

Energy Harvesting für die Versorgung von Sensorik in einem Windkraftanlagen-Rotor

Energy Harvesting for the Supply of Sensors in a Wind Turbine Rotor

Von der Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Christopher Behnke

Berichter: Universitätsprofessor Dr. rer. nat. Werner Karl Schomburg
 Universitätsprofessor Dr.-Ing. Kai-Uwe Schröder

Tag der mündlichen Prüfung: 25. September 2018

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehr- und Forschungsgebiet Konstruktion und Entwicklung von Mikrosystemen (KEmikro) der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, in den Jahren 2015 bis 2018.

Mein besonderer Dank gilt als erstes meinem Doktorvater Prof. Dr. rer. nat. Werner Karl Schomburg für seine hilfreichen Anregungen, konstruktive Kritik und der großartigen Unterstützung beim Erstellen dieser Arbeit. Herrn Prof. Dr.-Ing. Kai-Uwe Schröder danke ich für die Übernahme des Korreferats.

Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei meinen Kollegen Johannes Sackmann, Felix Beckmann, Julia Kosloh, Inge Schleiden und Thomas Janhsens für seine tatkräftige Unterstützung bei technischen Aufbauten und seiner Bereitschaft zu fachlichen Diskussionen.

Aber auch meine studentischen Mitarbeiter sollen nicht in Vergessenheit geraten, die mit ihrer Arbeit zu dieser Dissertation beigetragen haben. Dazu zählen Julian Bartz, Boris Manin, Sascha Scheef, Michael Winter und Alexander Klassen.

Ein großer Dank geht an meine verständnisvolle Ehefrau, meine Familie und Freunde für die Unterstützung während meiner Promotionszeit.

Aachen, im April 2018

Christopher Behnke

Kurzfassung

Der Begriff *Energy Harvesting* beschreibt die Umwandlung von freier Umgebungsenergie, z.B. kinetische Energie in Form von Vibrationen, in elektrische Energie. Es folgt dem Prinzip der regenerativen Energien, etwa Photovoltaik oder Windkraft, jedoch in einem wesentlich kleineren Maßstab. Während typische Anlagen regenerativer Energie in Bereichen von Kilowatt bis einigen Megawatt skalieren, liegt das Niveau bei dem Energy Harvesting häufig nur im Bereich von Mikrowatt bis einigen Milliwatt.

Zustandsüberwachungssysteme erlauben eine Bewertung der strukturellen Integrität von Maschinen und Bauwerken. Die Überwachung erfolgt durch Sensoren, welche physikalische Parameter erfassen und anschließend per Funk an eine Zentraleinheit übermitteln. Die Sensoren sind häufig in schwer zugänglichen Bereichen verbaut, so dass die Energieversorgung mittels Batterien, welche regelmäßig gewartet werden müssen, wenig Sinn macht. Energy Harvester stellen eine sinnvolle Alternative dar, sie werden mit den Sensoren verbaut und stellen für einen langen wartungsfreien Zeitraum Energie zur Verfügung.

Das Ziel dieser Arbeit war die Entwicklung eines Energy Harvesters für die energieautarke Versorgung von Sensorik in Windkraftanlagen-Rotorblättern.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden unterschiedliche Ansätze der Energiewandlung verfolgt und mehrere Prototypen konstruiert und spezifiziert. Die Energiewandlung erfolgte dabei entweder piezoelektrisch oder elektromagnetisch. Die piezoelektrischen Harvester basierten auf der Geometrie eines Biegebalkens, in den Varianten Unimorph oder Bimorph. Der schmale Frequenzbereich dieser Strukturen, in dem ein effektiver Betrieb möglich ist, konnte durch Magnete deutlich erweitert werden. Die relativ geringe Energieausbeute erfordert jedoch eine mehr oder weniger konstante Anregung, womit diese Geometrie weniger für den Betrieb in Rotorblättern geeignet ist.

Bei den elektromagnetischen Harvestern kamen nur Lösungen in Frage, welche eine Frequenzerhöhung von mechanischer zu elektrischer Domäne durchführen, um eine ausreichend große elektrische Ausgangsspannung zu erhalten. Abweichend von den piezoelektrischen Harvestern wurde die Mehrzahl der elektromagnetischen Harvester nicht resonant betrieben. Das heißt der Betrieb erfolgt im Randbereich einer Resonanz. Der Betrieb setzt

zwingend voraus, dass sich die Flanken der Resonanz über einen größeren Frequenzbereich erstrecken. So wurden im Vergleich zu den piezoelektrischen Harvestern deutlich größere Arbeitsbereiche erreicht. Die ersten Prototypen erreichten trotz der Frequenzerhöhung zu geringe Ausgangsspannungen, weshalb final ein Gleichricht-Getriebe Harvester entwickelt wurde, dessen Arbeitsbereich auf die erste Eigenresonanzfrequenz eines Rotorblatts abgestimmt wurde. Das Getriebe überträgt die Energie eines schwingenden Pendels, mit 4-facher Frequenzerhöhung, auf ein Magnetrad. Dieses Magnetrad enthält 36 Magnete und ist von 18 Spulen umgeben. Die Ausgangsspannung liegt bei Impedanzanpassung (Innenwiderstand der Spulen gleich dem angeschlossenen Lastwiderstand) bei 12 V und die maximale Ausgangsleistung bei 114 mW.

Abstract

Energy harvesting is the conversion of free ambient energy, e.g. kinetic energy in appearance of vibrations, into electrical energy. It follows the concept of renewable energy plants, like photovoltaic or wind power, but in a smaller scale. The level of energy harvesting ranges often between microwatts to a few milliwatts.

Condition monitoring systems provide information about the structural integrity of machinery or structures. The monitoring is carried out by sensors measuring physical parameters and transmit them by radio frequency to a central processing unit. The installation sites are often located in hard to reach areas, which makes the energy supply with batteries not useful, because of the high demand of maintenance. Energy harvesters are a reasonable option; they get installed with the sensors and provide energy over a long maintenance-free period.

The aim of this dissertation was the development of an energy harvester, which supplies energy for sensors in rotor blades of wind power stations. Different approaches of energy conversion were pursued and several prototypes were constructed and specified. The energy conversion was carried out either piezoelectrically or electromagnetically.

The piezoelectric harvesters were bending beams, in the variants unimorph or bimorph. The narrow frequency range of these structures, in which an effective operation is possible, could be significantly extended by magnets. The low energy yield requires a constant excitation, which makes this kind of harvester less suitable for operation in rotor blades.

The electromagnetic harvesters based on solutions with frequency up conversion from mechanical to electrical domain to reach sufficiently large output voltages. Unlike the piezoelectric harvesters, the majority of electromagnetic harvesters were not operated resonantly. The operation takes place in the edge regions of a resonance. It is crucial that the edges of the resonance extend over a large frequency range. Compared to the piezoelectric harvesters significantly larger work ranges have been achieved. However first prototypes reached too low output voltages, therefore a rectifier gear harvester, whose operating range was tuned to the first natural resonance frequency of a rotor blade, was developed. The gear transmits the energy of a swinging pendulum with fourfold transmission to a magnetic wheel. This magnetic wheel contains 36 magnets and is surrounded by 18 coils. The impedance matched output voltage (internal resistance of the coils is equal to the connected load resistance) is 12 V and the maximum output power is 114 mW.

Inhalt

1.	Einleitung	11
2.	Stand der Technik.....	13
2.1	Windkraftanlagen	13
2.1.1	Windleistung	15
2.1.2	Windkraftanlagen-Rotorblätter	17
2.1.3	Schadensursachen von Rotorblättern.....	18
2.2	Verfahren der Schadensdetektion.....	19
2.2.1	Schadensdetektion mittels Ultraschalltechnik	19
2.2.2	Schadensdetektion mittels Röntgendiagnostik.....	19
2.2.3	Schadensdetektion mittels Thermografie	20
2.2.4	Schadensdetektion mittels akustischer Emissionen.....	21
2.2.5	Schadensdetektion mittels modaler Untersuchungen	24
2.2.6	Schadensdetektion mittels Lichtwellenleitern.....	26
2.2.7	Schadensdetektion mittels Laser-Doppler-Vibrometrie	28
2.2.8	Fazit	29
3.	Verwendete Geräte.....	31
3.1	Elektromechanischer Shaker	31
3.2	Spulenwickelvorrichtung	38
4.	Energy Harvesting	39
4.1	Elektrostatische Energy Harvester	47
4.1.1	Schalterbetriebe elektrostatische Energy Harvester	48
4.1.2	Schalterfreie elektrostatische Energy Harvester	49
4.2	Piezoelektrische Energy Harvester	51
4.2.1	Gleichungen des piezoelektrischen Effekts.....	52
4.2.2	Piezoelektrische Materialien	54

4.3	Elektromagnetische Energy Harvester.....	57
5.	Energy Harvester	58
5.1	Piezoelektrische Energy Harvester	58
5.2	Elektro-magnetische Energy Harvester	82
5.2.1	Hohlzylinder Energy Harvester	83
5.2.2	Halbach-Gleiter Energy Harvester	90
5.2.3	Doppel-Biegebalken Energy Harvester.....	97
5.2.4	Gleichricht-Getriebe Energy Harvester	101
6.	Zustandsüberwachung <i>WindLast</i>	111
6.1	Sensoreinheit.....	111
6.2	Zentraleinheit	113
7.	Zusammenfassung und Ausblick.....	114
8.	Literaturverzeichnis.....	116
9.	Anhang	126

1. Einleitung

Zustandsüberwachungssysteme erlauben Einblicke in die strukturelle Integrität von Maschinen und Bauwerken. Dafür werden Sensorknoten verbaut, welche physikalische Parameter, etwa Schwingungen oder eine Temperatur, erfassen und diese an eine Zentraleinheit schicken. Häufig sind die Sensorknoten in räumlich schwer erreichbaren Bereichen montiert, weshalb eine Energieversorgung per Batterie, aufgrund des hohen Wartungsaufwands, nicht sinnvoll ist. Energy Harvester stellen eine Alternative für die Energieversorgung, über wartungsfreie Langzeiträume, dar. Energy Harvester sind kleine Kraftwerke, welche z.B. mechanische Energie, in Form von Schwingungen, in elektrische Energie umwandeln. Abb. 1 skizziert das Szenario des promotionsbegleitenden Forschungsprojekts *WindLast*. Piezoelektrische Sensoren sind in Rotorblätter verbaut und erfassen Dehnungen des Materials bzw. die Schwingungen der Rotorblätter und schicken diese Informationen an die Zentraleinheit, welche sich in der Gondel der Windkraftanlage befindet. Nicht nur aus dem Grund, dass der Zugang in Rotorblätter sehr beschwerlich ist, sondern auch, um das Blitzschlagrisiko zu minimieren, erfolgt die Kommunikation per Funk und nicht per Kabel.

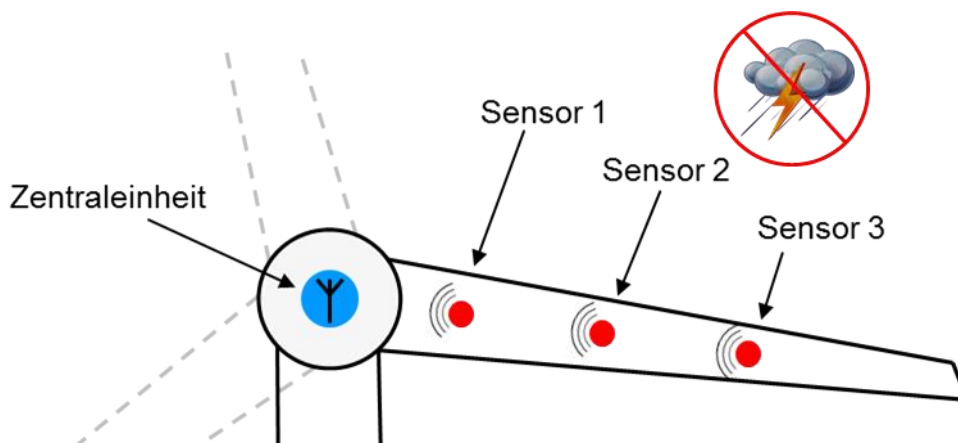


Abb. 1: Verbaute Sensoren im Rotorblatt einer Windkraftanlage, welche per Funk mit der Zentraleinheit kommunizieren, um das Blitzschlagrisiko nicht zu erhöhen.

Die mechanischen Schwingungen eines Rotorblatts, die zur Energiewandlung genutzt werden können, sind sehr niederfrequent (< 10 Hz). Zum Zeitpunkt des Erstellens dieser Arbeit gab es keine kommerziellen Energy Harvester, welche für den Betrieb in einem Rotorblatt geeignet gewesen wären. Ziel dieser Arbeit war es also, einen Energy Harvester zu entwickeln.

Im Kapitel 2 werden die Grundlagen einer Windkraftanlage erläutert und unterschiedliche Verfahren vorgestellt, welche die Bewertung der strukturellen Integrität von Rotorblättern erlauben. Die Geräte, die der Spezifizierung bzw. dem Bau von Energy Harvestern dienen, werden in Kapitel 3 erläutert. Die physikalischen Grundlagen der Energy Harvesting Verfahren, die für die Energieumwandlung in einem Rotorblatt geeignet sind, finden sich in Kapitel 4. Die Energy Harvester die im Rahmen dieser Arbeit entwickelt und spezifiziert wurden, werden in Kapitel 5 gezeigt. Die einzelnen Komponenten des Zustandsüberwachungssystems des Projekts *WindLast* werden in Kapitel 6 vorgestellt. Abschließend sind die Inhalte dieser Arbeit in Kapitel 7 zusammengefasst.

2. Stand der Technik

2.1 Windkraftanlagen

Windkraftanlagen wandeln freie kinetische Energie des Windes in elektrische Energie um. Gängige Anlagen besitzen drei Rotorblätter und sind Antriebsläufer, welche in einem Winkel von 120° an der Nabe montiert sind. Ähnlich wie die Flügel von Flugzeugen besitzen sie ein aerodynamisches Profil. Die Seiten der Rotorblätter werden mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten umströmt, wodurch ein Druckgefälle entsteht und dieses zum Auftrieb des Rotorblatts führt. Die Hebelwirkung des Rotorblatts überträgt Kraft auf die Antriebswelle eines Getriebes, welches mit einem Generator verbunden ist. Dieser stellt schließlich elektrische Energie bereit.

In Abb. 2 ist das Schema einer typischen Windkraftanlage dargestellt. Bei den allermeisten Anlagen erfolgt die Anströmung auf der dem Turm zugewandten Seite, somit muss die Gondel bzw. das Maschinenhaus samt Rotor ständig dem Wind nachgeführt werden. Wird die Nennleistung einer Windkraftanlage überschritten, sorgt die sogenannte Pitch-Steuerung dafür, dass die Winkel-Stellung der Rotorblätter am Flansch so geändert wird, dass die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rotors verringert wird.

Die erste Serienfertigung einer Windkraftanlage (~200 Stück) begann 1951, der deutsch-österreicher Ulrich Hütter konstruierte diese 10 kW-Anlage mit einem Rotordurchmesser von 11 m. Aktuelle Anlagen bewegen sich heute typischer Weise in einem Nennleistungs-Bereich von etwa 2,5 bis 6 MW. Als Beispiele wären hier von General Electric die GE 2,5 (2,5 MW Nennleistung, 100 m Nabenhöhe, 100 m Rotordurchmesser) und von Senvion die RE 6M (6 MW Nennleistung, 100 m Nabenhöhe, 126 m Rotordurchmesser) genannt. Sowohl Nabenhöhe, Rotordurchmesser, als auch Nennleistungen skalieren bei Neuentwicklungen immer weiter nach oben.

