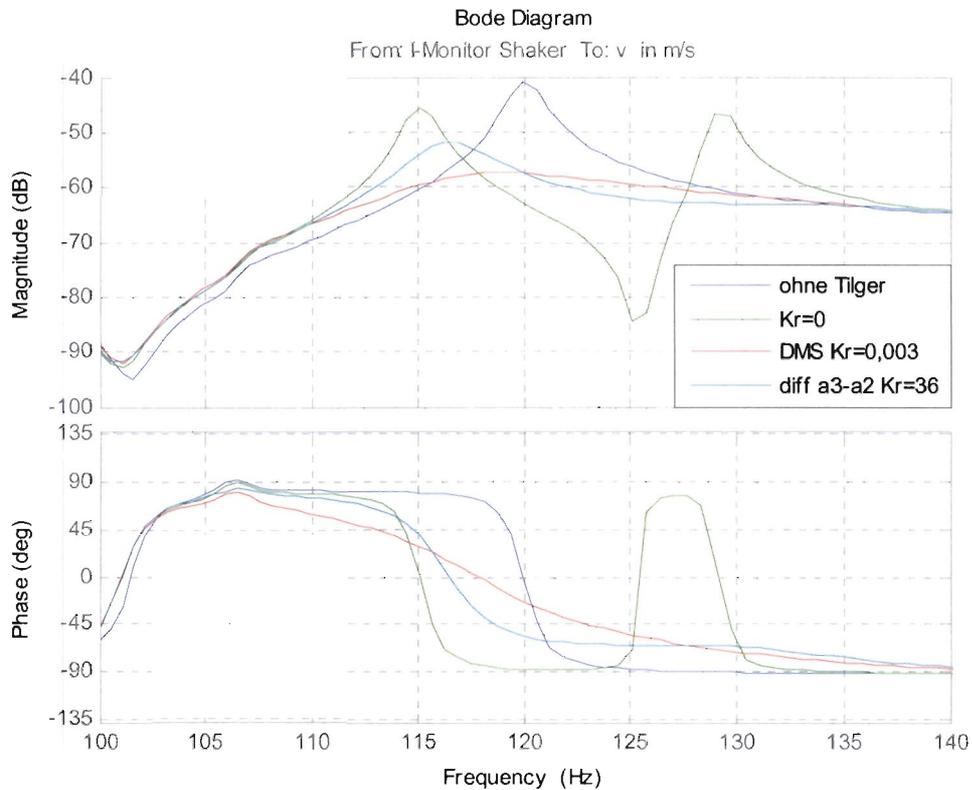


Bild 2.14: Vergleich Störfrequenzgänge

Frequenz in Hz	ohne Tilger	mit Tilger	Differenz in dB
115	-60,4	-45,5	14,9
120	-40,9	-62,9	-22
125	-56,4	-84,4	-28
129	-60,4	-46,9	13,5

a) Vergleich Versuchstand – Versuchstand mit Tilger ungeregelt

Frequenz in Hz	ohne Tilger	DMS	Differenz in dB
115	-60,4	-59,7	0,7
120	-40,9	-57,5	-16,6
125	-56,4	-59,6	-3,2
129	-60,4	-61,1	-0,7

b) Vergleich Versuchstand – Versuchstand mit Tilger, DVF nach Gleichung (2.1)

Frequenz in Hz	ohne Tilger	diff a3-a2	Differenz in dB
115	-60,4	-54,2	6,2
120	-40,9	-57,5	-16,6
125	-56,4	-62,1	-5,7
129	-60,4	-63	-2,6

c) Vergleich Versuchstand – Versuchstand mit Tilger, DVF nach Gleichung (2.2)
für Spalte Differenz: negatives Vorzeichen - Reduktion

Tabelle 2.8: Amplituden und Amplitudendifferenzen für Einzelfrequenzen

Regleransatz	Amplitudenreduktion [dB]
DVF nach Gleichung (2.1)	16,5
DVF nach Gleichung (2.2)	12

Tabelle 2.9: Amplitudenreduktion nach dem Maximalamplitudenkriterium

Für die adaptive Störgrößenaufschaltung sind keine Ergebnisse dargestellt. Die beiden untersuchten Methoden haben sich als nicht geeignet herausgestellt. Die Adaptionsraten waren zu gering, um auf die Drehzahländerungen, wie sie bei Windenergieanlagen auftreten, ausreichend schnell reagieren zu können. Wurden die Lernfaktoren höher eingestellt, neigte das System zur Instabilität. Dies gilt für alle Varianten der untersuchten kleinste Fehlerquadrate- Algorithmen. Die Störgrößenaufschaltung verfügt jedoch über ein hohes Potential zur weiteren Verbesserung der Tilgerwirkung. Dies sei anhand von Bild 2.15 erläutert. Bei den Versuchen wurde das über den Schwingerreger eingeleitete Störsignal über einen Bandpass 6. Ordnung (Besselcharakteristik, Mittenfrequenz 120 Hz, Bandbreite 10 Hz) auf den mit DVF geregelten aktiven Tilger mit unterschiedlichen Verstärkungsfaktoren (K_{R2}) aufgeschaltet. Mit Vergrößerung von K_{R2} ist eine weitere deutliche Absenkung im Amplitudengang zu verzeichnen. Dies ist deshalb besonders bemerkenswert, da der Bandpass um seine Mittenfrequenz eine starke Phasendrehung aufweist und so nur für eine Frequenz eine exakte, phasenrichtige Kompensation möglich ist.

Im Anschluss an das Projekt wird im Rahmen einer Diplomarbeit ein weiterer Regleransatz untersucht werden, mit welchem die zu geringen Adaptionsraten der kleinsten Fehlerquadrate Algorithmen vermieden werden sollen. Der Ansatz basiert auf einem Phasendetektor in Analogie zur aus der Nachrichtentechnik bekannten Nachlaufsynchronisation [Wu].