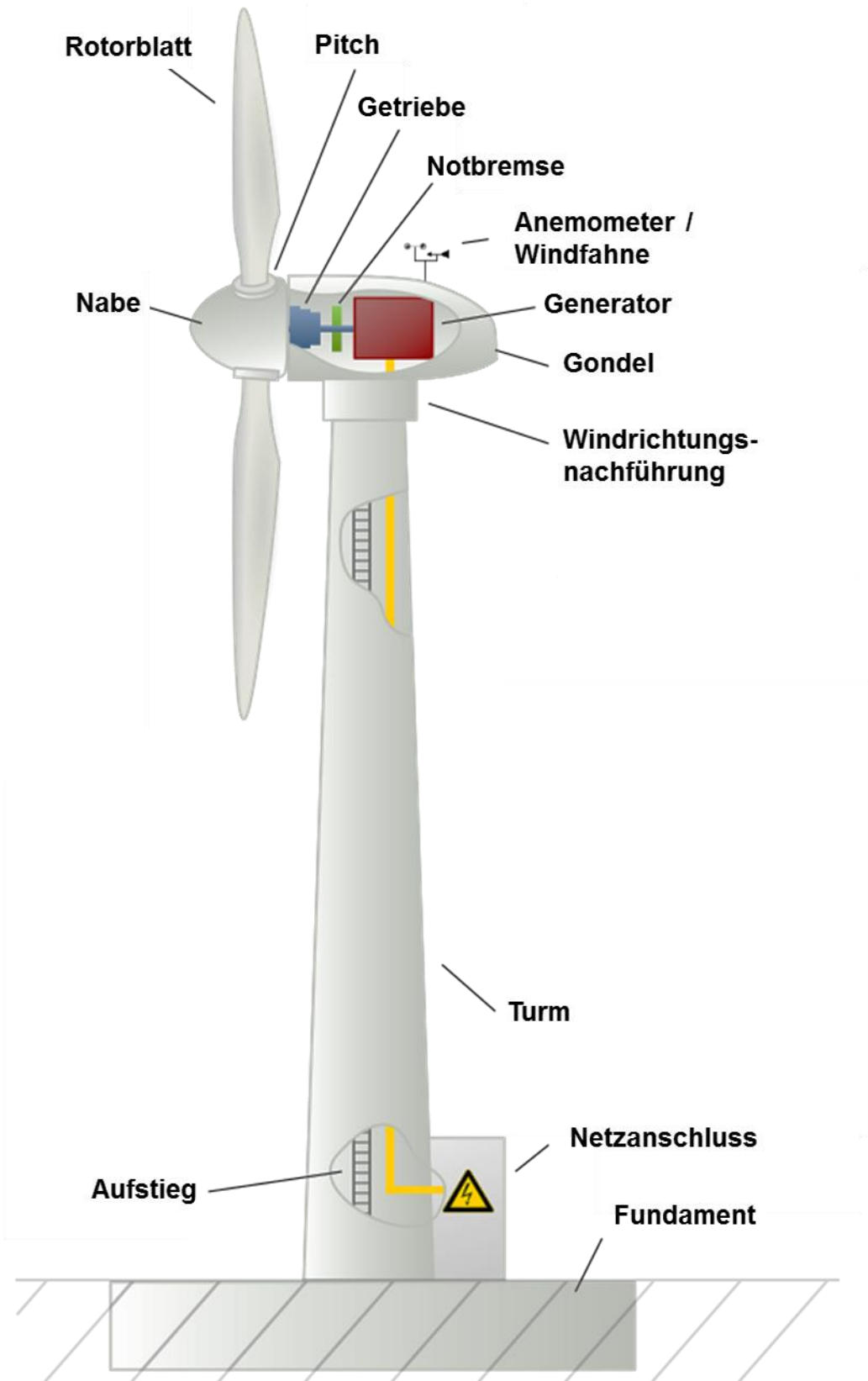


Abb. 2: Schema einer Windkraftanlage (nach [Nordmann2007]).

2.1.1 Windleistung

Der Physiker Albert Betz erforschte bereits in den 20-iger Jahren des 20. Jahrhunderts, wieviel Energie dem Wind theoretisch entnommen werden kann. Der theoretische Wirkungsgrad einer Windkraftanlage wird durch den Beiwert c ausgedrückt und lässt sich aus dem Quotienten anströmender Windleistung und genutzter Windleistung berechnen.

Die anströmende Windleistung P_{zu} berechnet sich mit der Dichte der Luft ρ , der aufgespannten Fläche des Rotors A und der Strömungsgeschwindigkeit v zu:

$$P_{zu} = \frac{1}{2} \rho A v^3. \quad (1)$$

Die genutzte Windleistung P_{nutz} wird aus den Geschwindigkeiten vor und hinter dem Rotor berechnet. Die Geschwindigkeiten vor bzw. hinter dem Rotor werden mit v_1 und v_2 bezeichnet, der Quotient $b=v_2/v_1$ beschreibt dann das Abbremsen des Windes. Nach Betz berechnet sich der Leistungsbeiwert, d.h. der Wirkungsgrad, einer Windkraftanlage wie folgt:

$$c = \frac{P_{nutz}}{P_{zu}} = \frac{1}{2} (1+b) (1-b^2). \quad (2)$$

Wenn dem Wind Energie entnommen wird, nimmt seine Geschwindigkeit ab. Würde dem Wind die komplette Energie entnommen werden, würde sich die Luft hinter dem Rotor aufstauen. Damit würde kein Massenstrom mehr stattfinden und der Leistungsbeiwert wäre somit gleich null. Wird der Wind nicht gebremst, d.h. $v_1=v_2$, dann wird dem Wind keinerlei Energie entnommen und der Leistungsbeiwert ist ebenfalls gleich null. Nach Betz liegt der maximale Leistungsbeiwert zwischen diesen beiden Szenarien bei $b=1/3$. Der sogenannte Betz'sche Leistungsbeiwert c_{Betz} ergibt sich nach der Lösung eines Extremwertproblems zu:

$$c_{Betz} = \frac{16}{27} \approx 0,593. \quad (3)$$

Das Betz'sche Gesetz besagt also, dass dem Wind maximal 59,3 % der mechanischen Energie, ohne ein Bremsen des Rotors, entnommen werden kann. Aktuelle Windkraftanlagen mit drei Rotorblättern besitzen einen Leistungsbeiwert von etwa 0,5. Neben dem Leistungsbeiwert stellt die Schnelllaufzahl λ eine weitere markante Angabe für Windkraftanlagen dar. Sie beschreibt das Verhältnis aus der Umlaufgeschwindigkeit an der Spitze des Rotorblatts u_s und der Windgeschwindigkeit v_w .

In Abb. 3 sind exemplarisch die Leistungsbeiwerte einiger Windkraftanlagen-Arten aufgetragen. Windkraftanlagen mit einer Schnelllaufzahl bis 3 werden Langsamläufer genannt, ab einer Schnelllaufzahl von 5 wird von Schnellläufern gesprochen, sie besitzen größere Leistungsbeiwerte. Windkraftanlagen mit Einblatt- und 2-Blatt-Rotoren erfordern zwar weniger Material und logistischen Aufwand als 3-Blatt-Rotoren bei der Herstellung und dem Aufbau der Anlage, besitzen sie jedoch kleinere Leistungsbeiwerte und sind größeren mechanischen Belastungen ausgesetzt. Ursache für die größere Belastung ist der maximale Höhenunterschied von Spitze zu Spitze, die Windgeschwindigkeit ist am oberen Ende des Rotors größer, als am unteren Ende, somit sind die Unwucht und der Verschleiß der Anlagenkomponenten deutlich größer als im Vergleich zu einer Windkraftanlage mit 3 Rotorblättern.

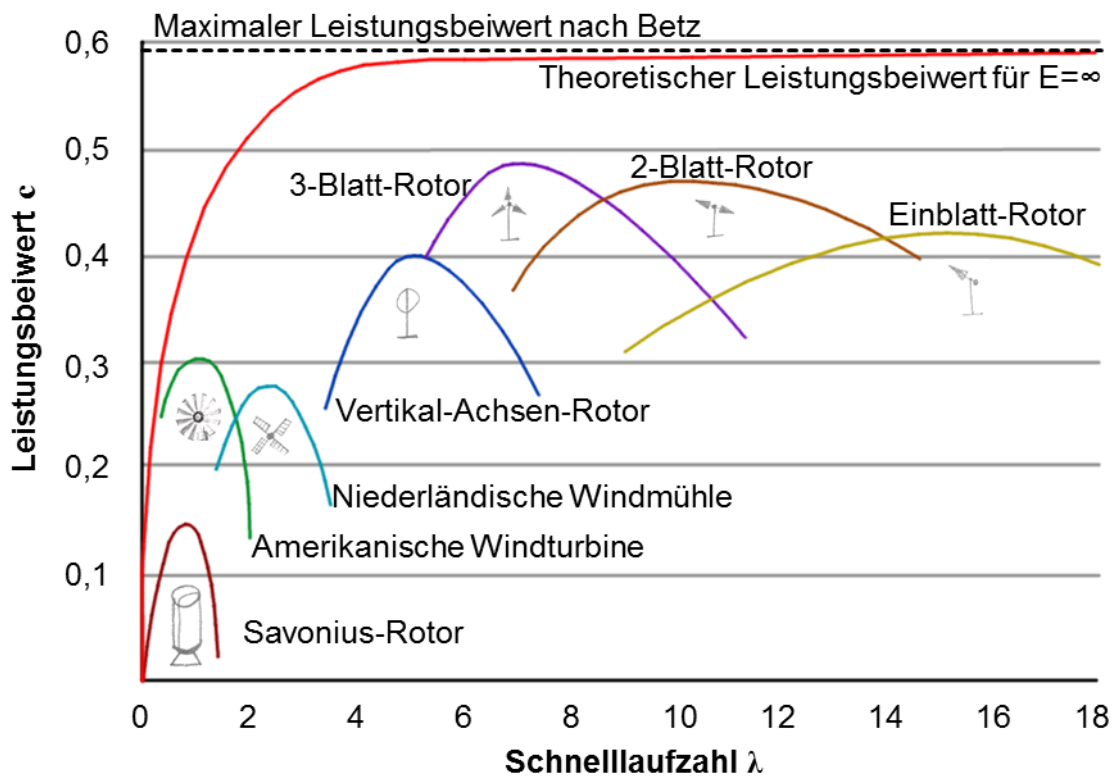


Abb. 3: Typische Leistungsbeiwerte unterschiedlicher Windkraftanlagen-Arten (nach [Hau2017]).

2.1.2 Windkraftanlagen-Rotorblätter

Rotorblätter moderner Windkraftanlagen sind zwischen 50 und 70 m lang und wiegen zwischen 14 und 20 Tonnen. Ende 2017 betrug die Anzahl der einspeisenden Onshore-Windkraftanlagen 28.700, 1.800 Anlagen wurden 2017 errichtet, 300 davon in Folge des Repowerings [Windguard2017]. Der Bedarf an Rotorblättern ist also gewaltig, in Folge müssen Rotorblatt-Hersteller zügig und kostengünstig produzieren. Möglich macht das die Kombination aus faserverstärkten Kunststoffen, geschäumten Kunststoffen und Holz.

Abb. 4 zeigt den typischen Querschnitt eines modernen Rotorblatts. Die Oberseite wird Saugseite genannt, weil die Aerodynamik des Rotorblatts auf dieser Seite einen Unterdruck erzeugt, der das Rotorblatt ansaugt. Die Vorderkante, der Gurt und die Hinterkante werden meist aus glasfaserverstärktem Kunststoff (GFK) hergestellt, da die Belastungen in diesen Bereichen besonders groß sind. An dem Gurt ist der Steg montiert, welcher diesem Steifigkeit verleiht und die Torsion des Rotorblatts stark verringert. Die Stege werden aus GFK und / oder Holz gefertigt. Die Bereiche zwischen Vorderkante bzw. Hinterkante und dem Gurt werden zur Gewichtsersparnis mit geschäumten Kunststoffen oder Holz ausgefüllt. Die Kombination unterschiedlicher Materialien wird Sandwich-Bauweise genannt. Auf den Oberflächen eines Rotorblatts sind Rezeptoren aus Metall montiert, welche mit dem Blitzableiter im Steg-Bereich verbunden sind, dieser soll im Fall eines Blitzschlags die Energie schadenfrei ableiten.

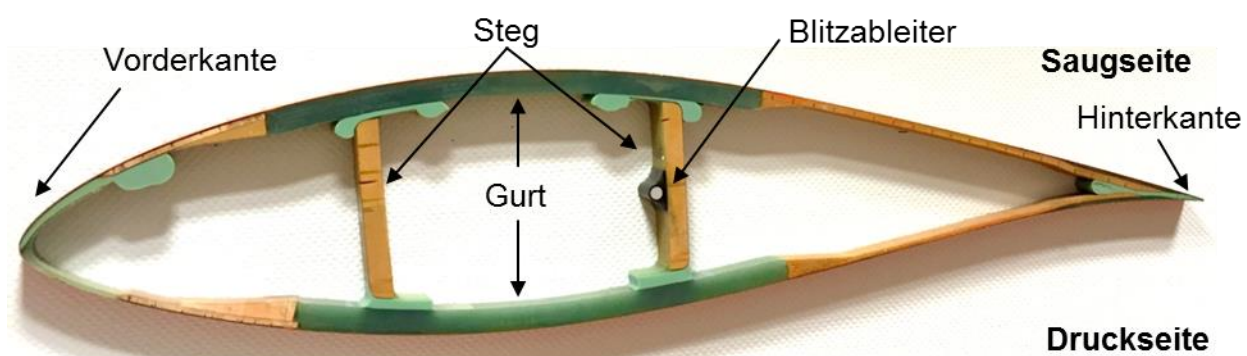


Abb. 4: Querschnitt eines Rotorblatts in aktueller Bauweise.

Die Produktion von Rotorblättern erfolgt aus zwei Halbschalen. Jede Halbschale (Saug- und Druckseite) besitzt eine eigene Form, in der Glasfasermatten eingelegt werden, anschließend wird diese luftdicht verschlossen und ein Vakuum in ihr erzeugt. Das Vakuum sorgt dafür, dass ein Kunstharz in die Lagen gesogen werden kann, nach einer abschließenden Trocknungsphase ist die hochfeste Komposit-Struktur fertig. Das Fertigungsver-

fahren wird Harzinjektionsverfahren genannt. Sind beide Halbschalen hergestellt, wird der Steg eingesetzt und beide Hälften mit einander verklebt.

2.1.3 Schadensursachen von Rotorblättern

Schäden an Rotorblättern resultieren häufig in Folge von Fehlern in der Herstellung, sie stellen quasi ungewollte Sollbruchstellen im Material dar. Die Fertigung der Rotorblätter erfolgt auch heute noch zu einem nicht geringen Anteil durch Handarbeit.

Typische Herstellungsfehler sind:

- **Fehler bei der Verklebung:** Die Verklebung der beiden Halbschalen stellt eine besondere Herausforderung dar. Sobald die Schalen in Kontakt kommen, ist eine anschließende Kontrolle der Verklebung schwierig. Eine Sichtkontrolle ist etwa bis zur Hälfte der Rotorblattlänge möglich. Wird zu wenig Klebstoff verwendet, bleiben Bereiche der Kontaktflächen unbenetzt, wodurch später die Verbindung der beiden Schalen teilweise oder komplett reißen kann. Zuviel Klebstoff führt zu einem unkontrollierten Verteilen, ungewollte Bereiche werden benetzt, ungewollte Unwuchten können in Folge entstehen. Große Hersteller verwenden das Verfahren der Thermografie (siehe Kapitel 2.2.3) um die Verklebung ihrer Rotorblätter zu prüfen.
- **Hohlräume im Komposit bzw. unbenetztes Laminat:** Die porösen Glasfasermatten werden mehrlagig, per Hand, in die Formen der Harzinjektionsmaschine gelegt. Unregelmäßigkeiten bei der Verlegung sorgen anschließend dafür, dass das flüssige Harz während der Injektion nicht in alle Bereiche vordringen kann bzw. das Laminat nicht komplett benetzt wird und so nach der Trocknungsphase Hohlräume im Material verbleiben. Die Festigkeit der Struktur ist in Folge stark eingeschränkt.
- **Wellenbildung im Laminat:** Werden die Glasfasermatten nicht straff gezogen in die Form gelegt, führt dies zu einer Wellenbildung im Material, welche auch nach der Injektion erhalten bleibt. Wellen führen zu einer Absenkung der faserparallelen Druckfestigkeit.

2.2 Verfahren der Schadensdetektion

In den Abschnitten 2.2.1-2.2.7 werden exemplarisch einige Verfahren vorgestellt, welche u.a. die Schadensdetektion an Rotorblättern von Windenergieanlagen (WEA) erlauben. Dabei sind die Verfahren der Abschnitte 2.2.1-2.2.3 insbesondere für Untersuchungen geeignet, bei denen ein unmittelbarer Kontakt zu den zu untersuchenden Rotorblättern erforderlich ist. Die Verfahren der Abschnitte 2.2.4-2.2.7 lassen alternativ eine Schadensdetektion während des Betriebs der WEA zu.

2.2.1 Schadensdetektion mittels Ultraschalltechnik

Das Prinzip dieses Verfahrens basiert auf der Transmission von Ultraschall in eine zu untersuchende Kompositstruktur. Liegt ein Schaden in dieser vor, werden die Wellen entweder reflektiert bzw. stärker als in unbeschädigten Bereichen gedämpft. Im einfachsten Fall befinden sich Sende- und Empfangseinheit auf gegenüberliegenden Oberflächen der Struktur. Aus Praktikabilitätsgründen wird aber die Variante, bei der sich Sende- und Empfangseinheit auf einer Seite befinden, häufiger verwendet [Lading2002]. Die Transmission des Ultraschalls erfordert nicht grundsätzlich den direkten mechanischen Kontakt zur Struktur, die Genauigkeit der Messungen nimmt jedoch mit zunehmendem Abstand ab. Mit dieser Technik werden typischerweise Risse entdeckt, welche sich in einer zur Wellenausbreitungsrichtung senkrechten Ebene befinden [Sørensen2002]. Die flächige Position des Schadens wird durch Versatz des Messequipments auf der Oberfläche und die Tiefe durch Messungen der Signallaufzeit bestimmt. Allgemein haben Ultraschall-Untersuchungsverfahren ihre hohe Effektivität in Hinblick der präzisen Schadensdetektion bei adhäsiven, wie auch laminierten Mehrschichtstrukturen bewiesen [Tuzzeo2001].

2.2.2 Schadensdetektion mittels Röntgendiagnostik

Wie eine Vielzahl an Materialien lassen sich auch faserverstärkte Kunststoffe mittels Röntgenstrahlen untersuchen. Dabei werden Röntgenstrahlen, mit einer Wellenlänge von 5 - 250 pm, senkrecht zur Oberfläche auf die zu untersuchende Struktur gegeben und die Intensität auf der gegenüberliegenden Seite flächig mit einem Detektor erfasst. Die flächig variierende Dämpfung der Strahlung innerhalb der Struktur führt zu einem Schattenbild. Risse, welche sich in einer Ebene senkrecht zur Ausbreitungsrichtung der Strahlung befinden, lassen sich nicht detektieren, dagegen lassen sich Risse in paralleler Orientierung zur

Strahlung ermitteln. Der Vorteil gegenüber der Untersuchung mittels Ultraschalls (vergl. 2.2.1) ist die bessere räumliche Auflösung, andererseits muss ein ausreichender Strahlungsschutz sichergestellt sein [Sørensen2002].

2.2.3 Schadensdetektion mittels Thermografie

Thermografie stellt ein Verfahren dar, welches Schäden bzw. Inhomogenitäten im Material, durch Temperaturunterschiede auf der untersuchten Oberfläche, etwa eines Rotorblattes, mit einer Infrarotkamera macht [Avdelidis1996]. Im Gegensatz zur Detektion von akustischen Emissionen (vergleiche 2.2.4) werden Unterschiede der Wärme-Diffusion im Material ausgenutzt und Schäden präzise, auf wenige Millimeter genau, lokalisiert. Die Thermografie kann sowohl passiv, als auch aktiv genutzt werden. Bei der passiven Thermografie werden Materialien untersucht, welche eine andere Temperatur besitzen, als die Umgebung (meist höher), bei der aktiven Thermografie wird eine externe Anregungsquelle benötigt (z.B. Blitzlichter, Wärmelampen oder Heißluft- bzw. Kaltlufttpistolen), um den benötigten thermischen Kontrast zu erreichen [Avdelidis1996]. Eine Art der aktiven Thermografie basiert auf dem sogenannten thermo-elastischen Effekt, bei dem unter nicht stationärer zyklischer mechanischer Anregung eines Materials geringe Temperaturwechsel folgen [Stanley1997]. Mechanische Energie wird aufgrund von akustischer Dämpfung des Materials in Wärmeenergie gewandelt, defekte Bereiche besitzen eine größere akustische Dämpfung, so dass dort mehr Wärme generiert wird [Rantala1996]. Die mechanische Anregung der zu untersuchenden Struktur kann ebenfalls durch Ultraschall erfolgen [Zweschper2003]. Abb. 5 zeigt eine Thermografie-Aufnahme einer 5 mm dicken CFK-Probe, es liegt Delamination in unterschiedlichen Materialtiefen vor. Mit der Thermografie können große Flächen in kurzen Zeiträumen, bei geringer mechanischer Anregung, untersucht werden. Als nachteilig stellt sich dar, dass nur eine begrenzte Materialtiefe (einige wenige Millimeter) angeregt und somit untersucht werden kann [Avdelidis1996].

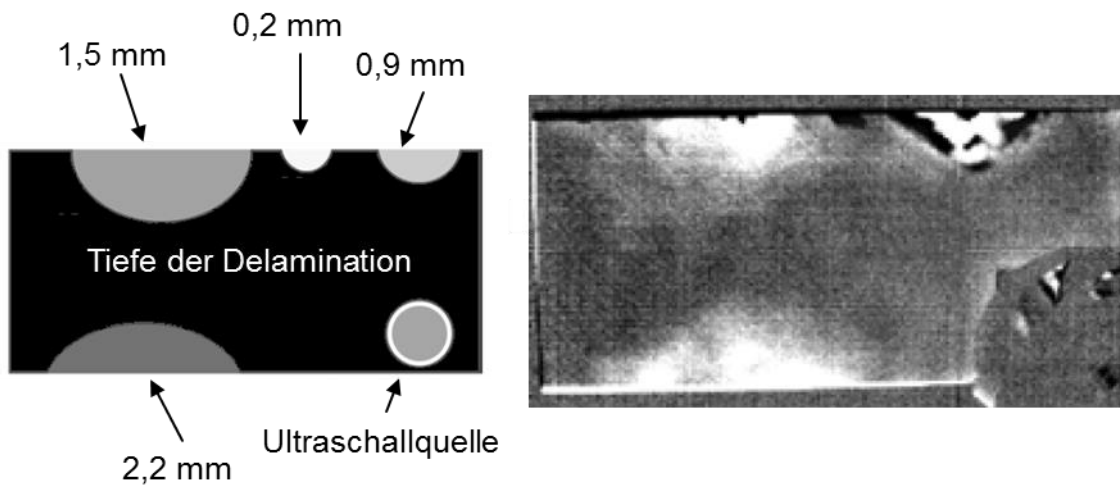


Abb. 5: Thermografie-Aufnahme einer 5 mm dicken CFK-Probe mit Delamination in unterschiedlichen Materialtiefen (nach [Zweschper2003]).

2.2.4 Schadensdetektion mittels akustischer Emissionen

Wird die Struktur eines Rotorblatts übermäßig, d.h. inelastisch, mechanisch belastet, führt dies zu Effekten wie etwa Materialstauchung, Rissbildung oder Delamination. Bei all diesen Effekten treten akustische Emissionen im Material auf. Glasfaserverstärkter Kunststoff (GFK) besitzt drei unterschiedliche Quellen der Emissionserzeugung: Rissbildungen in der Matrix, Brüche einzelner Fasern und das Auflösen der Verbindung aus Faser und Matrix [Sutherland1994]. Akustische Emissionen resultieren aus nicht stationären elastischen Schwingungen, welche durch schlag- bzw. stoßartige Energie-Freisetzung im Material generiert werden. Wird ein beschädigtes, aus GFK gefertigtes, Rotorblatt einer mechanischen Belastung ausgesetzt, entstehen dabei akustische Emissionen größerer Amplitude, welche ein Anzeichen für eine lokale Schädigung der Struktur sind. Die Detektion akustischer Emissionen, außerhalb des menschlichen Hörbereichs, erfolgt mit piezoelektrischen Sensoren [Wells1983, Joosse2002, Jorgensen2004]. Somit können hochfrequente Emissionen, geringer Intensität, von 20 bis 1.200 kHz [Dutton2003] erfasst werden. Diese werden z.B. für Zertifizierungsprozesse neuer Rotorblatt-Geometrien in einem Array auf die Oberfläche des GFK-Rotorblattes aufgebracht [Sutherland1994], um den Bereich einer Schädigung möglichst genau eingrenzen zu können. Da eine große Anzahl von Sensoren wenig praktikabel für den Alltagsbetrieb, d.h. außerhalb eines Prüfstandes, ist, ist dort eine geringere Anzahl wünschenswert. Bei den Untersuchungen von Joosse et al. (2002)

[Joosse2002] bzw. Anastassopoulos et al. (2002) [Anastassopoulos2002] wurden 6 bzw. 7 Sensoren einreihig auf die Länge von Rotorblättern aufgebracht, durch Laufzeitmessungen der Emissionen konnte so die Längenposition der schadhafte Stelle bestimmt werden.

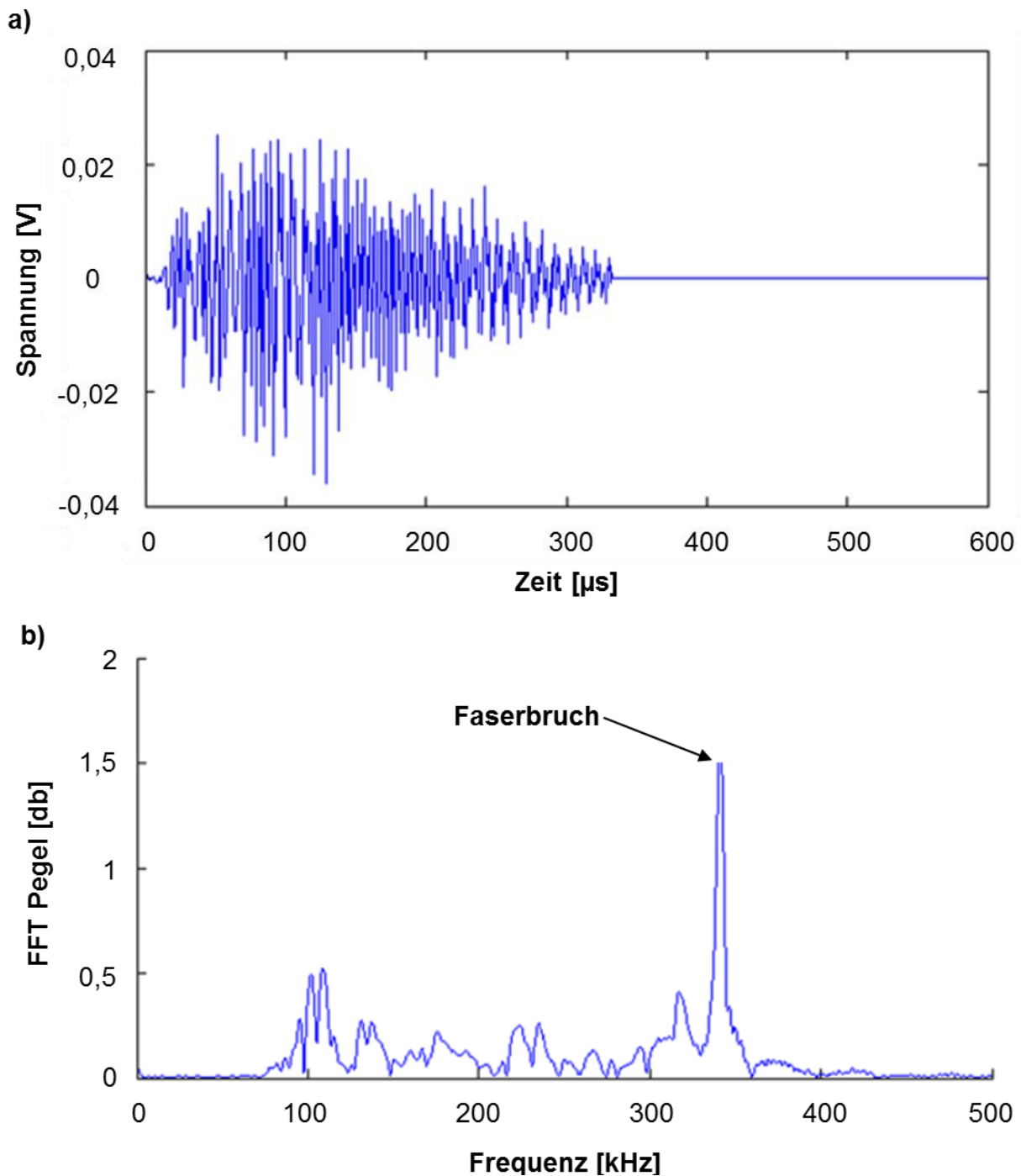


Abb. 6: Faserbruch in einem Glasfaserverstärkten Kunststoff (GFK): a) Ein typisches Zeitsignal, aufgenommen mit einem PZT-Sensor, b) Ein typisches Spektrum (nach [Arumugam2011]).

Abb. 6-a zeigt einen typischen Verlauf akustischer Emissionen, wie sie bei einem Faserbruch im GFK auftreten. Das dazugehörige Spektrum in Abb. 6-b zeigt, dass ein markanter Peak bei 350 kHz vorliegt. Abb. 7 zeigt wieviel Energie die akustischen Emissionen bei

unterschiedlichen Schadensbildern besitzen. Außerdem ist zu erkennen, dass jedes Schadensbild einen eigenen Frequenzbereich besitzt, in dem die dazugehörigen markanten Peaks erscheinen.

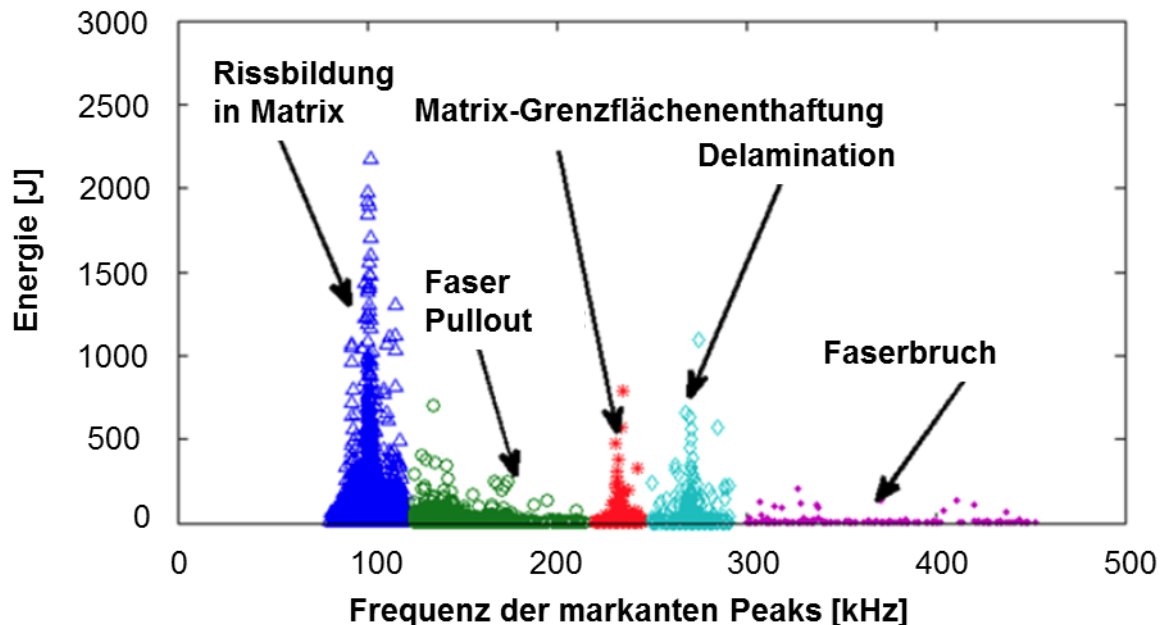


Abb. 7: Unterschiedliche Materialschäden und deren typischen Frequenzbereiche (nach [Arumugam2011]).

Dutton et al. stellten 2003 [Dutton2003] eine Mustererkennungs-Software vor, welche nach einer Anlernphase, eigenständig Emissionen, unterschiedlichen Ursprungs, Schäden zuordnen und den Zustand eines Rotorblattes, im Betrieb, klassifizieren konnte.

2.2.5 Schadensdetektion mittels modaler Untersuchungen

An der Detektion von Schäden mittels vibrations-basierender Untersuchungen wird seit Jahrzehnten aktiv geforscht [Siringoringo2006]. Vibrationseigenschaften wie die natürliche Resonanzfrequenz, Mode und Dämpfung hängen von den physikalischen Parametern der Struktur (Masse und Steifigkeit) ab. Ändern sich diese physikalischen Parameter, etwa durch eine Schädigung der Struktur, resultiert daraus eine veränderte Schwingcharakteristik [Zhang1999]. Die mechanische Anregung kann extern durch Impulshämmer, elektro-mechanische Shaker (vergleiche Kapitel 3.1) oder freie Umgebungsenergie (z.B. Wind, Seegang) erfolgen [Siringoringo2006]. Die Schwingungen werden durch piezoelektrische Sensoren, Beschleunigungssensoren oder Laser-Doppler-Vibrometern (vergleiche Kapi-

tel 2.2.7) aufgenommen. Bei dem Zustandsüberwachungssystem von Bosch Rexroth wird in jedes Rotorblatt einer Windkraftanlage ein Beschleunigungssensor verbaut, welcher die mechanischen Schwingungen der Rotoren erfasst. Die Auswertungseinheit ist mit in der Gondel verbaut, die Kommunikation zwischen Sensoren und Auswertungseinheit erfolgt kabelgebunden. Abb. 8 zeigt solch einen im Rotorblatt verbauten Beschleunigungssensor. Abb. 9 enthält Frequenzspektren von den Rotorblättern einer Windkraftanlage, im Bereich von 150 bis 500 Hz, welche aus gleichzeitig durchgeführten Messungen resultieren. Die Peaks der roten und blauen Kennlinie besitzen eine sehr niedrige Intensität im Vergleich zu den Peaks der grünen Kennlinie. Das stark abweichende Spektrum (grüne Kennlinie) stellt einen Hinweis für eine Beschädigung des zugehörigen Rotorblatts dar.