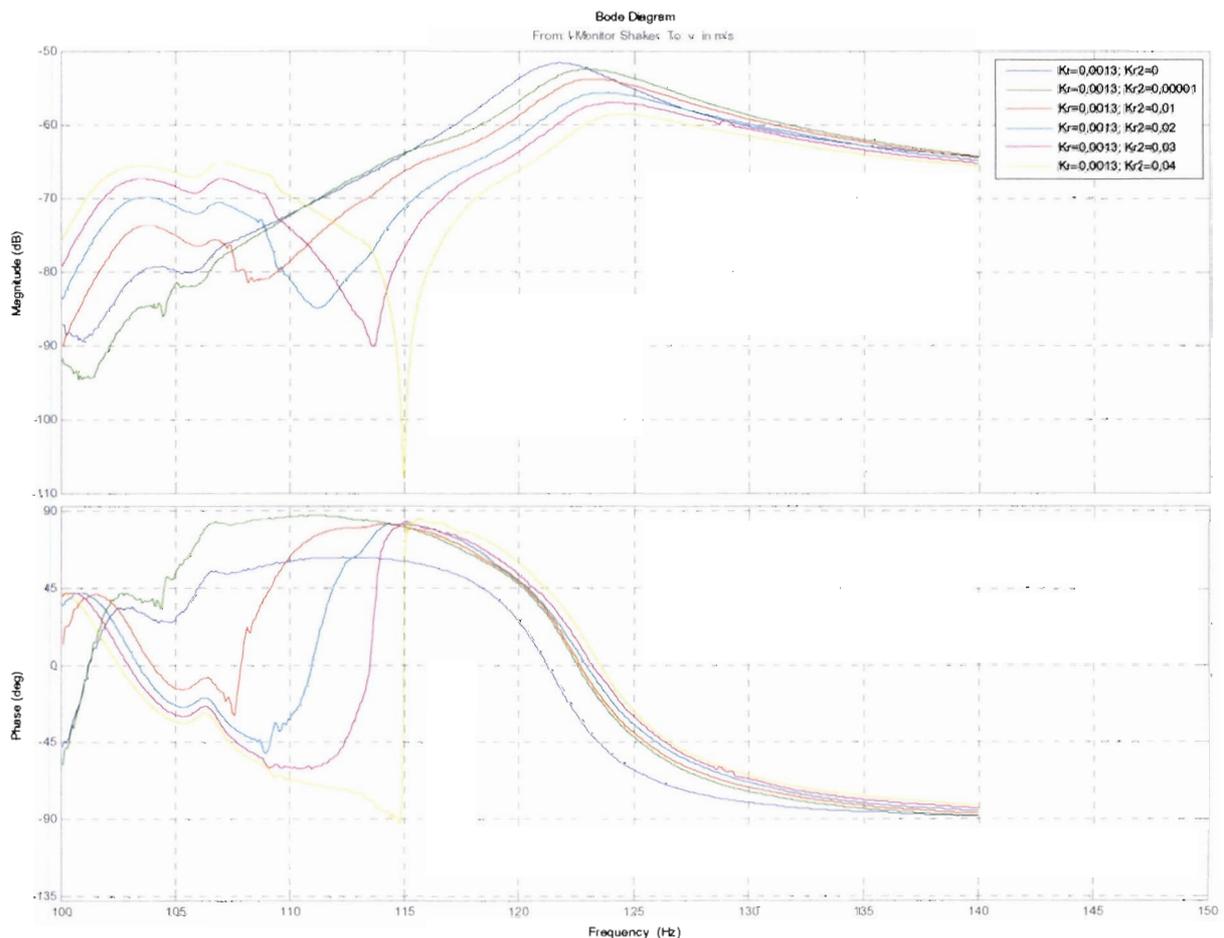


Bild 2.15: Störfrequenzgänge bei fester Störgrößenaufschaltung

2.4.3 Vergleich mit passiven Schwingungstilgern

Zum Vergleich des aktiven Systems mit passiven gedämpften Schwingungstilgern wurden zwei passive Schwingungstilger durch die Firma ESM für den Eigenmode 4 des Versuchstandes (Bild 2.12, Tabelle 2.7) ausgelegt und bereitgestellt. Dabei hat der eine Tilger eine mit dem aktiver Tilger vergleichbare Masse, der zweite die dreifache Masse (Tabelle 2.10., Bild 2.16) Für die Auslegung der Tilger wurde zunächst messtechnisch ein äquivalenter Einmassenschwinger für den Versuchstand bei der Frequenz von 120 Hz bestimmt. Anhand dieses Modells die notwendige Eigenfrequenz der Tilger bestimmt. Die Einstellung der passiven Schwingungstilger erfolgte nach dem bekannten Optimalitätskriterium [Vdi], wobei, da die Optimaldämpfung technisch nicht realisierbar war, aber eine Anpassung der Tilgerfrequenz an die reale Tilgerdämpfung vorgenommen wurde. In Bild 2.17 sind wiederum die Übertragungsfunktionen von anregender Kraft zur Schwinggeschwindigkeit am Messpunkt dargestellt.

	Ersatzmodell	Tilger 1	Tilger 2
Masse [kg]	1391	35	104
Frequenz [Hz]	120	117	111
$\mu = m_{\text{Tilger}}/m_{\text{Ersatzmodell}}$ [%]	-	2,7	8

Tabelle 2.10: Parameter des Ersatzmodells des Versuchstandes bei 120 Hz und Tilgerparameter

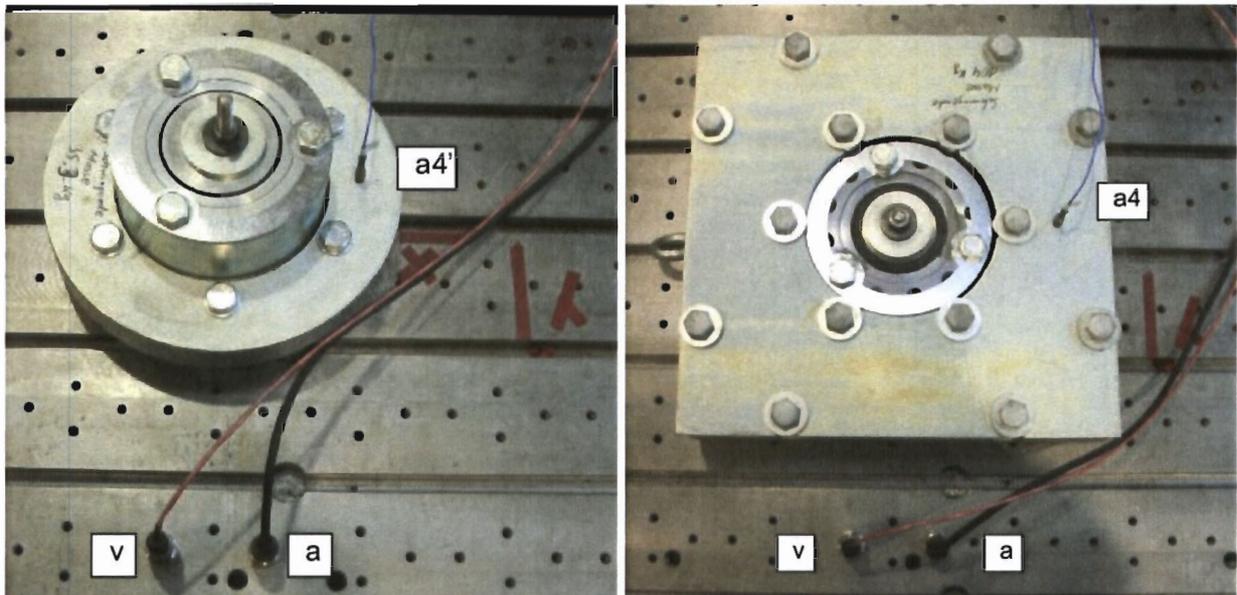


Bild 2.16: passive Tilger und Sensoren auf dem Versuchstand (Tilger 1 links; Tilger 2 rechts)

Der aktive Tilger erreicht die beste Schwingungsreduktion (Nutzung des Regleralgorithmus (2.1)). Schon bei einem fest eingestellten Regler zeigen sich die Vorteile des aktiven Ansatzes gegenüber den passiven Schwingungstilgern. Das der passive Tilger mit der kleineren Tilgermasse eine höhere Wirkung als andere passive Tilger aufweist, ist auf die vom Masseverhältnis abhängige Optimaldämpfung zurückzuführen [Vdi]. Je größer das Massenverhältnis μ ist

desto größer ist der Wert der Optimaldämpfung. Die Dämpfung ist jedoch bei beiden Tilgern, durch das Elastomerelement bestimmt, annähernd gleich groß.

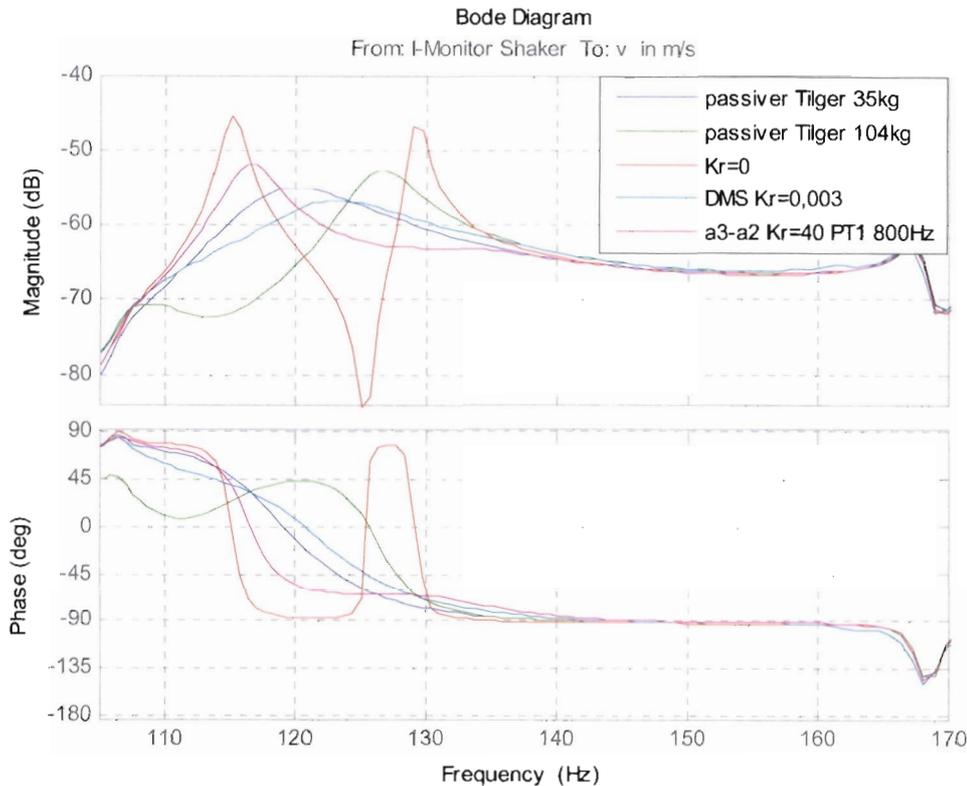


Bild 2.17: Vergleich aktiver Tilger - passive Tilger (Störfrequenzgang)

2.5 Ökologische und ökonomische Bewertung der Vorhabensergebnisse

Mit den Vorhabensergebnissen wird ein Beitrag zum Schallimmissionsschutz geleistet. Es ist zu erwarten, dass Anlagen, welche mit Tonzuschlägen beaufschlagt sind, durch Nachrüstung mit aktiven Tilgern ohne Zuschläge auskommen. Damit wird erreicht, dass keine störenden Einzeltöne im Schallspektrum der Anlage wahrzunehmen sind.

Neben dem direkten Beitrag zum Schallschutz kann das System zur Verbesserung des Anlagenertrages beitragen, da der Betrieb in ungünstigen Lastbereichen zur Vermeidung der Grenzwertüberschreitungen oder gar Nachtabschaltungen vermieden werden können. Damit verbessert sich die ökologische und ökonomische Bilanz der Windenergieanlage insgesamt.

Das Verständnis für die Übertragungsmechanismen, welche dazu führen, dass Getriebe-schwingungen zur Abstrahlung tonaler Komponenten führen, wurde vertieft und kann für die Entwicklung leiser Anlagen genutzt werden.

Die Systemkosten werden bei Verwendung angepasster Leistungsverstärker bei ca. 10.000 € liegen. Damit ist das System deutlich günstiger als Getriebewechsel, bei welchen Kosten von über 100.000 € anfallen.

Neben dem direkt messbarem ökologischen und ökonomischen Nutzen ist die Erhöhung der Akzeptanz von Windenergie durch leise Anlagen nicht zu unterschätzen. In Problemfällen

durch Tonalität kann durch den aktiven Tilger schnell Abhilfe geschaffen werden. Positive Beispiele tragen zur Gesamtakzeptanz bei.

Eine abschließende Bewertung ist erst nach einer Erprobung des Systems auf verschiedenen WEA möglich.

Der im Projekt verfolgte Ansatz ist skalierbar und damit auch für andere Bereiche anwendbar. Er kann zum Schall- und Arbeitsschutz bei Bearbeitungsmaschinen beitragen. Durch eine aktive Schwingungsreduktion ist auch eine Erhöhung der Werkstückqualität bei gleichzeitiger Effizienzsteigerung möglich. Als Beispiel sei die Rattervermeidung bei spanenden Bearbeitungsprozessen angeführt.

2.6 Verbreitung der Vorhabensergebnisse

Erste Ergebnisse aus dem Projekt wurden auf der Wind Turbine Noise 2007 [III1], dem Adaptronic Congress 2007 [III2] und dem International Symposium on Piezocomposite Applications [III3] dem Fachpublikum präsentiert.

Eine Zeitschriftenveröffentlichung erfolgte im Umweltmagazin [III4]. Kurzberichte über das Vorhaben finden sich im Newsletter der Firma Physik Instrumente PI [Pin] und im Newsletter der Fraunhofer Allianz Adaptronik [Faa] sowie im Jahresbericht 2007 des Fraunhofer IWU [Iwu].

Einer breiten Öffentlichkeit wurde das Projekt im Rahmen der Woche der Umwelt 2007, veranstaltet vom Bundespräsidenten Horst Köhler und der Deutschen Bundesstiftung Umwelt, vorgestellt.

3 Fazit

Mit diesem Bericht wurde ein piezobasiertes aktives Tilgersystem zur Reduktion tonaler Schallemissionen vorgestellt. Es wurde im Rahmen des Projektes „Untersuchung des Einsatzes aktiver Tilger zur Verringerung von Schallemissionen an Windkraftanlagen“ entwickelt und besteht aus dem mechanischen Aktor, der Sensorik sowie einer Elektronik zur Signalverarbeitung, welche die Regelalgorithmen umsetzt. Das System wurde im Laborversuch erprobt und die Funktion nachgewiesen.

Im Projektverlauf wurde eine Anlage, welche tonale Emissionen aufwies, schwingungstechnisch vermessen. Dadurch konnte der Übertragungspfad der Schwingungen, welche zu tonaler Schallabstrahlung führen, charakterisiert werden. Kenntnisse über benötigte Kräfte zur Kompensation der Schwingungen und mögliche Montagepunkte für das entwickelte System wurden bestimmt. Ergänzend dazu wurden FE- Rechnungen zur Analyse des Schwingverhaltens durchgeführt.

Für einen abschließenden Funktionsnachweis stand zum Ende der Projektlaufzeit weder die im Rahmen des Projektes vermessene noch eine andere Anlage zur Verfügung. Die endgültige Validation des Ansatzes steht damit aus. Die Ergebnisse der Laborversuche und die Erfahrungen der Firma ESM bei der Nutzung passiver gedämpfter Schwingungstilger lassen jedoch ein positives Ergebnis erwarten.

Eine Erprobung auf einer von Tonalität betroffenen Windenergieanlage ist deshalb geplant. Bei Erfolg wird ein größerer Feldversuch mit verschiedenen Anlagen angestrebt, um zu prüfen, wie gut das System bei unterschiedlichen Randbedingungen und in unterschiedlichen Arbeitspunkten arbeitet.

Weiterer Entwicklungsbedarf besteht in der Entwicklung von angepassten Leistungsverstärkern für das aktive Tilgersystem sowie eines adaptiven Regelungsansatzes mit hohen Adaptionsraten.

Der Ansatz kann auch auf andere Anlagen mit Großgetrieben übertragen werden. Damit kann ein Betrag zum Schallimmissionsschutz zum Beispiel bei Tagebauanlagen realisiert werden. Das Prinzip ist skalierbar, deshalb ist das System auch für andere Anlagen und Maschinen im Innenbereich umsetzbar und könnte so einen Beitrag zum Schallschutz am Arbeitsplatz leisten.

Beim Einsatz des Systems auf Windenergieanlagen ist zu prüfen, inwiefern sich die Reduktion des Körperschalls sich positiv auf die Getriebelebensdauer auswirkt. Hier sind grundlegende Untersuchungen notwendig.

4 Literaturverzeichnis

- [Din] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 45681, Akustik - Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschimmissionen. Berlin 2006
- [Faa] Fraunhofer-Allianz Adaptronik (Hrsg.): Untersuchung des Einsatzes aktiver Tilger zur Verringerung von Schallemissionen an Windkraftanlagen. FAA Newsletter September 2007
http://www.adaptronik.fraunhofer.de/accessories/FAA_Newsletter07.pdf
- [Fgw] Fördergesellschaft Windenergie e.V. (FGW) (Hrsg.): Technische Richtlinien für Windenergieanlagen, Revision 16, Stand: 01.07.2005 Teil 1: Bestimmung der Schallemissionswerte;
- [Iec] International Electrotechnical Commission: IEC 61400-11 Wind turbine generator systems - Part 11: Acoustic noise measurement techniques, 2006
DIN EN 61400-11, Windenergieanlagen, Teil 11: Schallmessverfahren
- [II1] Illgen, A.; Drossel, W.-G.; Wittstock, V.; Mitsch, F.; Hanus, K.-H.; Wiedemann, L.: Passive and active dynamic vibration absorbers for gear box noise reduction in wind turbines. International Institute of Noise Control Engineering -INCE-: Wind Turbine Noise 2007. CD-ROM : 2nd International Conference, Lyon, 2007
- [III2] Illgen, A.; Drossel, W.-G.; Wittstock, V.; Schirmer, W.; Wiedemann, L.: Active Vibration Absorber for Gear Box Noise Reduction in Wind Turbines. Adaptronic Congress, Göttingen, 2007
- [III3] Illgen, A.; Wittstock, V.: Piezo based active vibration absorber for gear box noise reduction in wind turbines. Fraunhofer-Institut für Keramische Technologien und Systeme (IKTS), Dresden: Piezocomposite Applications. CD-ROM : September 27-29, 2007, Dresden, ISPA 2007
- [III4] Illgen, A.: Mit Piezoaktoren aktiv gegen Brummtöne. UmweltMagazin (2008), Nr.3, S.59-60 ISSN: 0041-6355
- [Iwu] Fraunhofer IWU (Hrsg.): Leise Energie - Lärminderung an Windkraftanlagen. Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU, Jahresbericht 2007/2008, S. 54
- [Kuo] Kuo, S.-M.; Morgan, D.-R.: Active Noise Control Systems - Algorithms and DSP Implementations, John Wiley & Sons Inc. 1996
- [Loi] Loix, N.; Verschueren, J. Ph.: „Stand-Alone Active Damping Device“. S 267-270, Tagungsband, Adaptronic Congress 2005, Göttingen 2005
- [Pin] Physik Instrumente (PI) GmbH und Co. KG (Hrsg.): Projekt: Windkraftanlagen Untersuchung des Einsatzes aktiver Tilger zur Verringerung von Schallemissionen. PI News Karlsruhe November 2007
http://www.physikinstrumente.de/de/newsletter/pdf/PI_News_36D_Mikroskopietisch_Kippspiegel_Schallreduktion_PiezoController.pdf
- [Pre] Preumont, A.: Vibration Control of Active Structures An Introduction. Dordrecht, Kluwer Academic Publisher: 2002
- [Sie] Siebald, H.; Campanile, L. F.; Friedrichs, A.; Gnauert, U.; Neumann, J.: „Entwicklung einer aktiven Schwingungslagerung zur Reduzierung der Schallemission von Windkraftanlagen – Laboruntersuchungen“, Abschlußbericht Entwicklungsprojekt, ERAS GmbH, Göttingen 1998
- [Tal] Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm (TA Lärm), 6. Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz; 01.11.1998
- [Vdi] VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb (Ed.): VDI 3833 Blatt 2 Schwingungsdämpfer und Schwingungstilger – Schwingungstilger und Schwingungstilgung, Düsseldorf 2006