Die grundlegendste Art, eine abweichende Schwingcharakteristik festzustellen, ist die Beobachtung von verschobenen Resonanzfrequenzen. Dieses Verfahren besitzt den Nachteil, dass kleine Schäden an der Struktur nur kleine Frequenzsprünge verursachen und damit ggf. unentdeckt bleiben. Zum Beispiel können Frequenzsprünge einer Off-shore WEA, verursacht durch eine Schädigung, nur schwer erkannt werden, da sich ein in der Intensität variierender Seegang ebenfalls zu Frequenzsprüngen führt [Farrar1997].



Abb. 8: Beschleunigungssensor-Modul BCA403b von Bosch Rexroth.

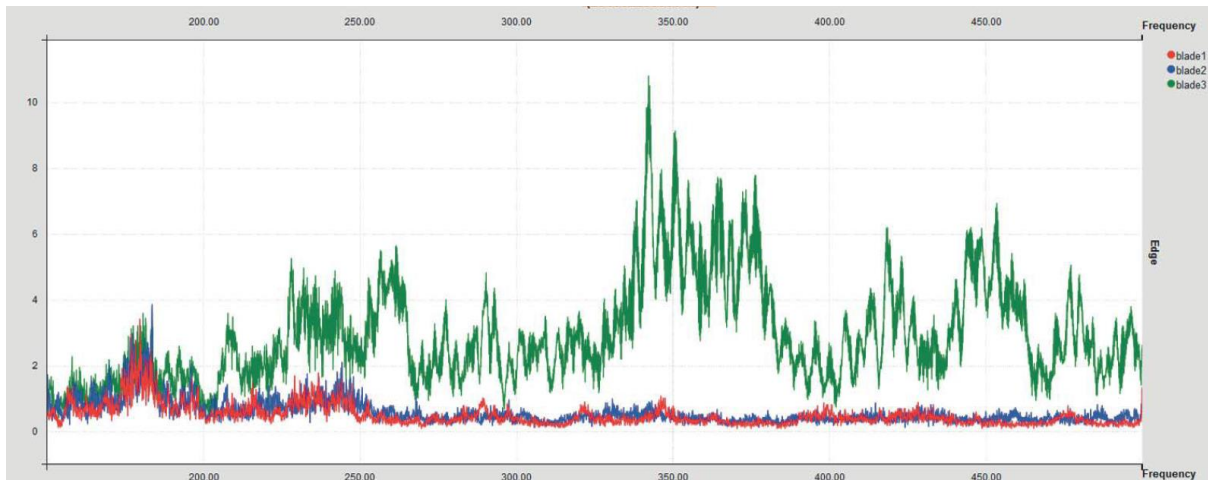


Abb. 9: Frequenzspektren (150 - 500 Hz) der Rotorblätter einer Windkraftanlage.

2.2.6 Schadensdetektion mittels Lichtwellenleitern

Lichtwellenleiter werden aus Glas oder Polymeren gefertigt und dienen, wie der Name bereits verrät, der Übertragung von Licht. Lichtwellenleiter werden oftmals für Hochgeschwindigkeits-Datenübertragungen, wie etwa für die Internetinfrastruktur benötigt, verwendet. Ihr großer Vorteil gegenüber elektrischen Leitungen ist ihre geringe Dämpfung, welches lange Übertragungsstrecken und -raten ermöglicht. Des Weiteren bleiben Lichtwellenleiter unbeeinflusst von elektro-magnetischer Strahlung. Wird ein Lichtwellenleiter in die GFK-Matrix eines Rotorblatts mit einlaminiert, folgt bei mechanischer Belastung des Rotorblatts eine Dehnung der Faser. Diese führt zudem zu einer Verjüngung des Kern-Querschnitts und dazu, dass weniger Energie übertragen wird. Wird mittels eines Lasers Energie in die Faser eingekoppelt, kann die sich bei mechanischer Belastung variierende Dehnung über die Ausgangsenergie, mittels einer Fotodiode, bestimmt werden. Wird das Rotorblatt so stark belastet, dass Risse im GFK-Verbund auftreten, kann dies ebenfalls zu einem Riss der Faser führen, welche folglich keine Energie mehr überträgt. Das Prinzip ist die einfachste Art der Schadensdetektion mittels Lichtwellenleitern, wird im Feld allerdings nicht eingesetzt.

Ein Folgeschritt ist die Integration von Faser-Bragg-Gittern (engl. Fiber-Bragg-Grating, FBG) in Lichtwellenleitern. Um ein solches Gitter in den Kern der Faser einzubringen, wird dieser mit einer Phasenmaske durch ultraviolettes Laserlicht (z.B. Excimerlasern mit einer Wellenlänge $\lambda=248$ nm) strukturiert, Bereiche welche behandelt wurden, besitzen anschließend einen geringfügig höheren optischen Brechungsindex als das Ausgangs-

material [Jülich2012]. Ein FBG stellt optisch für einen sehr schmalen Wellenlängenbereich des Lichtes einen Spiegel dar, mit ansteigender Anzahl von in Serie strukturierter Bereiche nimmt die Intensität der Reflexion zu. Die Bragg-Wellenlänge λ_{Bragg} , die also reflektiert wird, berechnet sich mit dem effektiven Brechungsindex n_{eff} und dem Abstand der strukturierten Bereiche Λ zu:

$$\lambda_{\text{Bragg}} = 2 \cdot n_{\text{eff}} \cdot \Lambda. \quad (4)$$

Abb. 10 zeigt schematisch den strukturierten Kern eines Lichtwellenleiters mit alternierendem optischen Brechungsindex im Bereich des FBGs und dessen spektrale Antwort.

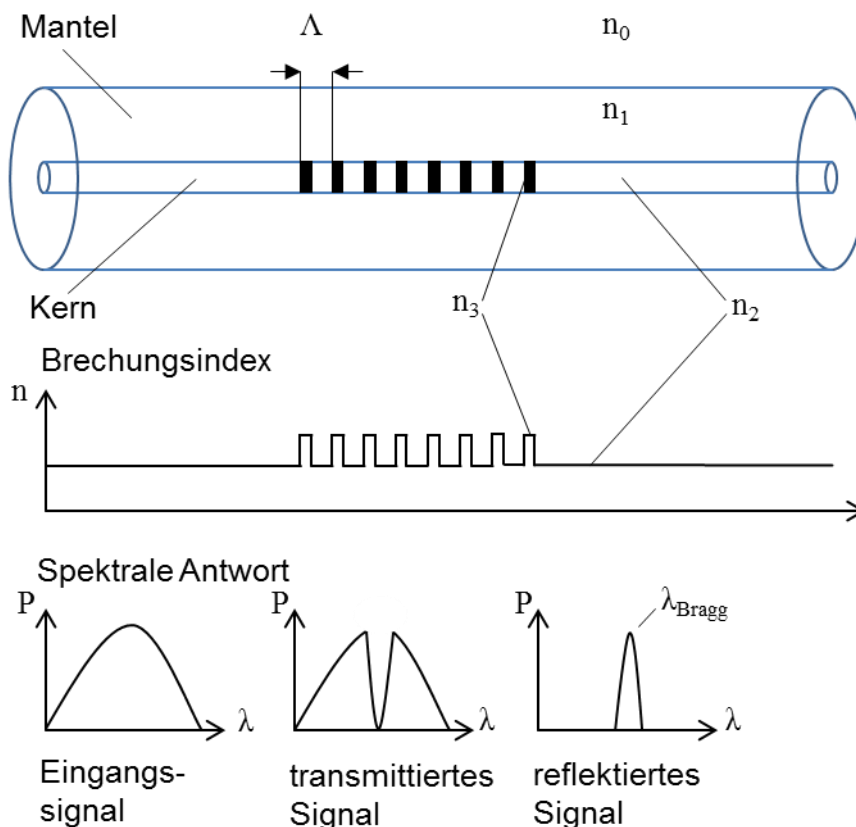


Abb. 10: FBG mit dem Profil des optischen Brechungsindex und der spektralen Antwort (nach [Hill1997]).

Die Bragg-Wellenlänge hängt also von physikalischen bzw. geometrischen Parametern des FBG ab. Bei Dehnung verändern sich der Abstand der strukturierten Bereiche und der effektive Brechungsindex, womit die Dehnung bestimmt werden kann [Eum2008, Merzbacher1996]. Als nachteilig erweist sich, dass die Dehnung nur punktuell ermittelt werden kann, nämlich dort wo sich ein FBG innerhalb des Lichtwellenleiters befindet. Es lassen

sich aber FBGs unterschiedlicher Bragg-Wellenlängen in eine Faser strukturieren, die einzelnen FBG werden dann durch Wellenlängen-Multiplexen erreicht [Kageyama2008].

2.2.7 Schadensdetektion mittels Laser-Doppler-Vibrometrie

Eine weitere Möglichkeit, die Eigenschwingungen eines Rotorblatts zu messen, stellt die Laser-Doppler-Vibrometrie dar. Ein Laser-Doppler-Vibrometer besteht aus einem Zwei-Strahl-Laser-Interferometer, welches die Phasenverschiebung zwischen einem Referenzstrahl und einem Teststrahl bestimmt. Das Wirkprinzip und die Elemente eines Laser-Doppler-Vibrometers sind in Abb. 11 dargestellt.

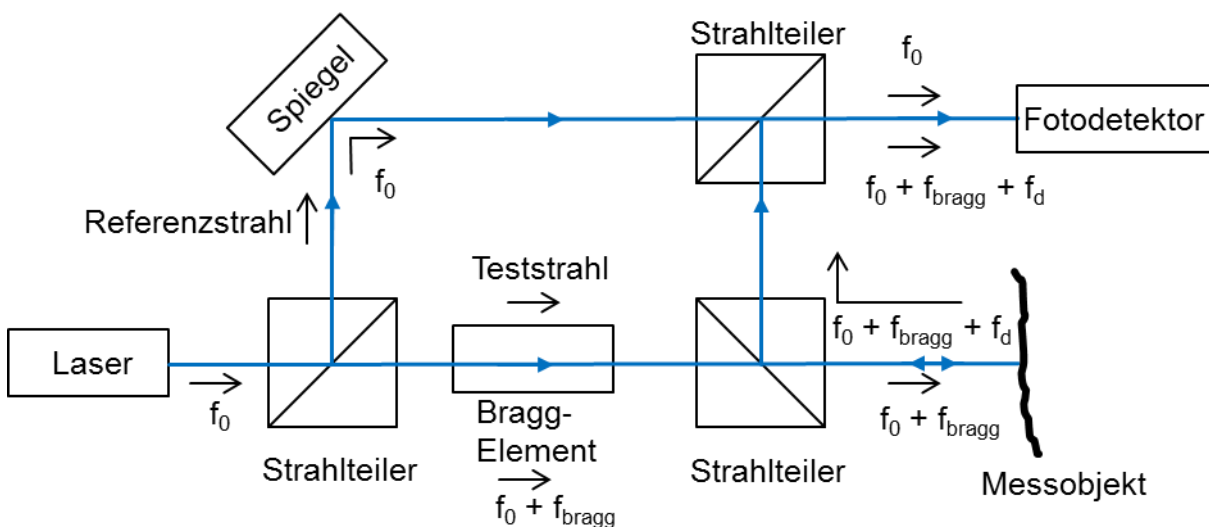


Abb. 11: Prinzip der Laser-Doppler-Vibrometrie (nach [Hering2006, S. 252ff]).

Der Strahl eines Lasers mit der Frequenz f_0 wird durch einen Strahlteiler in einen Referenzstrahl und einen Teststrahl aufgeteilt. Der Teststrahl passiert ein sogenanntes Bragg-Element, welches einen Frequenzshift f_{bragg} hinzufügt. Der frequenzgeschiftete Strahl wird dann auf ein Messobjekte ausgerichtet, welche durch seine Eigenbewegung einen zusätzlichen sogenannten Doppler-Shift f_d hinzufügt. Die Frequenz des Doppler-Shifts lässt sich wie folgt beschreiben:

$$f_d = \frac{2}{\lambda} \cdot v(t) \cdot \cos(\alpha), \quad (5)$$

wo λ die Wellenlänge des Lichts, $v(t)$ die Geschwindigkeit des Messobjektes als Funktion der Zeit und α den Winkel zwischen Strahl und der Messoberfläche beschreibt. An der Oberfläche wird der Strahl gestreut und ein Anteil über zwei Strahlteiler zu einem Fotodetektor geführt. Der Strahlanteil vom Messobjekt kommend besitzt die Frequenz $f_0 + f_{\text{bragg}} + f_d$ und wird mit dem Referenzstrahl am Fotodetektor, meist eine Fotodiode, überlagert. Da

die Frequenz f_0 sehr hoch im Vergleich zu f_{bragg} und f_d ist und die Fotodiode eine gewisse Trägheit aufweist, wird dieser Frequenzanteil nicht erfasst. Allerdings erfasst der Sensor die Wechselwirkung der beiden Strahlanteile f_{bragg} und f_d , das Ausgangssignal entspricht dabei einem frequenz-modulierten Signal. Die Frequenz des Bragg-Elements f_{bragg} stellt dabei die Trägerfrequenz und die Doppler-Frequenz f_d die Modulation dar. Demoduliert man das Signal, erhält man die Geschwindigkeit $v(t)$ im Folgeschritt, kann eine schnelle Fourier Transformation (engl. Fast Fourier Transform, FFT) vorgenommen werden, welche Eigenschwingungsanteile darstellt. Der Aufbau eines Laser-Doppler-Vibrometers erfordert ein ortsfestes, d.h. nicht rotierendes, Rotorblatt, allerdings findet man in der Literatur einen Lösungsansatz bei dem der Teststrahl der Rotation eines Körpers folgt [Halkon2003], so dass die Messung zeitdiskret an der gleichen Stelle der Messobjektoberfläche erfolgen kann.

2.2.8 Fazit

Die Schadensdetektion mittels Ultraschall kann nur Schäden detektieren, welche sich in einer zur Wellenausbreitungsrichtung senkrechten Ebene befinden, besteht der Schaden also in einer parallelen Ebene, bleibt dieser schlicht unerkannt. Abweichend zum Ultraschall, kann die Röntgenuntersuchung Schäden, die sich senkrecht zur Ausbreitungsrichtung der Strahlung befinden, nicht entdecken, dagegen sind jedoch Schäden erkennbar, welche in paralleler Orientierung zur Strahlung vorliegen. Die räumliche Auflösung ist bei der Röntgendiagnostik deutlich größer, erfordert aber einen geeigneten Strahlenschutz. Die Thermografie nutzt Unterschiede der akustischen Dämpfung im Material aus, somit lassen sich in kurzer Zeit große Flächen untersuchen. Die Infrarot-Technik besitzt jedoch den Nachteil, dass nur Schäden in geringer Materialtiefe erkannt werden können. Sowohl die Schadensdetektion mittels Ultraschall, Röntgendiagnostik und der Thermografie erfordern den unmittelbaren Zugang der zu untersuchenden Struktur, d.h. das zu untersuchende Rotorblatt müsste am Boden gelagert sein. Die drei Untersuchungsverfahren bilden also nur einen Ist-Zustand ab und eignen sich wegen des hohen Aufwands und den damit verbundenen hohen Kosten somit nicht für eine regelmäßige Prüfung der strukturellen Integrität.

Die folgenden Verfahren der Schadensdetektion erlauben die Untersuchung während des Betriebs der Windkraftanlage und sind somit deutlich attraktiver, als die vorangegangenen Verfahren, da so Schäden frühzeitiger entdeckt werden können. Die Schadens-

detektion mittels akustischer Emissionen erfolgt durch piezoelektrische Sensoren, welche den Schall erfassen, der bei dem Entstehen eines Schadens erzeugt wird. Unterschiedliche Schadensarten besitzen eigene markante Frequenzbereiche, somit ist eine Zuordnung möglich, für eine präzise Lokalisierung des Schadens wird allerdings eine große Sensoranzahl benötigt. Die Schadensdetektion anhand modaler Untersuchungen macht sich ein verändertes Schwingverhalten zu Nutze, welches in Folge eines Schadens auftritt. Das Erkennen der Schadensart und der genauen Position sind schwierig, hier muss Erfahrung gesammelt werden. Bei der Schadensdetektion mittels Lichtwellenleitern werden hoch-präzise strukturierte Lichtwellenleiter mit in das Material ein laminiert. Eine Dehnung der Struktur führt zu einem veränderten Verhalten des Lichtwellenleiters Licht zu übertragen. Nachteilig bei dem Verfahren ist, dass nur dort Schäden entdeckt werden können, wo die Faser strukturiert ist. Bei der Laser-Doppler-Vibrometrie wird ähnlich, wie bei der modalen Untersuchung das Schwingverhalten einer Struktur betrachtet, eine definierte Schadenserkenkung, ist wie bereits erwähnt, schwierig. Der große technische Aufwand den die Untersuchungsverfahren der akustischen Emissionen, der Lichtwellenleiter und der Laser-Doppler-Vibrometrie benötigen, macht diese Verfahren wenig praktikabel für die Untersuchung der strukturellen Integrität von Rotorblättern.

Die Schadensdetektion durch modale Untersuchungen besitzt unter den in diesem Kapitel vorgestellten Verfahren den geringsten technischen Aufwand. Das Verfahren erlaubt Messungen im laufenden Betrieb und lässt sich mit geringem Aufwand auch in ältere Windkraftanlagen nachrüsten.

3. Verwendete Geräte

3.1 Elektromechanischer Shaker

Mittels Modalanalysen wird das dynamische Schwingverhalten geometrischer Strukturen unter, von außen zugeführter, mechanischer Anregung untersucht (vergleiche Kapitel 2.2.5). Shaker sind elektro-magnetische Wandler, deren Aufbau stark an den von Lautsprechern angelehnt ist [Patent1997]. Eine Ringspule ist mechanisch beweglich aufgehängt und umgeben von einem Eisenkern. Zwischen Eisenkern und Ringspule befindet sich eine schmale Luftlücke, damit die Spule sich reibungsfrei bewegen kann. Sobald ein Strom durch die Spule fließt, entsteht ein magnetischer Fluss, welcher vom Eisenkern geführt wird. In Abhängigkeit der Stromrichtung wird die Spule weiter in den Eisenkern oder von ihm weg bewegt. Auf dem Spulenwickelkörper ist oberhalb der Windungen eine Grundplatte montiert, an welche zu untersuchende Strukturen fixiert werden können.

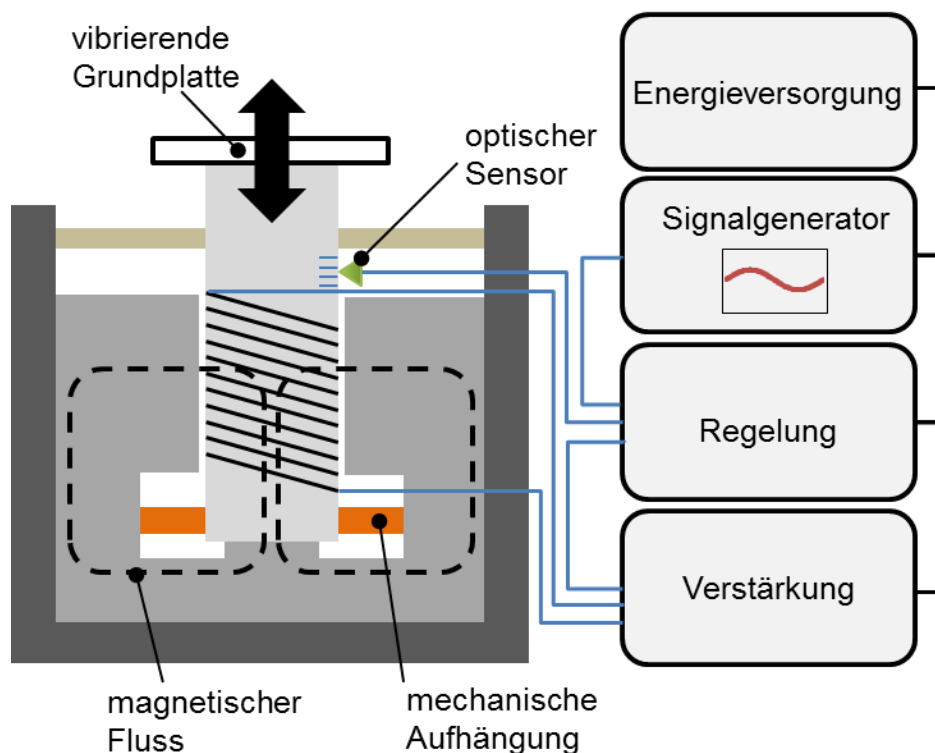


Abb. 12: Prinzip des elektromechanischen Shakers.

Abb. 12 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Eigenbau-Shakers dieser Arbeit. Als elektro-mechanischer Wandler diente der Tieftöner W250 (Visaton GmbH & Co. KG, Deutschland). Dieser besitzt einen Innenwiderstand von 8Ω und eine Nennleistung von 90 W.

Ein Signalgenerator versorgt den Lautsprecher über eine Regelschaltung und einen Verstärker mit einer harmonisch alternierenden Spannung (siehe Abb. 13). An dem Spulenkörper ist ein linearer Diffusor montiert, welcher durch eine Lichtschranke geführt wird. Abhängig von der Position erreicht mehr oder weniger Licht die Fotodiode in der Lichtschranke, das Wirkprinzip ist in Abb. 14 dargestellt. Das Minimum bzw. Maximum des Signals während einer Schwingperiode, welches die Fotodiode ausgibt, ist die Istgröße, welche die Regelung (siehe Abb. 15) erhält. Weicht diese von der Sollgröße ab, passt die Regelung innerhalb weniger Schwingperioden die an den Lautsprecher abgegebene Leistung entsprechend an.

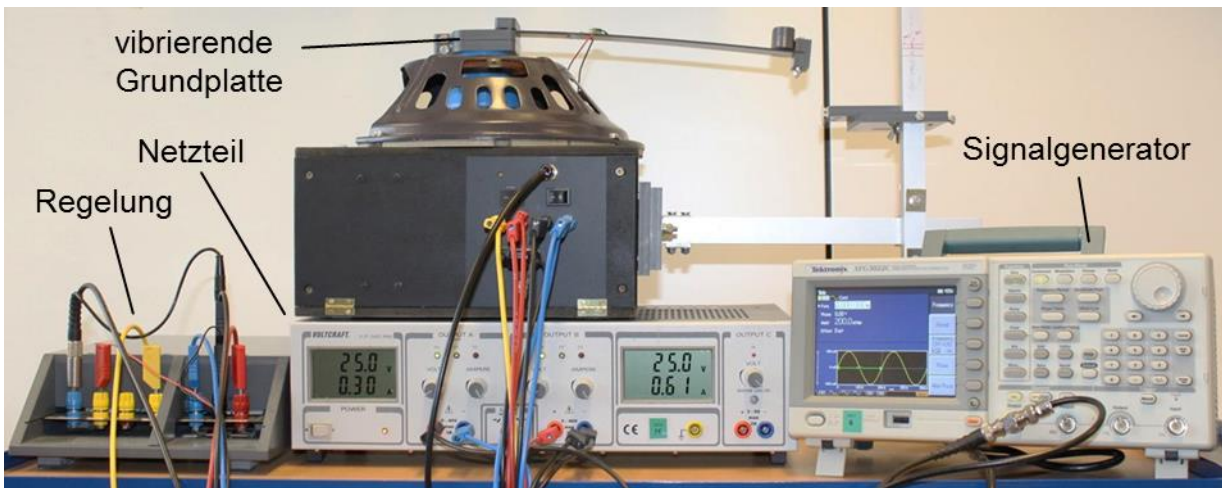


Abb. 13: Eigenbau-Shaker.

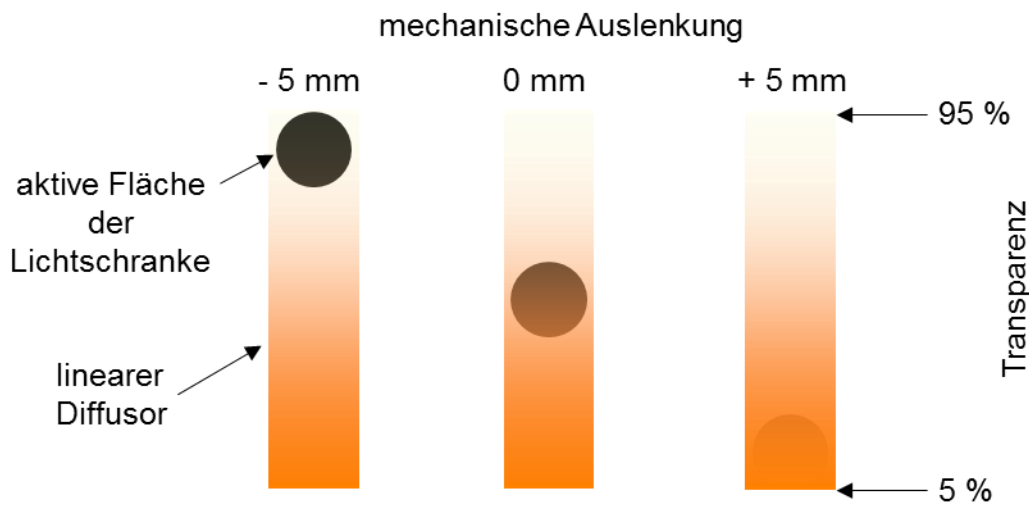


Abb. 14: Lichtschranke und linearer Diffusor bei unterschiedlichen mechanischen Auslenkungen.

Messungen haben gezeigt, dass die Regelung in einem Frequenzbereich von 3 - 100 Hz die mechanische Amplitude konstant auf einem vorgegebenen Niveau hält. Damit die mechanische Bewegung des Shakers harmonisch bleibt, konnte dieser mit einem Gewicht von maximal 300 g belastet werden. Die maximale elektrische Amplitude der Ansteuerspannung beträgt 1 V, welches einer mechanischen Amplitude von 5 mm entspricht.

Mit einem konfokalen Mikroskop (VHX-500FE-M-E, Keyence Deutschland GmbH) wurde die mechanische Amplitude als Funktion der Ansteuerspannung, bei einer Anregungsfrequenz von 5 Hz, aufgenommen, siehe Abb. 16. Es zeigte sich, dass der Shaker ein nichtlineares Verhalten aufweist. Ergänzende Messungen mit unterschiedlichen Anregungsfrequenzen im Bereich von 3-100 Hz und Massen von 50-300 g zeigten, dass dort kein abweichendes Verhalten besteht. Wird der Frequenzgang eines Energy Harvesters

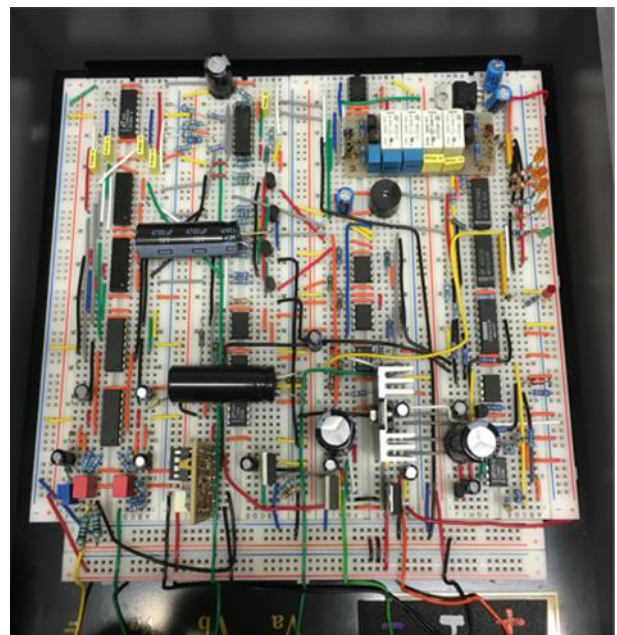


Abb. 15: Regelungselektronik des Eigenbau-Shakers.

aufgenommen, muss die eingespeiste mechanische Energie während der gesamten Messreihe konstant bleiben, d.h. für jede Frequenzvariation muss der Wert der elektrischen Amplitude am Signalgenerator angepasst werden. Der Zusammenhang der mechanischen Amplitude A , der maximalen Beschleunigung a_0 und der natürlichen Kreisfrequenz ω , folgt aus:

$$A = \frac{a_0}{\omega^2}. \quad (6)$$

Abb. 16 zeigt, als durchgezogene Linie, die Interpolationsfunktion, welche in dieser Arbeit verwendet wurde, um aus einem Beschleunigungswert, mit Gleichung 6, den dazugehörigen Wert der elektrischen Amplitude zu ermitteln.

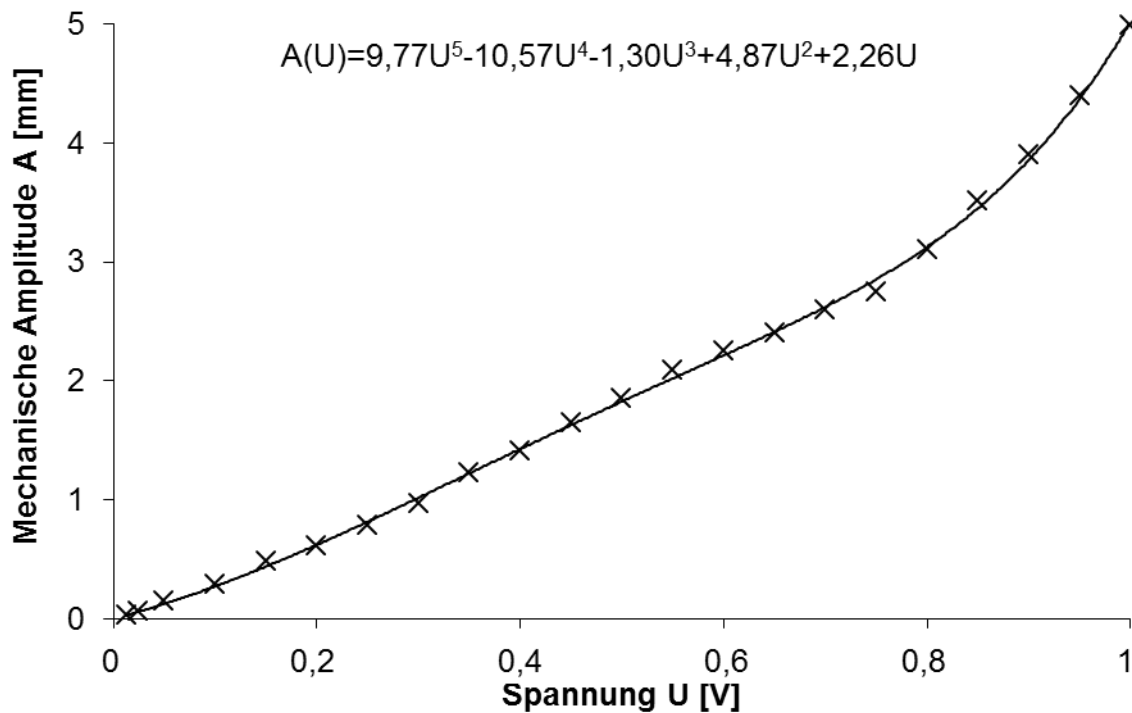


Abb. 16: Mechanische Amplitude des Shakers als Funktion der Ansteuerungsspannung.

Ein Arbeitsbereich von unterhalb 3 Hz wäre für die Untersuchung von Energy Harvestern von Interesse gewesen, dort zeigte sich jedoch ein unerwünschtes Verhalten. Abb. 17-a zeigt das Ausgangssignal des Signalgenerators bei einer Frequenz von 3,55 Hz (linkes Teilbild), die Leerlaufspannung eines piezoelektrischen Biegebalkens (gelbe Kurve, rechtes Teilbild) und das Signal eines Beschleunigungssensors (grüne Kurve, rechtes Teilbild). Die mechanische Frequenz stimmt mit der Ausgangsfrequenz des Signalgenerators überein. In Abb. 17-b besitzt das Ausgangssignal des Signalgenerators eine Frequenz von

2,1 Hz, die Leerlaufspannung der piezoelektrischen Keramik besitzt dagegen die doppelte Frequenz. Dieser Effekt trat im Betrieb mit ein- und ausgeschalteter Regelung auf. Es wird vermutet, dass dieser Effekt mechanischen Ursprungs ist.