- [Wie1] Wiedemann L.: Einsatz aktiver Tilger zur Verringerung der Schallemission von Windenergieanlagen Schwingungssituation im Anlagenbetrieb, Zwischenbericht Nr. 32702-1.001, Dresden 2006
- [Wie2] Wiedemann L.: Einsatz aktiver Tilger zur Verringerung der Schallemission von Windenergieanlagen Messungen mit künstlicher Schwingungsanregung Mobilität und dynamische Kräfte, Zwischenbericht Nr. 32702-1.002, Dresden 2006
- [Wit] Wittor, R.: „Getriebeakustik von WEA-Getrieben“, Tagungsband. 3. Rheiner Windenergie-Forum, Rheine 2005
- [Wiv] Wittstock, V: Piezobasierte Aktor-Sensor-Einheiten zur uniaxialen Schwingungskompensation in Antriebssträngen von Werkzeugmaschinen, Verlag Wissenschaftliche Scripten, Zwickau 2007
- [Wu] Wu, S.-T.; Shao, Y.-J.: Adaptive vibration control using a virtual-vibration-absorber controller, Journal of Sound and Vibration Issu 305, S 891-903. 2007

5 Anhang

5.1 Messungen auf der Referenzanlage

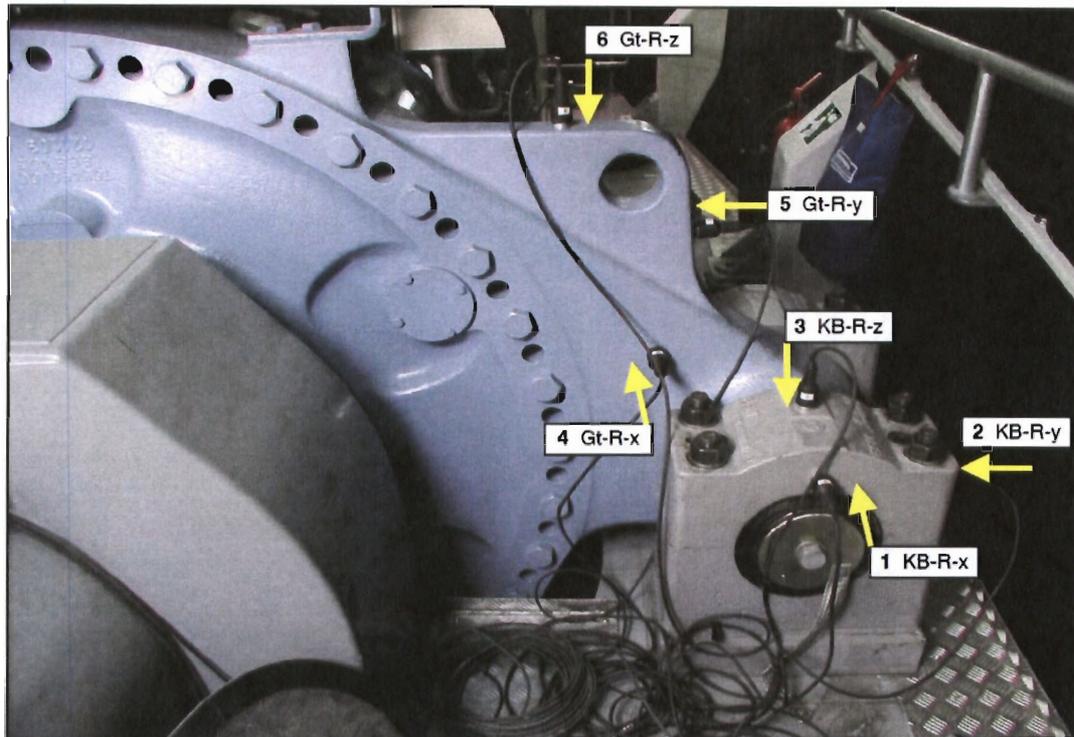


Bild 5.1: Lage der Messpunkte 1-6 (Blick von der Nabe)