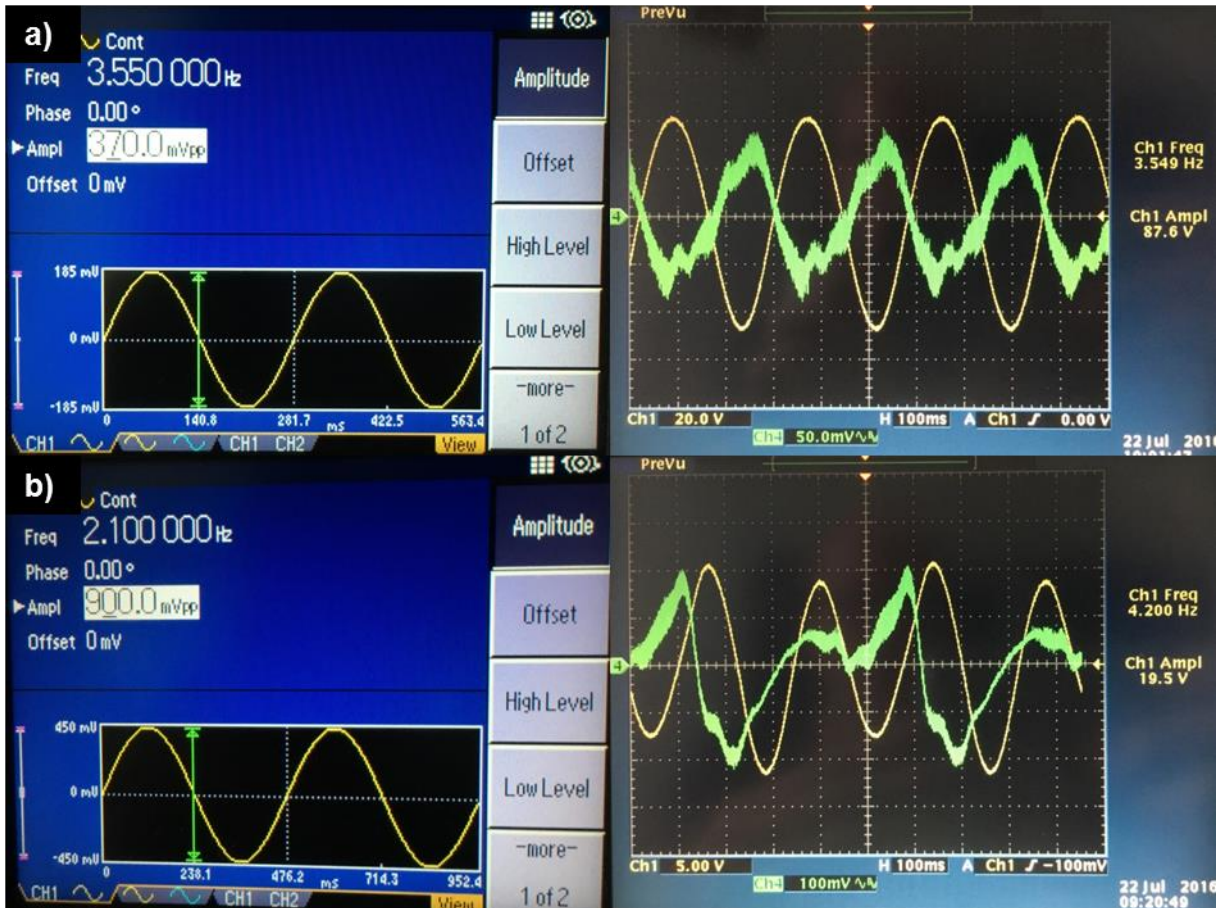


Abb. 17: Ausgangsfrequenz des Signalgenerators links in a) 3,55 Hz bzw. in b) 2,1 Hz. Die Frequenz der mechanischen Schwingung des Shaker rechts in a) 3,55 Hz bzw. in b) 4,2 Hz. In der rechten Hälfte gehören die gelben Kurven zu den Leerlaufspannungen eines piezoelektrischen Biegebalkens und die grünen Kurven zu den Ausgangsspannungen eines Beschleunigungssensors. Unterhalb von 3 Hz tritt eine Frequenzverdopplung auf.

Noch bevor der Eigenbau-Shaker entwickelt und gebaut wurde, sollten die Untersuchungen von Energy Harvestern mit den sogenannten Mini Smart Shaker (TMS-K2007E01, The Modal Shop, Inc., USA) erfolgen. In Abb. 18 ist der Shaker dargestellt, der eigentliche Schwingkörper ist auf einem Winkelblech gelagert, welches z.B. eine vertikale, wie auch horizontale Anregung erlaubt. Der Shaker besitzt laut Datenblatt eine Kraft von 31 N, einen Hub von 13 mm und entscheidend für die Untersuchung von Energy Harvestern einen Betriebsbereich von 0 - 9.000 Hz. Anders als der Eigenbau, besitzt dieser Shaker keine flächige Grundplatte, sondern einen Gewindekopf, auf den ein Stinger aus Nylon montiert werden kann. Eine punktuelle Anregung ist eher nachteilig, da schnell Querbeschleunigungen auftreten können, sobald eine Last, in Form eines Energy Harvesters, an dem Gewindekopf montiert wird.



Abb. 18: Der Mini Smart Shaker.

Die erste Inbetriebnahme des Mini Smart Shakers führte schnell zu der Vermutung, dass

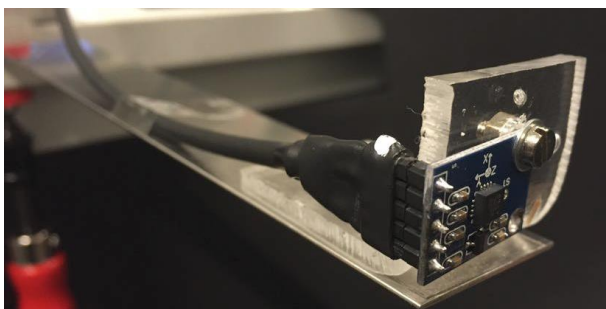


Abb. 19: Beschleunigungssensor (ADXL335) montiert an einem Stahl Biegebalken.

die mechanische Bewegung des Stingers, trotz eines Sinus-Eingangssignals, nicht harmonisch erfolgt. Um dies zu prüfen, wurden als erstes Referenzmessungen vorgenommen, bei denen ein Beschleunigungssensor an das freie Ende eines Stahl-Biegebalkens montiert (siehe Abb. 19) und dieser per Hand angeregt wurde. Das Ausgangssignal wurde während des Schwingvorganges mit einem Oszilloskop dargestellt. Insgesamt erfolgten Messungen für zwei unterschiedliche Einspannlängen.

Die Verläufe sind in der linken Hälfte von Abb. 20 dargestellt, anschließend wurde der Beschleunigungssensor am Gewindekopf des Shakers montiert und bei gleicher Frequenz ein Sinus-Eingangssignal eingespeist, die Verläufe sind in der rechten Hälfte dargestellt. Wie auch bei dem Eigenbau-Shaker, konnte in beiden Fällen eine Frequenzverdopplung beobachtet werden. Der Shaker erfüllte nicht die Anforderung in

dem benötigten Frequenzbereich harmonisch zu schwingen, welches auch vom Vertrieb des Gerätes anerkannt und das Gerät zurück genommen wurde.

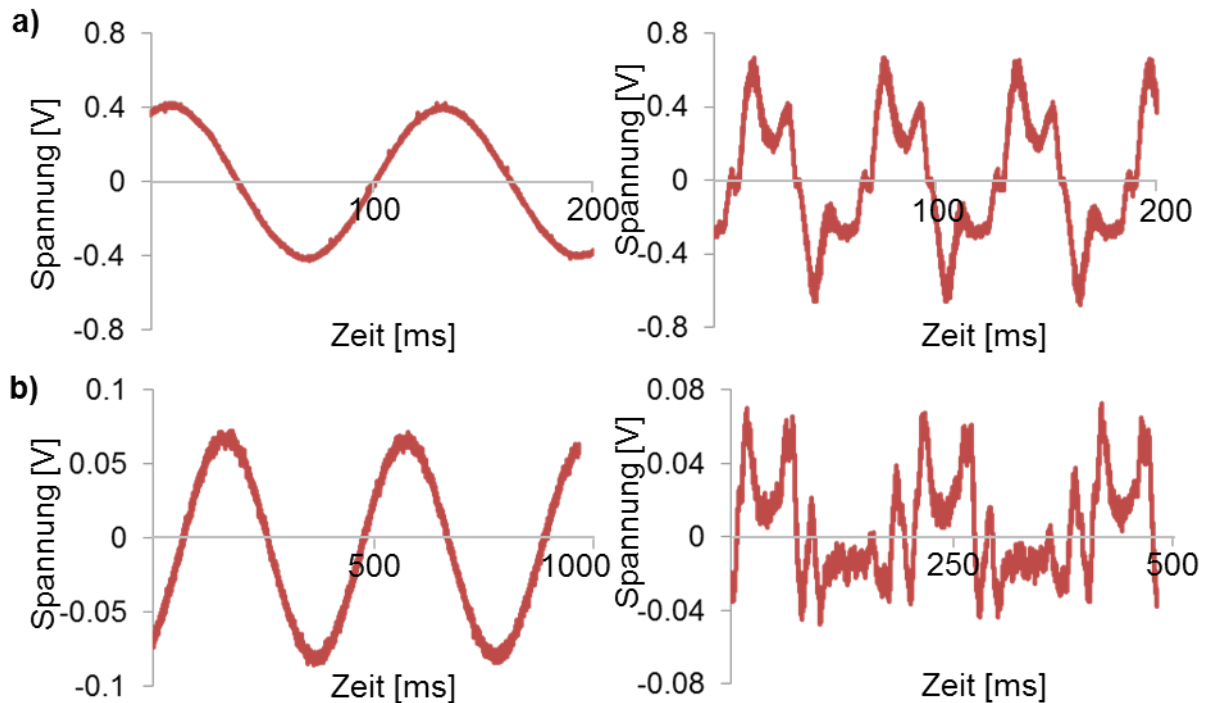


Abb. 20: Ausgangssignale eines Beschleunigungssensors. Links an einem Stahl-Biegebalken, rechts an einem Mini Smart Shaker montiert. Frequenz in a) 8,4 Hz und 16,7 Hz in b) 2,4 Hz und 4,9

3.2 Spulenwickelvorrichtung

Für die effiziente Fertigung von Spulen, welche für einen elektromagnetischen Energy Harvester benötigt wurden, wurde eine Spulenwickelvorrichtung entwickelt. Abb. 21 zeigt deren drei Kernkomponenten: das Netzteil, der Steuerelektronik und der Schrittmotor. Die Steuerelektronik besitzt u.a. ein Zählwerk, ein Potentiometer über welches die gewünschte Windungszahl eingestellt wird, Taster zum Starten bzw. Stoppen des Wickelvorgangs und eine Leistungsendstufe, welche den Schrittmotor mit Energie versorgt. Die maximale einstellbare Anzahl an Windungen beträgt 9.999 und die Drehzahl 240 rpm. Der Schrittmotor ist mit einem Spannfutter ausgestattet, welches der Aufnahme von Spulenwickelkörpern dient.

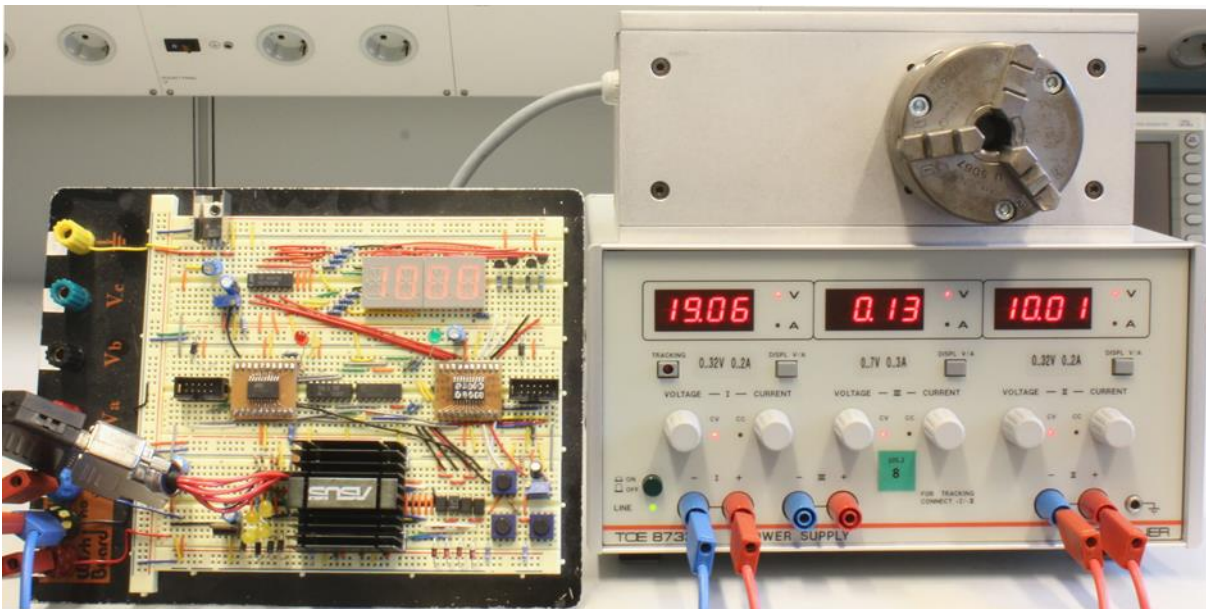


Abb. 21: Spulenwickelvorrichtung.

4. Energy Harvesting

Energy Harvesting, seltener auch Energy Scavenging genannt, beschreibt die Umwandlung von freier Umgebungsenergie, z.B. kinetische Energie in Form von Vibrationen, in elektrische Energie. Es folgt dem Prinzip der regenerativen Energien, etwa Photovoltaik oder Windkraft, jedoch in einem wesentlich kleineren Maßstab. Während typische Anlagen regenerativer Energie in Bereichen von Kilowatt bis einigen Megawatt skalieren, liegt das Niveau bei dem Energy Harvesting häufig nur im Bereich von Mikrowatt bis einigen Milliwatt.

Die Entwicklung von Energy Harvestern gewann deutlich an Interesse mit der Verbreitung von autonomer Funkelektronik. Das klassische Beispiel stellen dabei funkgestützte Sensor-Knoten da, die in Summe ein ganzes Sensor-Netzwerk bilden (siehe Abb. 22) [Lynch2006, Li2017].

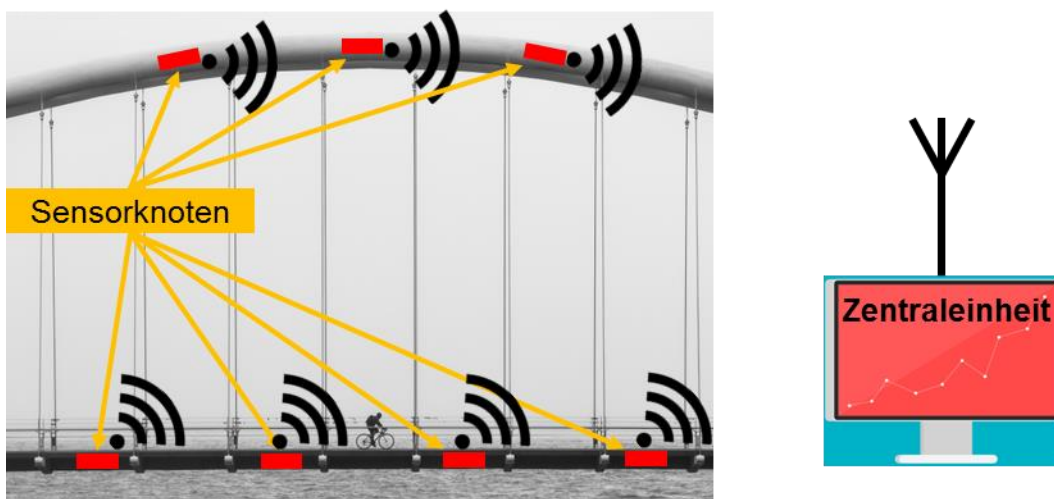


Abb. 22: Eine Brücke, welche mit mehreren Sensorknoten bestückt ist. Die Verbindung zwischen den Sensoren und der Zentraleinheit erfolgt per Funk (nach [Zhou2013]).

Diese Sensorik dient z.B. der Zustandsüberwachung von Strukturen (engl. Condition Monitoring, CM). Typischerweise besteht solch ein Knoten aus einem Sensor, einer Auswertebzw. Funkelektronik und einer Energieversorgung. Letztere muss aufgrund der Autonomie lokal bereitgestellt werden. Eine Batterie stellt als endliche Energiequelle zwar eine preiswerte Lösung dar, besitzt jedoch den Nachteil des zyklischen Wartungsbedarfs. Besteht das System aus einer größeren Anzahl von Knoten bzw. sind diese räumlich schwer erreichbar, ist dieser Ansatz eher unattraktiv. Durch Umwandlung von freier Umgebungs-

energie kann ein Energy Harvester die benötigte elektrische Energie für die gesamte Lebensdauer eines Sensor-Knotens bereitstellen und dort integriert bzw. positioniert werden, wo dieser am effektivsten seine Aufgabe erfüllt. Die Überwachung von natürlicher bzw. menschlich-geschaffener Infrastruktur kann damit über mehrere Jahre erfolgen und ist somit wirtschaftlich, wie auch umweltfreundlich. Abb. 23 zeigt die Wirkkette eines elektro-mechanischen Energy Harvesters.