Bild 5.2: Schall-Messpunkt mit Windschirm auf schallharter Platte

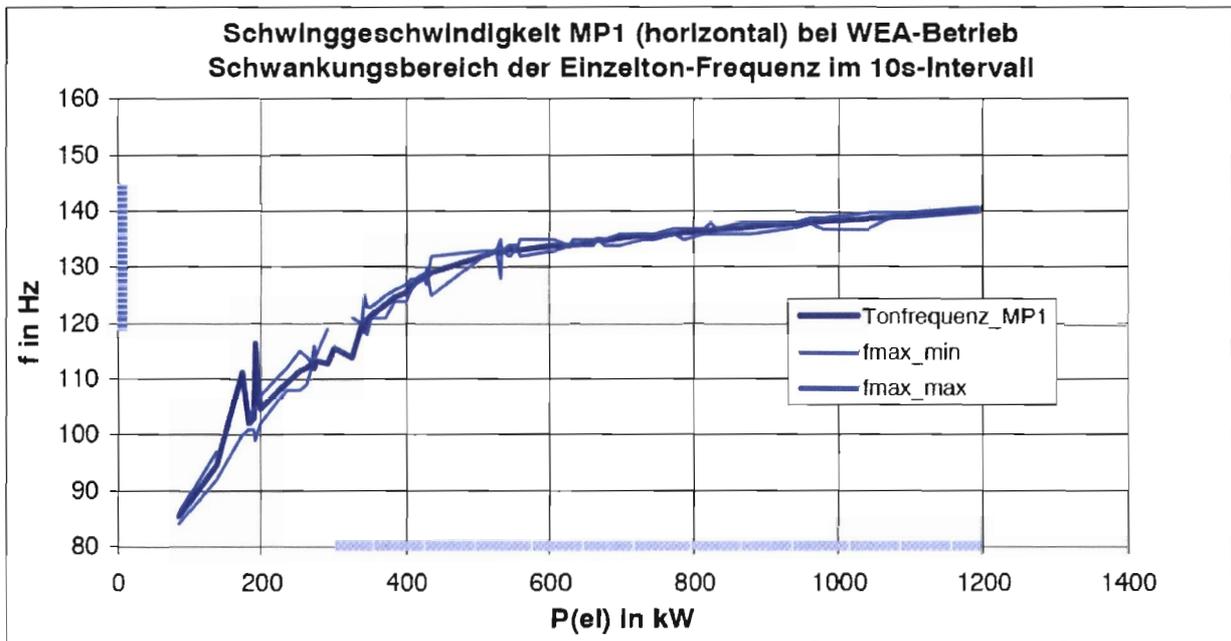


Bild 5.3: Schwankungsbereich der Einzelton-Frequenz im 10 s Intervall

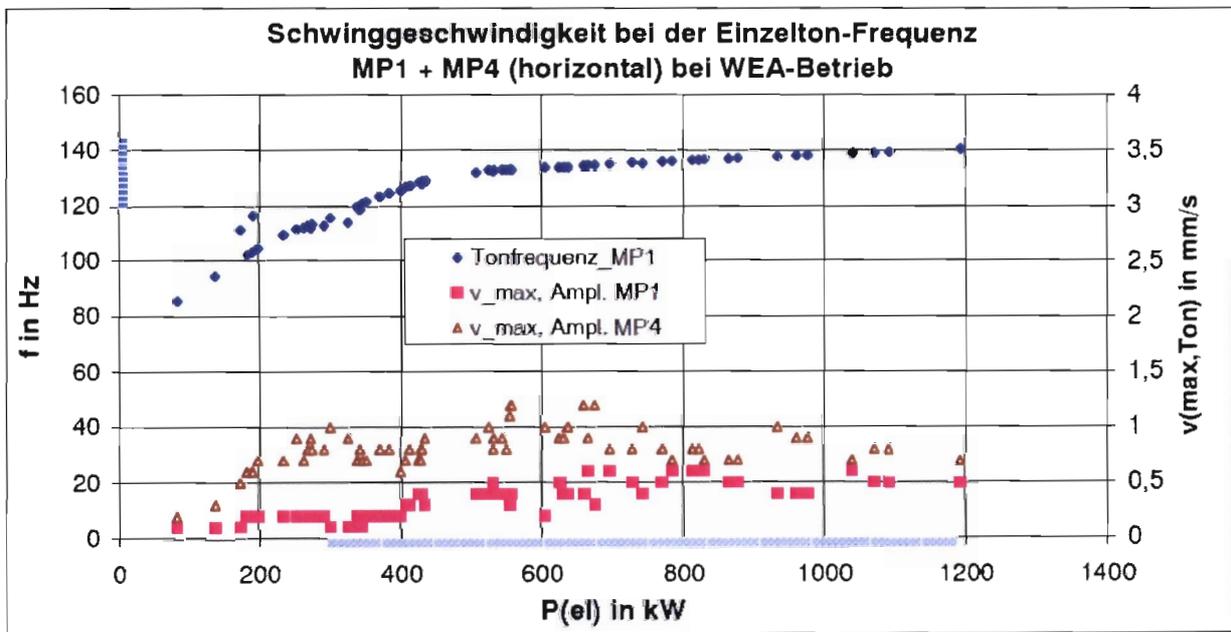
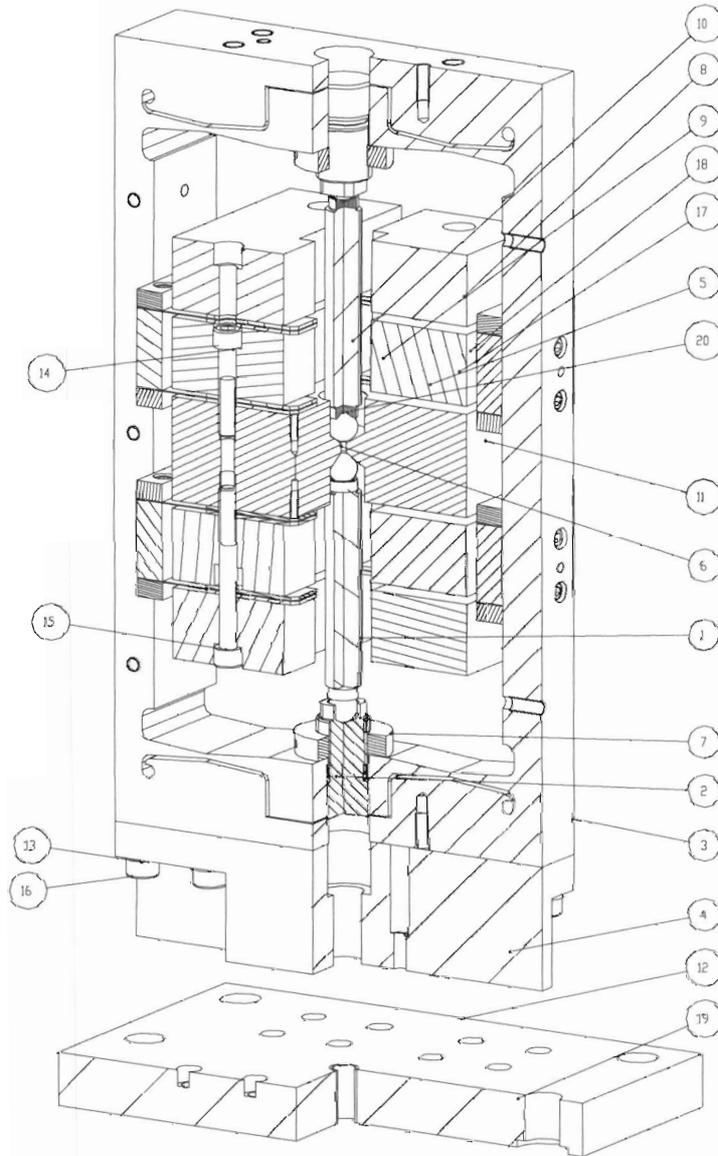


Bild 5.4: Schwinggeschwindigkeit bei der Einzelton-Frequenz MP1 + MP4 (horizontal) bei WEA-Betrieb

5.2 Funktionsmuster



1	2	3	4	5	
Life	Stack	Part Number	Material	Weight	
nr	pos			in kg	
1	2	B56-09-01-00-0	0	Piezostapel mit Endstuecken	0.175
2	2	B56-09-02-05-1	1	Spannschraube	0.321
3	1	B56-09-06-02-1	0	Nacharbeit Tilgerbuegel	18.882
4	1	B56-09-06-03-1	0	Adapterplatte	6.769
5	4	B56-09-06-04-1	0	Klotz	0.793
6	1	B56-09-06-06-1	1	Tilgermasse	9.916
7	2	B56-09-06-07-1	0	Mutter	0.145
8	8	B56-09-06-08-1	0	Zusatzgewicht	2.987
9	8	B56-09-06-09-1	0	Tilgerfeder	0.033
10	16	B56-09-06-10-1	0	Zwischenlage	0.076
11	8	B56-09-06-11-1	0	Spannleiste	0.160
12	1	B56-09-06-12-1	0	Grundplatte unten	16.671
13	8	D433_13		Scheibe	0.000
14	4	D912_M10X50		Zylinderschraube mit Innensechskant	0.044
15	4	D912_M10X90		Zylinderschraube mit Innensechskant	0.044
16	8	D912_M12X40		Zylinderschraube mit Innensechskant	0.044
17	32	D912_M6X16		Zylinderschraube mit Innensechskant	0.044
18	16	D912_M6X25		Zylinderschraube mit Innensechskant	0.044
19	1	KISTLER_9347B	0	3D-Kraftmessdross	1.038
20	4	STAHLKUGEL-16	0	gehärtet	0.000

Bild 5.5: Schnittbild Funktionsmuster aktiver Tilger (nicht maßstabsgerecht)

5.3 Steuerungs- und Regelungselektronik

5.3.1 Leistungsmerkmale und technische Daten

Eine Übersicht der technischen Leistungsmerkmale der einzelnen Module ist in nachfolgenden Tabellen zusammengestellt.

CPU-Modul

Prozessor:	Renesas SH7203, integrierte Gleitkomma-Recheneinheit
Rechenleistung:	480 MIPS
Speicher:	128 MBit SDRAM, 32 MBit Flash-Memory
Schnittstellen:	4 serielle RS232-Schnittstellen, 1 digitale Stereo-Audio-Schnittstelle, 2 SPI-Schnittstellen, universelle digitale IO-Ports
Programmierung:	Über JTAG-Emulator-Schnittstelle oder optional über RS232
Betriebssystem:	Proprietäres Echtzeit-Betriebssystem, speziell für die Tilger-Anwendung angepasst.
Programmierungsumgebung:	KPIT-GNUTools (GNU C-Compiler) und Renesas HEW, Renesas JTAG-Emulator
Abtastrate:	12 kHz

DAC-Modul

Anzahl der Kanäle:	2
Auflösung:	Je 12 Bit
Ausgangspegel:	+/- 5V ohne Ausgangsfilter, +/- 10V mit Ausgangsfilter
Wandlertyp:	Burr Brown (Texas Instruments) DAC7612
Wandlungsrate:	12 kHz (durch CPU-Modul vorgegeben)
Ausgangsfilter:	Bessel-Tiefpass 4. Ordnung mit 2 kHz Grenzfrequenz
Schnittstelle:	1 SPI-Schnittstelle für beide Kanäle
Potentialtrennung:	Für SPI-Schnittstelle über magnetoresistive Koppler (ISOLOOP der Firma NVE)

ADC-Modul

Anzahl der Kanäle:	2
Auflösung:	Je 24 Bit
Wandlertyp:	Burr Brown (Texas Instruments) PCM1804
Abtastrate:	48 kHz, im CPU-Modul Dezimation auf 12 kHz.
Sensorschnittstellen:	2 Schnittstellen für den direkten Anschluß von ICP-Beschleunigungssensoren. Konstantstrombetrieb mit ca. 9 mA. Spannungsverstärkung: Max. 1000.
AUX-Schnittstellen:	2 Schnittstellen für den Pegelbereich +/- 10V, Schnittstellen umschaltbar.
Anti-Aliasing-Filter Kanal):	(je Besseltiefpass 6. Ordnung mit 2 kHz Grenzfrequenz, gefolgt von einem Schalter-/Kondensator-Bessel-Tiefpass 10. Ordnung mit einstellbarer Grenzfrequenz. Wahlweise auch Umschaltung auf externes Filter möglich.
Bedienung und Konfiguration:	Über RS232-Schnittstelle oder SPI-Schnittstelle des CPU-Moduls. EEPROM zur Speicherung von Konfigurationsdaten.
Steuerung:	Über eigenen Mikrocontroller ATMEL ATMEGA128.
Betriebssystem:	Proprietäres Echtzeit-Betriebssystem.

Programmierung: Über JTAG-Emulator-Schnittstelle.
Programmierungsumgebung: GNU Toolchain (GNU C-Compiler, avarice JTAG).
Potentialtrennung: Für Audio- und SPI-Schnittstelle über magnetoresistive Koppler (ISOLOOP der Firma NVE).