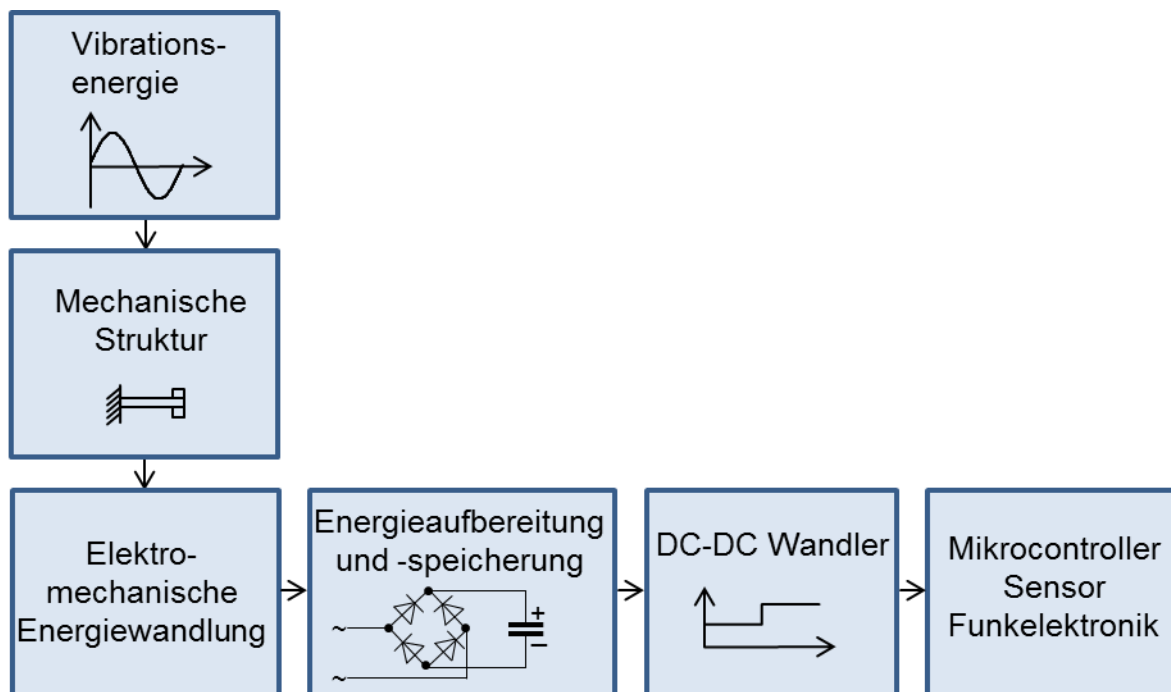


Abb. 23: Blockschaltbild eines energieautarken Sensor-Knotens.

Der Prozess bestehend aus Energiewandlung und -aufbereitung erfolgt in folgenden Schritten:

- Freie mechanische Vibrationsenergie regt eine Energy Harvester Struktur, etwa einen einseitig eingespannten Biegebalken oder ein Pendel, zur Oszillation an.
- Im Folgeschritt wird die kinetische Energie der oszillierenden Struktur elektro-mechanisch gewandelt, dies kann z.B. elektrostatisch, piezoelektrisch oder elektro-magnetisch erfolgen. Diese drei Verfahren werden in den Kapiteln 4.1 bis 4.3 genauer erläutert.
- Abschließend wird die Energie aufbereitet, d.h. die generierte Wechselspannung wird mittels eines Brückengleichrichters gleichgerichtet. Die pulsierende Gleichspannung lädt einen Energiespeicher (Kondensator / Akkumulator) auf, welcher im

Idealfall auch dann Energie bereitgestellt, wenn zwischenzeitlich keine mechanische Anregung erfolgt. Ein Gleichspannungswandler (DC-DC Wandler) passt die Kondensatorspannung an die erforderliche Nennspannung des nachverschalteten Sensor-Knotens an.

Die Sensoreinheit, welche im Forschungsprojekt *WindLast* entwickelt wurde und im Kapitel 6.1 erläutert wird, benötigt für eine Messung und Datenübertragung 1,15 J an Energie. Das Messintervall beträgt 1.800 s, somit müsste ein Energy Harvester eine konstante Durchschnittsleistung von mindestens 0,64 mW aufweisen.

Um nachfolgende Erläuterungen verständlicher zu machen, werden die Achsen eines Rotorblatts, in das es Beschleunigung erfährt, definiert. Abb. 24 zeigt die am Markt übliche Bezeichnung für die Achsen eines Rotorblatts. Eine Axialbeschleunigung, **flapwise** genannt, wird vorrangig durch den Turmstau- bzw. Turmschatteneffekt verursacht, d.h. wenn das Rotorblatt den Turm passiert, sorgt das sich stauende Luftvolumen zwischen Rotorblatt und Turm dafür, dass das Rotorblatt vom Turm weg bewegt bzw. beschleunigt wird [Fadaeinedjad2009]. Die 1. axiale Mode eines Rotorblattes aktueller Baugröße, mit Blattlängen zwischen 50 bis 70 m, welche häufig auch als Flapwise Resonance Frequency (FRF) bezeichnet wird, liegt im Bereich von 0,75 - 2 Hz. Rotorblatt-Hersteller verschweigen diese technische Angabe gerne, weshalb darüber keinerlei Informationen in der Literatur zu finden sind. Eine Transversalbeschleunigung, **edgewise** genannt, hängt von der Winkelstellung der Rotation des Blattes ab, und variiert um den Betrag der Gravitationskraft. Die Radialbeschleunigung, **spanwise** genannt, resultiert aus der Rotation des Rotorblattes und wird von der Transversalbeschleunigung überlagert. Der Mittelwert der Radialbeschleunigung hängt von der Drehfrequenz des Rotorblatts ab, variiert somit mit der Kombination aus Windgeschwindigkeit und Anstellwinkel.

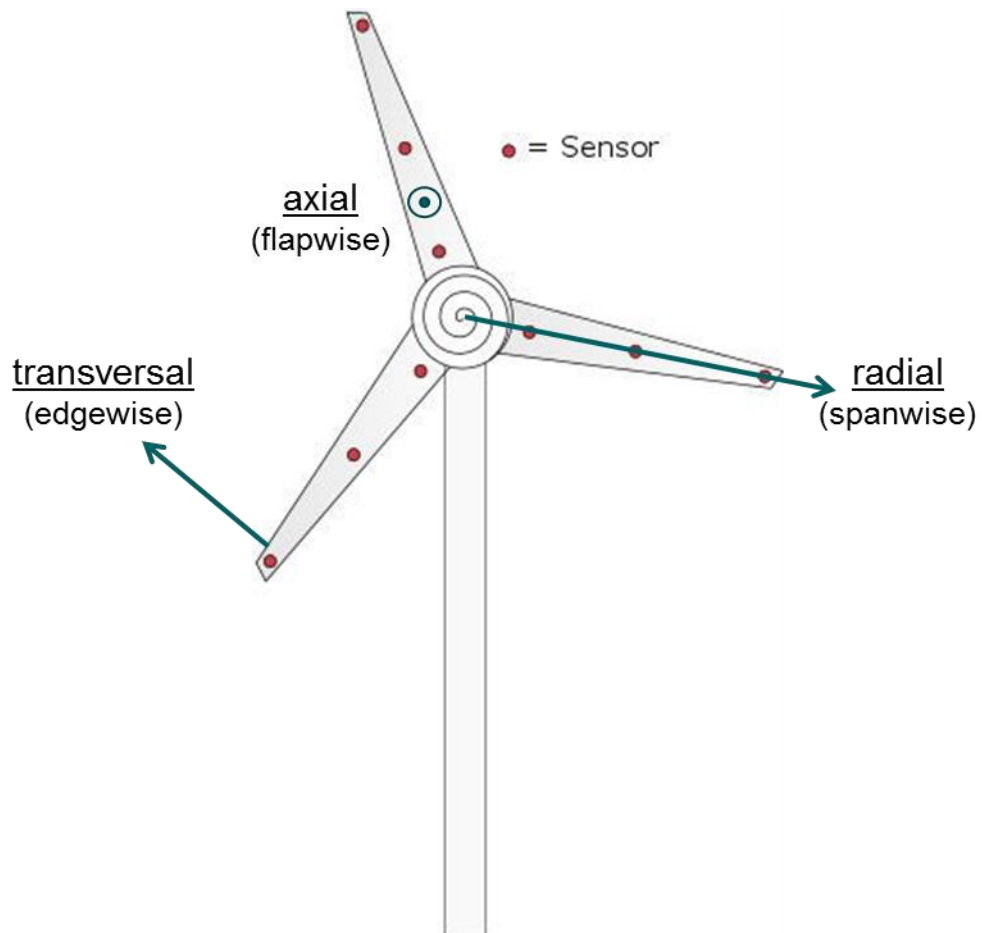


Abb. 24: Achsdefinition der Rotorblätter.

Abb. 25 enthält das Spektrum der axialen Eigenschwingungen eines Rotorblatts für unterschiedliche Windgeschwindigkeiten hoch bis zum Nennwert der Windkraftanlage. Der Anteil, der potentiell zum Energy Harvesting genutzt werden kann, liegt unabhängig von der Windgeschwindigkeit unterhalb von 10 Hz. Die Energy Harvester dieser Arbeit wurden deshalb für den Betrieb unterhalb von 10 Hz ausgelegt.

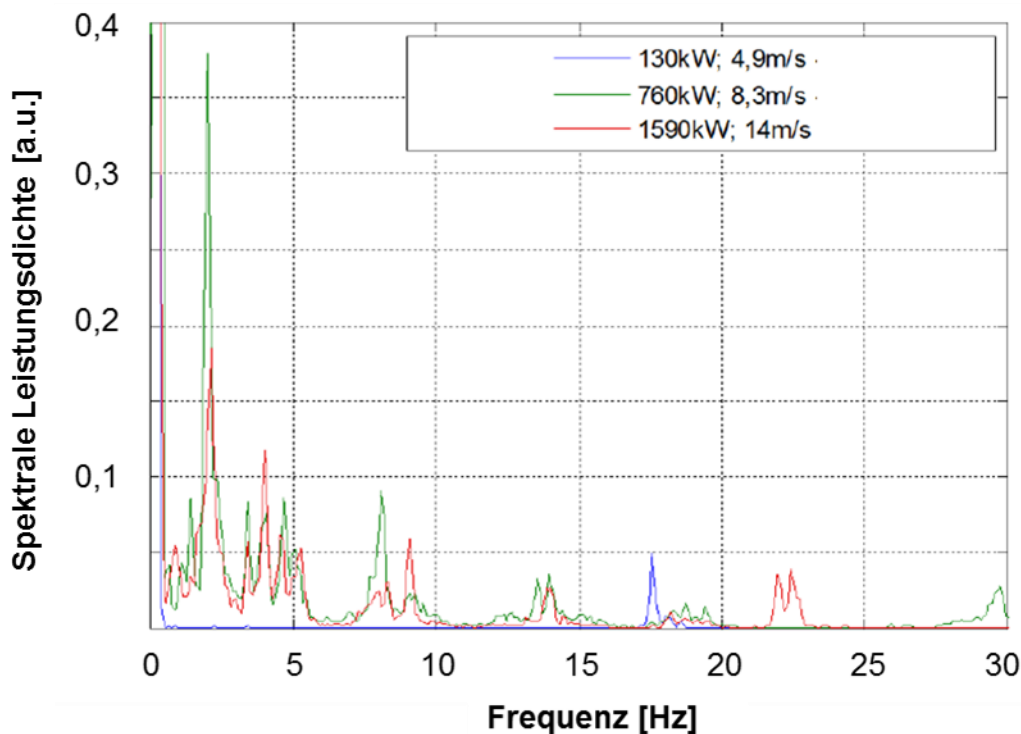


Abb. 25: Axiale Eigenschwingungen eines Rotorblattes in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit (nach [Friedmann2012]). Der energiereiche Anteil der mechanischen Schwingungen befindet sich weitestgehend unterhalb von 10 Hz.

Im fortgeschrittenen zeitlichen Verlauf der Energy Harvester Entwicklungen, wurde ein SLAM Stick (Midé Technology, Massachusetts, USA) in einem Rotorblatt verbaut (siehe Abb. 26). Der SLAM Stick enthält, unter anderem, einen 3-achsigen Beschleunigungssensor und ist in der Lage, über mehrere Stunden hinweg Beschleunigungen aufzuzeichnen. Der Einbau erfolgte in einem Abstand von 10,2 m zum Flansch des Rotorblatts.

Abb. 27 zeigt exemplarisch die im Rahmen der vorliegenden Arbeit gemessenen Verläufe der Radial-, Transversal- und Axialbeschleunigung eines Rotorblatts für eine Messdauer von 300 s, die Windgeschwindigkeit variierte währenddessen zwischen 11 und 15 m/s und die mittlere Drehfrequenz der WKA lag bei 0,2 Hz. Die Verläufe von der Transversal- und Axialbeschleunigung schauen nahezu gleichbleibend aus. Der Verlauf der Radialbeschleu-

nigung hängt wie bereits erwähnt von der Drehfrequenz ab. Marker A zeigt einen Bereich mit niedriger Drehfrequenz, längerer Periodendauer und einem kleineren Mittelwert der Beschleunigung, Position B dagegen einen Bereich höherer Drehfrequenz, kürzerer Periodendauer und somit einem höheren Mittelwert der Beschleunigung.

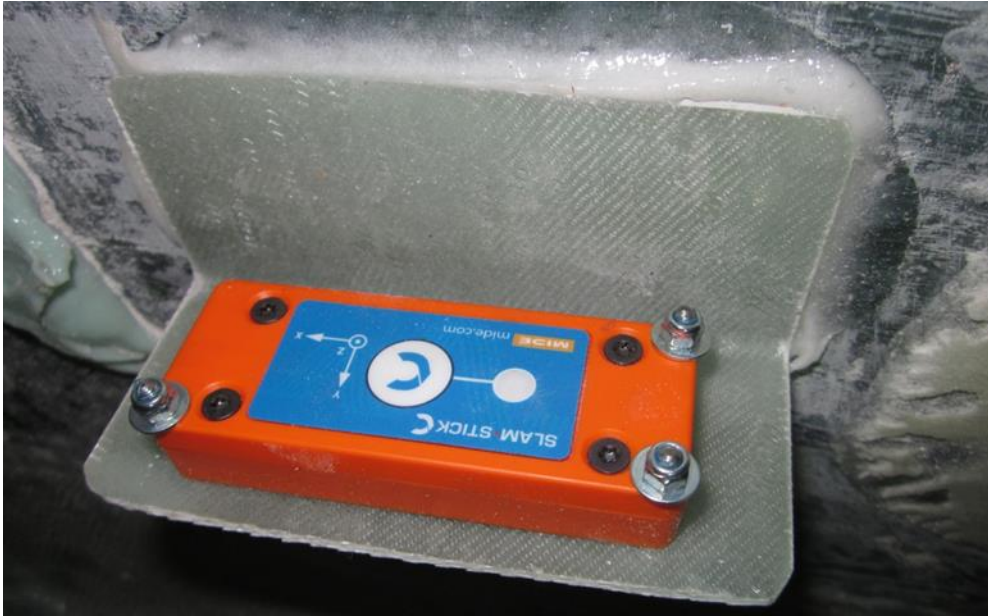


Abb. 26: Der in einem Rotorblatt verbaute SLAM Stick.

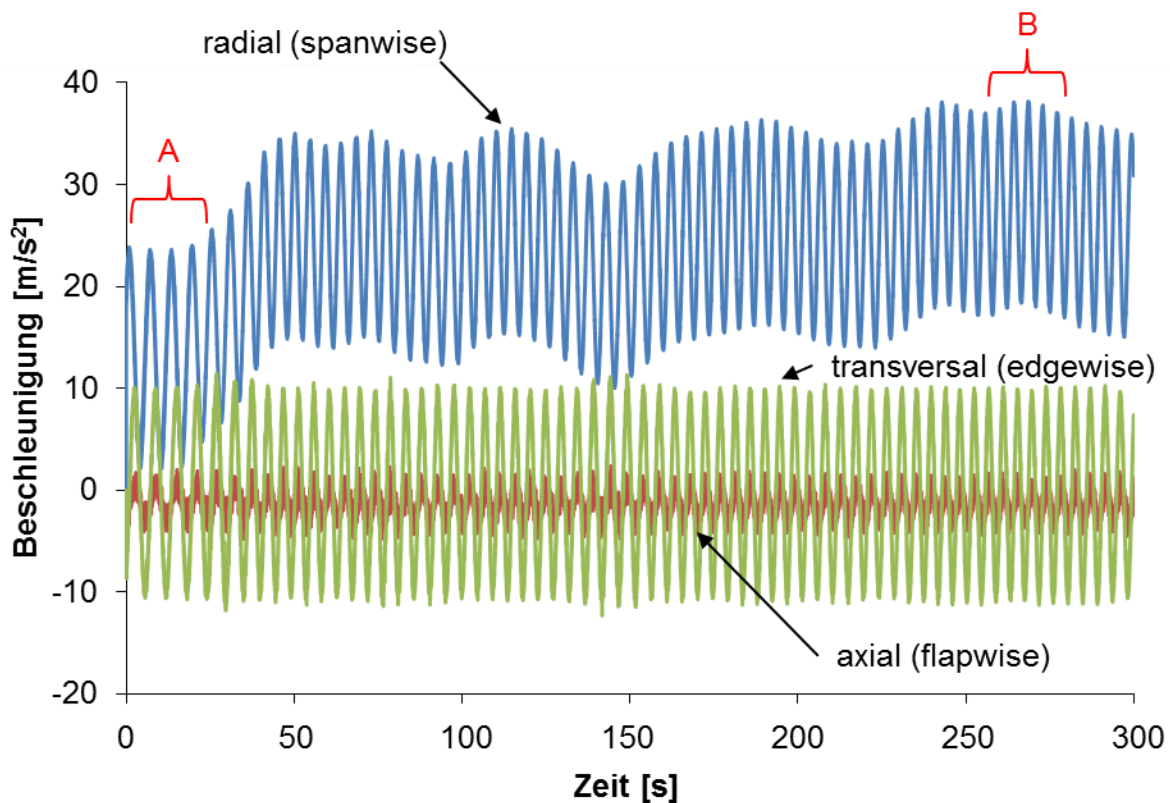


Abb. 27: Verläufe der Radial-, Transversal- und Axialbeschleunigung eines Rotorblatts für ein Zeitfenster von 300 s.