5.3.2 Aufbau und Funktionsweise

Die Steuereinheit besteht aus drei unabhängigen Modulen: ADC, CPU und DAC. Jedes dieser Module besitzt eine eigene Stromversorgung und ist von den übrigen Modulen galvanisch getrennt. Die Trennung geschieht dabei über sogenannte ISOLOOP-Koppler. Hierbei handelt es sich um magnetoresistiv arbeitende Hochgeschwindigkeits-Koppelemente für sehr hohe Datenraten (bis 100 MBit/s). Dieses Konzept der galvanischen Trennung bietet ein Maximum an Freiheitsgraden bei der Gestaltung des Massekonzeptes, vermeidet die Entstehung von Brummschleifen und reduziert dadurch Störungen. ADC-Modul und CPU-Modul arbeiten jeweils autark, d.h. jedes Modul verfügt über ein eigenes Betriebssystem und eine eigene RS232-Schnittstelle, über die Bedienung und Konfiguration vorgenommen werden. Alle Komponenten finden in einem kompakten Aluminium-Tubusgehäuse.

Die Funktionsweise der einzelnen Module sei nachfolgend anhand von Blockschaltbildern erläutert.

CPU-Modul

Das CPU-Modul arbeitet mit dem Prozessor SH7203 der Firma Renesas, der für die gegebene Anwendung eine Reihe von Vorteilen bietet:

1. Ausreichend hohe Rechengeschwindigkeit (480 MIPS).
2. 32-Bit-Architektur.
3. Integrierte Gleitkomma-Recheneinheit mit Unterstützung doppelter Genauigkeit (64 Bit).
4. Sehr geringer Leistungsverbrauch (< 1 W).
5. Umfangreiche Peripheriefunktionen (Timer, Schnittstellen: Stereo-Audio, SPI, RS232, IO-Ports, SDRAM, Memory).
6. Leistungsfähige und kostengünstige Entwicklungsumgebung (GNU-Compiler).
7. JTAG-Interface für komfortables Debugging.

Das Blockschaltbild des CPU-Moduls zeigt Bild 5.6, das CPU-Modul selbst zeigt Bild 5.7.

Als Arbeitsspeicher stehen zur Verfügung:

- 32 MBit nicht-flüchtiger Flash-Speicher mit 16 Bit Datenbusbreite, d.h. organisiert zu 2M-Worten a 16 Bit.
- 128 MBit schneller SDRAM-Speicher, ebenfalls mit 16 Bit Datenbusbreite, d.h. organisiert zu 8M-Worten a 16 Bit.

- Zusätzlich enthält die CPU einen internen Hochgeschwindigkeits-RAM-Speicher, in dem zeitkritische Programmteile ausgeführt werden können.

Die Abtastrate des Tilger-Systems ist auf 12 kHz festgelegt, die aus dem 48 kHz Wandlungstakt des ADC-Moduls durch Dezimation abgeleitet werden. Die digital gewandelten Sensorsignale erhält das CPU-Modul mit dieser Datenrate über eine digitale Audio-Schnittstelle. Für die bidirektionale Kommunikation mit dem Mikrocontroller des ADC-Moduls dient eine SPI-Schnittstelle. Eine weitere SPI-Schnittstelle ist für die Kommunikation mit dem DAC-Modul vorgesehen.

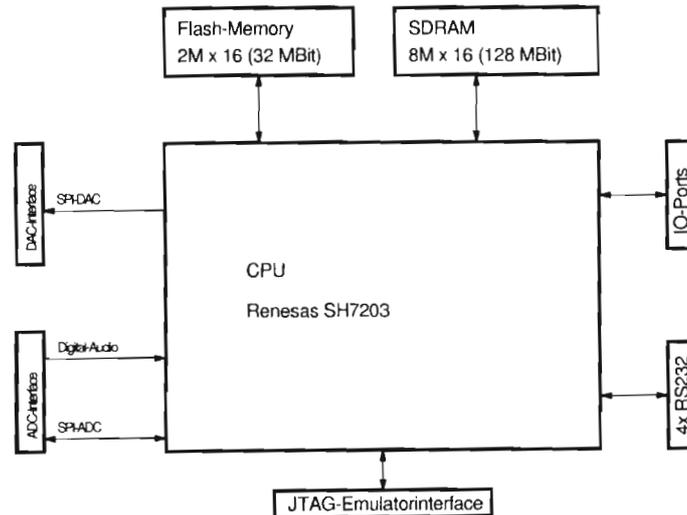


Bild 5.6: CPU-Modul-Blockschaltbild

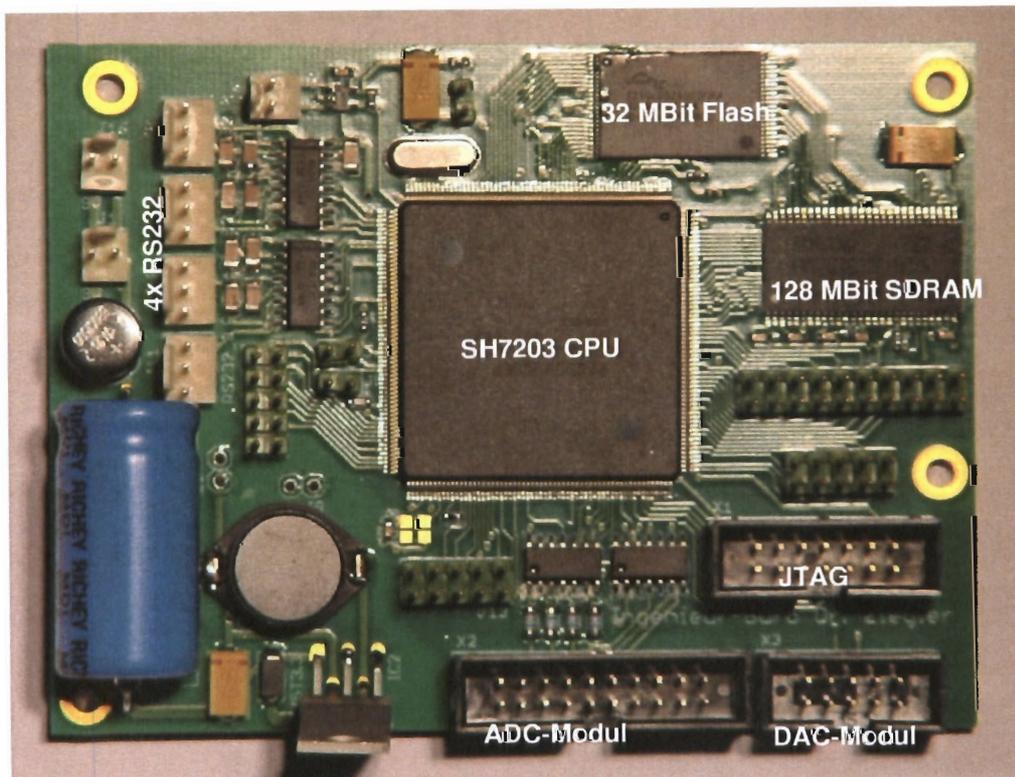


Bild 5.7: CPU-Modul

DAC-Modul

Das DAC-Modul enthält zwei 12-Bit Digital-/Analog-Wandler und erzeugt aus den vom CPU-Modul berechneten Daten die nötigen Ansteuerspannungen für die Aktuator-Leistungsverstärker. Den entsprechenden digitalen Datenstrom erhält das DAC-Modul vom CPU-Modul über eine potentialgetrennte SPI-Schnittstelle. Nach der Wandlung dieser digitalen Daten erfolgt eine Pegelanpassung auf den gewünschten Ausgangsspannungsbereich von $\pm 10V$, sowie eine Tiefpassfilterung. Zugunsten geringer Phasenverzerrung wurde hier eine Bessel-Charakteristik gewählt. Das Tiefpassfilter besitzt eine Grenzfrequenz von 2 kHz und die Ordnung 4. Die Ausgangsspannungen stehen auch ungefiltert an separaten BNC-Buchsen zur Verfügung, falls ein externes Filter benutzt werden soll. Das Blockschaltbild des DAC-Moduls zeigt Bild 5.8, das DAC-Modul selbst zeigt Bild 5.9.

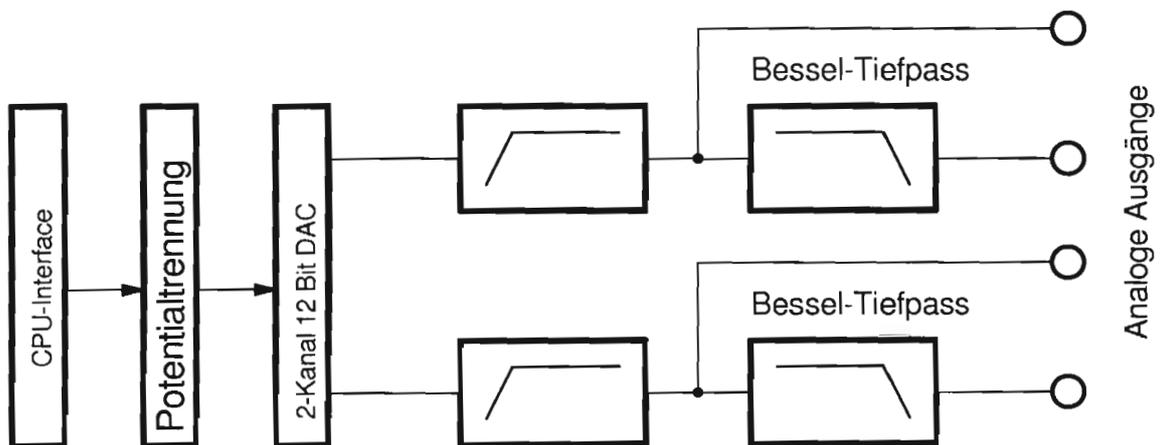


Bild 5.8: DAC-Modul-Blockschaltbild

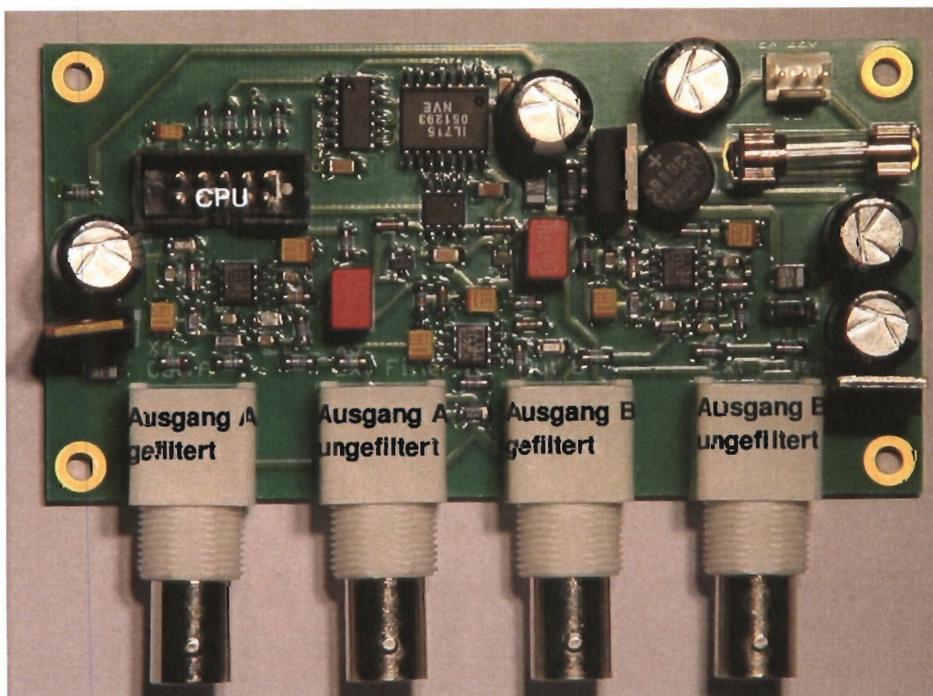


Bild 5.9: DAC-Modul

ADC-Modul

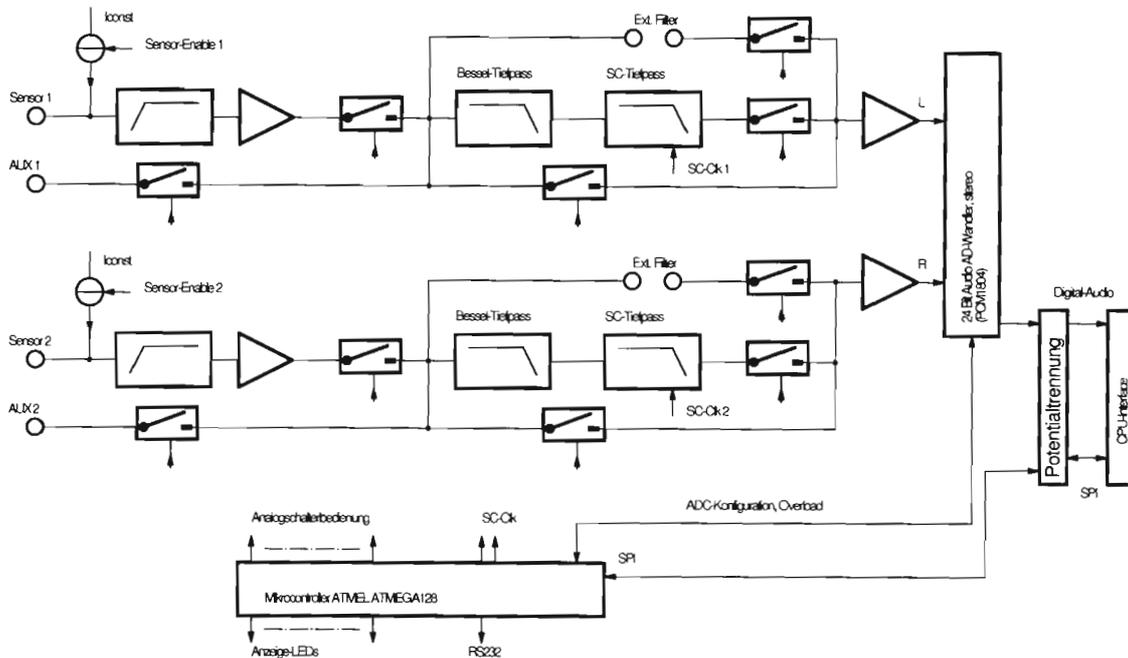


Bild 5.10: ADC-Modul-Blockschaltbild

Die Funktionsweise des ADC-Moduls sei anhand des Blockschaltbildes in Bild 5.10 erläutert. Es verfügt über zwei identische Analog-Kanäle, deren Konfiguration mit Hilfe verschiedener Analogschalter flexibel eingestellt werden kann. Jeder Kanal verfügt dabei über zwei Signaleingänge:

- **Sensor:** Hier kann direkt ein ICP-Beschleunigungsaufnehmer angeschlossen werden. Sensoren dieses Typs werden mit Konstantstrom betrieben. Das ADC-Modul verfügt dazu über die nötigen Konstantstromquellen, deren Arbeitsstrom auf ca. 9 mA eingestellt ist. Ein nachfolgender rauscharmer Verstärker dient der Anpassung an den Dynamikbereich des AD-Wandlers und der Rauschverbesserung.
- **AUX:** Ein Eingang mit geringerer Empfindlichkeit für den universellen Anschluß unterschiedlicher Signalquellen.

Zur Begrenzung der Signalbandbreite kann für jeden Kanal wahlweise ein eingebautes oder extern angeschlossenes Filter in den Signalweg eingeschleift werden (Anti-Aliasing-Filter). Auch ein Betrieb ohne Filter ist möglich. Das interne Filter besteht aus einem Bessel-Tiefpass 6. Ordnung mit einer fest eingestellten Grenzfrequenz von 2 kHz, gefolgt von einem Bessel-Tiefpass 10. Ordnung in Schalter-/Kondensator-Ausführung (LTC1569-6 der Firma Linear Technology). Die Grenzfrequenz dieses Filters kann durch Variation seiner Taktfrequenz in einem weiten Bereich eingestellt werden. Zur Vermeidung von Offset-Fehlern befindet sich jeweils ein Hochpass-Filter mit sehr niedriger Grenzfrequenz ($< 0,2$ Hz) im Sensorzweig. Die Grenzfrequenz dieses Hochpasses kann auf einen höheren Wert umgeschaltet werden, um ein schnelles Einschwingen nach dem Einschalten zu gewährleisten. Als AD-Wandler dient ein

Stereo-Audio-AD-Wandler vom Typ PCM1804 der Firma Burr Brown (Texas Instruments). Es handelt sich hierbei um einen 24-Bit-Delta-/Sigma-Wandler, der eine Signalverarbeitung in Studioqualität erlaubt. Die gewandelten Analogdaten werden über eine potentialgetrennte, genormte Audio-Schnittstelle an das CPU-Modul zur Weiterverarbeitung gesendet.

Zur Steuerung des ADC-Moduls dient ein eigener Mikrocontroller, der u.a. die folgenden Aufgaben übernimmt:

- Einstellung der Signalweg- und Filter-Konfiguration durch entsprechende Analogschalterbedienung.
- Anzeige der aktuell eingestellten Konfiguration über LEDs an der Frontplatte.
- Generierung des Taktsignals für die Schalter-/Kondensator-Filter und damit Einstellung der Filter-Grenzfrequenzen.
- Einstellung der ADC-Betriebsart. Es können hier verschiedene Datenformate und Taktraten gewählt werden.
- Überwachung des ADCs inklusive einer Übersteuerungsanzeige (LED an der Frontplatte)
- Überwachung der ICP-Beschleunigungsaufnehmer. Die Sensorspannung wird dabei über einen im Mikrocontroller integrierten AD-Wandler gemessen und im Fehlerfalle die Signalverarbeitung gestoppt. Ein Sensorfehler wird durch ein LED-Blinksignal angezeigt.
- Ein- oder Ausschalten der Sensor-Stromquellen.
- Umschaltung der Hochpass-Grenzfrequenz während des Einschaltvorgangs.
- Speichern der aktuellen Konfiguration im EEPROM-Speicher des Mikrocontrollers.
- Anzeige der aktuellen Konfiguration über LEDs

Die Konfiguration geschieht über eine RS232-Schnittstelle, die alle für die Konfiguration nötigen Befehle zur Verfügung stellt, d.h. Filter-Grenzfrequenz, ADC-Betriebsart, Wahl der Eingänge, etc., sowie Befehle zum Speichern und Auslesen der Konfiguration. Befehle können in lesbarer Form über ein geeignetes Terminal eingegeben werden.

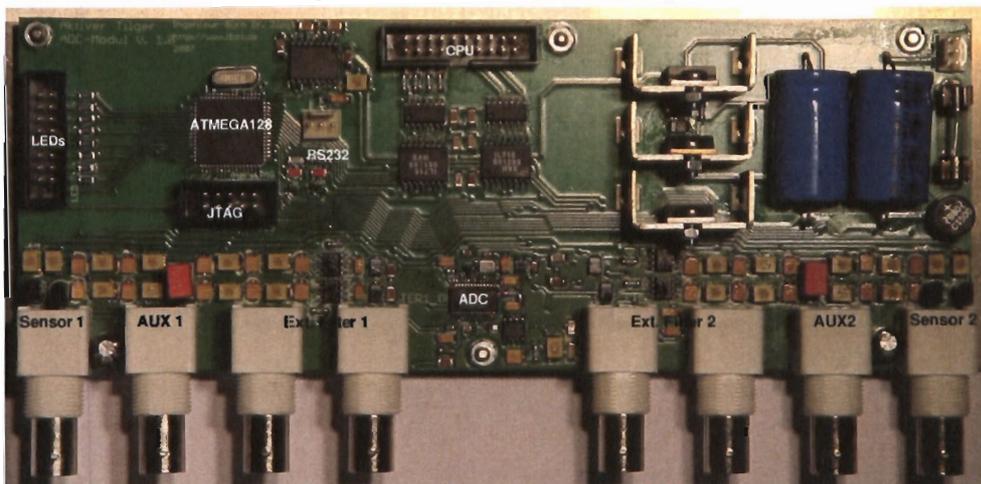


Bild 5.11: ADC-Modul

5.3.3 Betriebssystem und Softwarekonzept

Sowohl ADC-Modul als auch CPU-Modul verwenden das gleiche proprietäre Basis-Betriebssystem, das an die jeweilige Anwendung speziell angepasst ist. Bei der Entwicklung dieses Betriebssystem wurde gezielt darauf Wert gelegt, einerseits Multitasking- und Echtzeitfähigkeit zu gewährleisten, andererseits das System so schlank wie möglich zu halten, d.h. nur die für die jeweilige Anwendung nötigen Dienste zu implementieren, und damit unnötigen Overhead zu vermeiden. So wurde z.B. bewusst auf eine Prozess-Prioritätensteuerung verzichtet. Stattdessen sind Prozessprioritäten fest eincompiliert. Betriebssystem und Softwarekonzept seien nachfolgend für das CPU-Modul erläutert.

Struktur, Funktionsprinzip

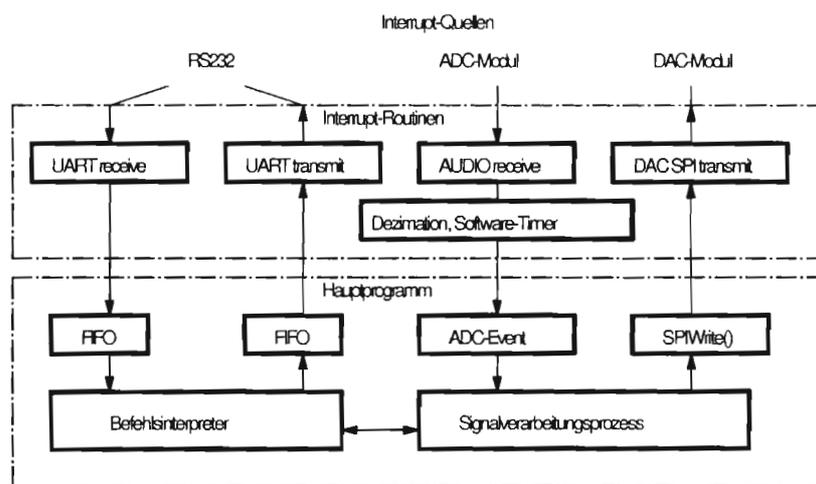


Bild 5.12: Struktur des CPU-Modul-Betriebssystems

Den prinzipiellen Aufbau zeigt Bild 5.12. Das System ist konsequent Interrupt-getrieben, d.h. verschiedene Interruptquellen erzeugen asynchrone Ereignisse (Events), die zur sofortigen Unterbrechung des Programmablaufs führen, indem die zu einem Event gehörende Interrupt-Routine ausgeführt wird. Es wird innerhalb des Betriebssystems daher zwischen zwei Kontexten unterschieden:

1. Kontext bei Ausführung einer Interrupt-Routine.
2. Kontext bei Ausführung des Hauptprogramms.

Der verwendete Renesas-Prozessor gestattet dabei durch für jeden Kontext separat vorhandene Registersätze die schnelle Kontextumschaltung.

Zwischen beiden Kontexten sind geeignete Schnittstellen (FIFOs, Semaphore, Event-Queues) definiert, über die Datenaustausch und Prozessablauf synchronisiert werden. Aufgabe einer Interrupt-Routine ist dabei lediglich, über die zugehörige Schnittstelle dem Hauptprogramm das Auftreten eines neuen Events zu signalisieren und die von der Interruptquelle gelieferten Daten in einem zur Schnittstelle gehörenden Puffer abzulegen. Die eigentliche Verarbeitung der von den Interruptquellen gelieferten Daten geschieht im Hauptprogramm dann im Polling-

Betrieb, d.h. das Hauptprogramm ist als Endlosschleife ausgeführt, die zyklisch anstehende Events durch Aufruf der zugehörigen Event-Funktion abarbeitet.

Das Hauptprogramm selbst realisiert im wesentlichen zwei Prozesse:

1. Einen Befehlsinterpreter, der die über die serielle RS232-Schnittstelle empfangenen Befehle und Parameter auswertet und die zugehörigen Befehlsfunktionen aufruft.
2. Einen Signalverarbeitungsprozess, der mit der vom ADC-Modul vorgegebenen Datenrate angestoßen wird. Dieser Prozess liest die vom ADC-Modul gelieferten Audio-Daten, berechnet die zur Schalltilgung nötigen Aktuator-Ansteuerdaten und sendet diese an die Schnittstelle der DAC-SPI-Interruptroutine, die dann die Ausgabe dieser Daten an das DAC-Modul bewirkt.

Schnittstelle zum Signalverarbeitungsprozess

Für die Entwicklung von Regelungs- und Signalverarbeitungsalgorithmen existieren leistungsfähige Werkzeuge, wie z.B. die Software MATLAB/SIMULINK. Hiermit können Systeme komfortabel am PC als Blockschaltbild modelliert und simuliert werden. Code-Generatoren gestatten dann die Implementierung des so modellierten Systems als C- oder Assembler-Programm. Es bietet sich daher an, den Signalverarbeitungsprozess mit einer MATLAB/SIMULINK-kompatiblen Software-Schnittstelle auszustatten, um den von MATLAB/SIMULINK erzeugten C-Programmcode direkt in die Firmware des CPU-Moduls einbinden zu können. Das Prinzip dieser Schnittstelle sei nachfolgend erläutert.

MATLAB/SIMULINK generiert für die zu verarbeitenden Daten - in diesem Falle sind das die Audio-Daten des ADC-Moduls - die Eventfunktion `NAME_Step`. `NAME` steht hier als Platzhalter für den Namen der Applikation. Diese Eventfunktion wird vom Signalverarbeitungsprozess bei jedem Eintreffen eines neuen Audio-Datenwortes aufgerufen. Für die Übergabe der Daten erzeugt MATLAB/SIMULINK die Deklarationen entsprechender Variablen, die von den Interruptroutinen dann als Datenspeicher benutzt werden. Die Kompatibilität zu MATLAB/SIMULINK ist damit durch Einhalten der von MATLAB/SIMULINK vorgegebenen Namenskonvention für Variablen und Eventfunktion gewährleistet.