Abb. 28 enthält die Spektren zu den zeitdiskreten Messungen der Radial-, Transversal- und Axialbeschleunigung aus Abb. 27. Die FRF des Rotorblatts, welche laut Rücksprache mit dem Hersteller, bei 1,3 Hz liegen soll, konnte jedoch nicht mit dem Beschleunigungssensor detektiert werden. In Abb. 29 sind die Spektren nochmals in eigenen Diagrammen aufgetragen, um die sich überlappenden Verläufe besser erkennen zu können. Die axiale Beschleunigungsamplitude, resultierend vom Turmstauereffekt, ist trotz Nennbetrieb der Windkraftanlage mit $0,85 \text{ m/s}^2$ sehr gering. Mit Gleichung 6 ergibt sich daraus eine mechanische Auslenkung von 0,42 m, am Einbauort des SLAM Sticks. Die Transversalbeschleunigung variiert während eines Umlaufs, bedingt durch das Gravitationsfeld der Erde, zwischen $\pm 9,81 \text{ m/s}^2$. Die Radialbeschleunigung setzt sich aus zwei Komponenten zusammen: einer drehzahlabhängigen Komponente, welche bei einer konstanten Drehzahl eine Konstante darstellt und einer zweiten Komponente, welche vom Gravitationsfeld der Erde verursacht wird. Da die Transversal-, wie auch die Radialbeschleunigung (Annahme: eine konstante Drehzahl) während eines Umlaufs um $\pm 9,81 \text{ m/s}^2$ variieren, sind diese am ehesten geeignet zum Energy Harvesting.

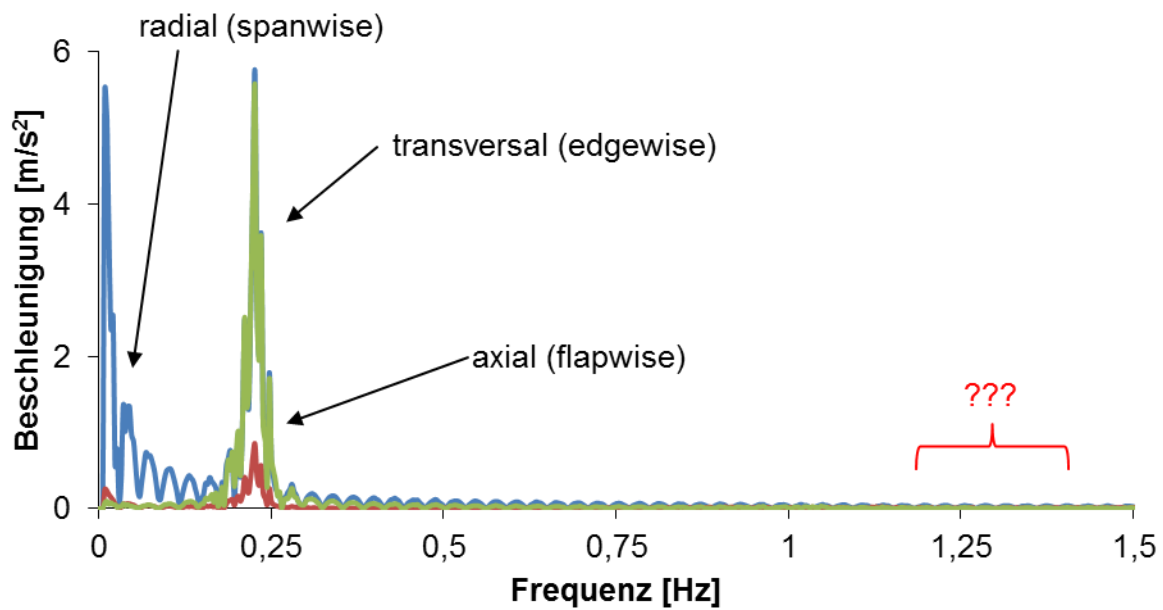


Abb. 28: Spektren der Radial-, Transversal- und Axialbeschleunigung eines Rotorblatts. Die FRF des Rotorblatts wurde nicht vom Beschleunigungssensor detektiert.

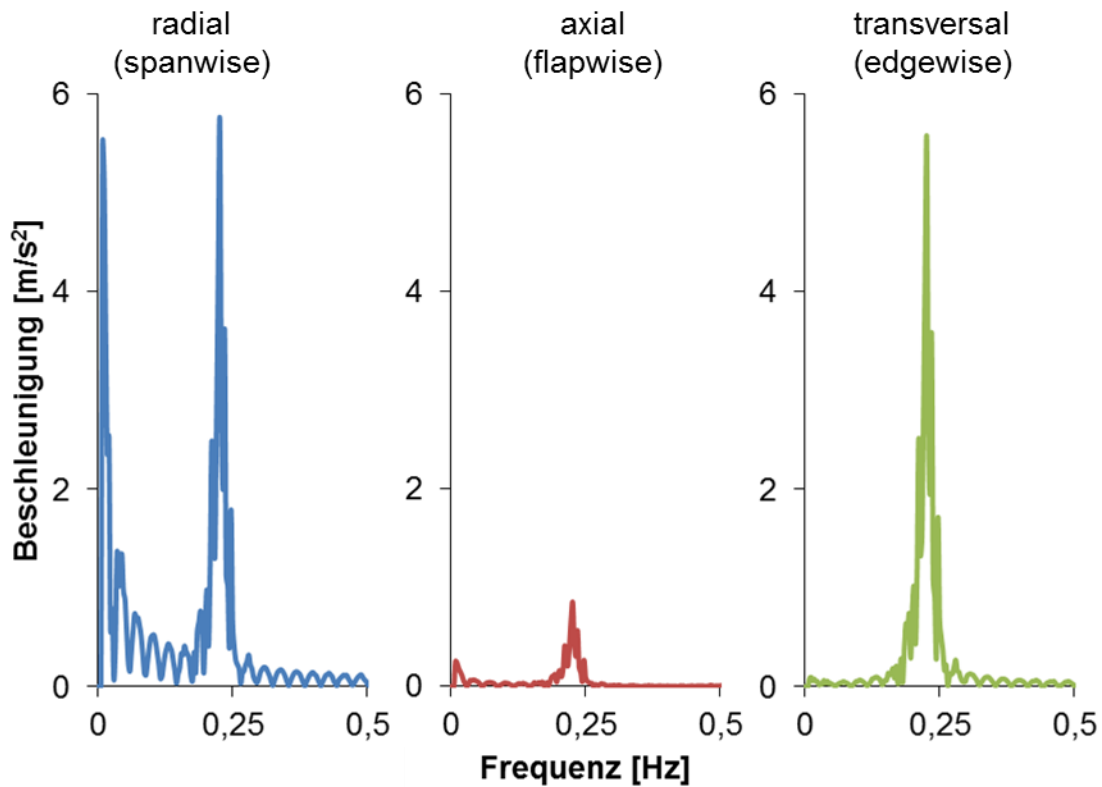


Abb. 29: Spektren der Radial-, Transversal- und Axialbeschleunigung eines Rotorblatts.

4.1 Elektrostatische Energy Harvester

Elektrostatische Energy Harvester sind kapazitive Strukturen, im einfachsten Fall bestehend aus zwei Elektroden, welche durch Luft, Vakuum oder einem weiteres dielektrisches Material voneinander isoliert sind. Ein Variieren des Abstands bzw. der Überlappung der beiden polarisierten Elektroden führt zu einer Änderung der Kapazität und somit findet ein Ladungsaustausch zwischen den Platten statt [Vullers2009, Beeby2006, Boisseau2012], wird eine elektrische Last an die Elektroden angeschlossen, wird diese mit Energie versorgt. Die Kapazität C eines idealen Plattenkondensators lässt sich mit der Dielektrizitätskonstante des Vakuums ε_0 , der relativen Permittivität des dielektrischen Materials ε_r , der Elektrodenfläche A und dem Elektrodenabstand d , wie folgt berechnen:

$$C = \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{A}{d}. \quad (7)$$

Die Idee, eine kapazitive Struktur zur elektromechanischen Energiewandlung zu verwenden, besteht bereits seit Mitte der 1970-iger Jahre [Breux1976]. Elektrostatische Energy Harvester besitzen im Allgemeinen eine eigene Spannungsquelle, meist in Form eines Elektrets. Die Bezeichnung Elektret ist dabei abgeleitet von dem Begriff „**Elektrischer Magnet**“, als Anlehnung an das Prinzip eines Permanentmagneten. Elektrete sind dabei dielektrische Materialien, in welchen quasi-permanent elektrische Ladung gespeichert ist bzw. diese sich in einem quasi-permanenten Polarisationszustand befinden. Elektrete werden häufig aus piezoelektrischen Polymeren wie z.B. Polyvinylidenfluorid (PVDF) oder Polyvinylidenfluorid-Trifluoroethylen (PVDF-TrFe) hergestellt. Elektrostatische Energy Harvester werden industriell als Micro Electro Mechanical Systems (MEMS) gefertigt [Harb2011], ihre Dimension liegt dann im Bereich von Millimetern.

Es gibt zwei Varianten von elektrostatischen Energy Harvestern. Die eine Variante arbeitet im Schalterbetrieb, bei dem die elektrische Last durch einen elektronischen Schalter, z.B. einem MOSFET-Transistor abhängig vom Zustand des Energy Harvesters hinzu- bzw. weggeschaltet wird. Die zweite Variante arbeitet kontinuierlich und benötigt keine Schalter bzw. ausgeklügelte Steuerung, die elektrische Last ist dauerhaft mit der Kapazität verbunden. Beide Varianten von elektrostatischen Energy Harvestern werden in den Kapiteln 4.1.1 bzw. 4.1.2 erläutert. Ist die elektrische Last bereits vor der Auslegung und Konstruktion des Energy Harvesters bekannt, wird in der Regel die kontinuierlich betriebene und schalterfreie Variante bevorzugt, da diese keine Energie für eine Steuerung benötigt.

4.1.1 Schalterbetriebe elektrostatische Energy Harvester

Schalterbetriebe, elektrostatische Energy Harvester arbeiten dynamisch ohne diskrete Zustände. Im sogenannten Ladungs-Zyklus wird die Ladung des Kondensators konstant gehalten.

4.1.1.1 Ladungs-Zyklus

In Abb. 30 wird das Prinzip des Ladungs-Zyklus schrittweise erläutert. Der Zyklus startet, wenn der Energy Harvester seine maximale Kapazität C_{\max} erreicht hat (Q_1), d.h. elektrische Ladung wird durch eine externe Spannungsquelle eingespeist, bis die minimale Spannung U_{\min} erreicht ist und die Spannungsquelle anschließend abgeschaltet wird (Q_2). Im Leerlauf werden die Elektroden auseinander bewegt, dadurch dass die Ladung konstant bleibt (Q_{konst}), nimmt die Kapazität des Kondensators ab und die Spannung steigt an. Die maximale Spannung U_{\max} ist dann erreicht, wenn die minimale Kapazität C_{\min} erreicht ist (Q_3). Sobald die maximale Spannung erreicht ist, kann eine elektrische Last R mit Energie versorgt werden (Q_4).

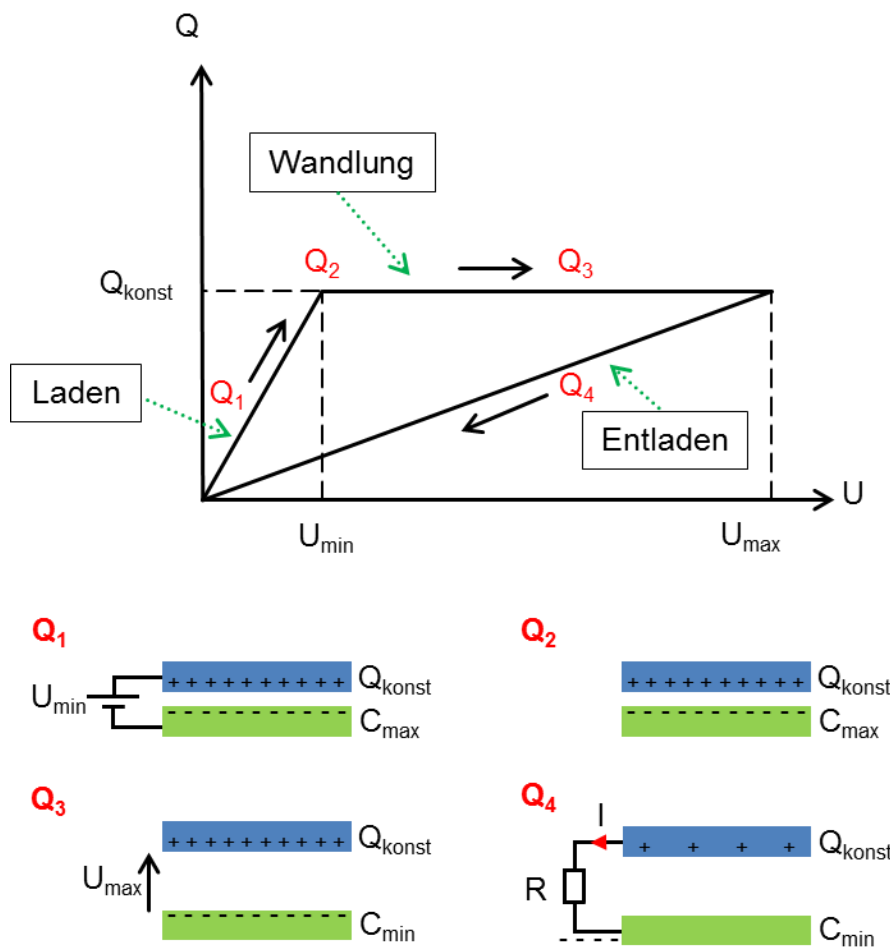


Abb. 30: Ladungs-Zyklus eines elektrostatischen Energy Harvesters (nach [Boisseau2012]).

Die im Ladungs-Zyklus gewandelte Energie E_Q , lässt sich wie befolgt berechnen:

$$E_Q = \frac{1}{2} Q_{\text{konst}}^2 \left(\frac{1}{C_{\min}} - \frac{1}{C_{\max}} \right). \quad (8)$$

4.1.2 Schalterfreie elektrostatische Energy Harvester

Schalterfreie elektrostatische Energy Harvester versorgen eine elektrische Last kontinuierlich mit Energie und verzichten auf elektronisch gesteuerte Schalter. Ein sich kontinuierlich verändernde Kapazität führt fortlaufend zu einem Ladungstransport über die elektrische Last, wodurch Energie abgegeben wird.

Es gibt zwei Schaltungsarten, in denen ein solcher Energy Harvester realisiert werden kann. Die einfache Variante besteht dabei aus einer Serienschaltung bestehend aus einer variablen Kapazität C_{var} , einer Spannungsquelle und der elektrischen Last R_{Last} , wie in Abb. 31-a dargestellt. Der Ladungstransport erfolgt dabei über die Spannungsquelle. Die etwas komplexere Variante besteht aus zwei Kondensatoren, deren Plattenabstand komplementär zu einander variiert wird [Mahmoud2006], wie in Abb. 31-b gezeigt. Entscheidender Vorteil dieser Variante ist, dass der Ladungstransport nicht über die Spannungsquelle erfolgt und somit keine Energie am Innenwiderstand der Spannungsquelle verloren geht.

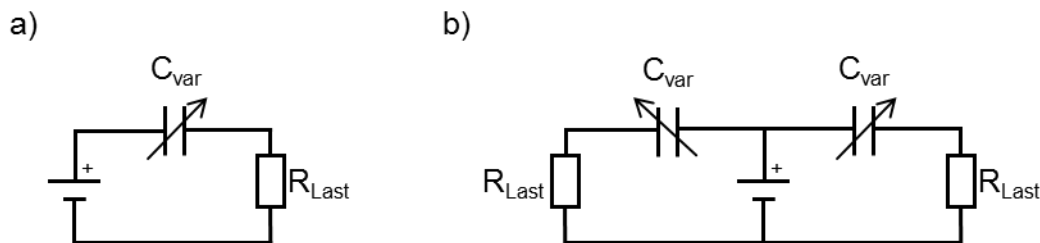


Abb. 31: Verschiedene Schaltungsvarianten kontinuierlich Energie bereitstellender, schalterfreier elektrostatischer Energy Harvester. a) Eine einzelne variable Kapazität, b) Zwei komplementär variable Kapazitäten.

Schalterfreie Energy Harvester versorgen im einfachsten Fall eine elektrische Last direkt ohne einen Energiespeicher. Wird der Harvester jedoch einmal nicht angeregt, liegt eine Energielücke vor, da keine Energie in einem Kondensator oder einem Akkumulator gespeichert wurde. Als Alternative zu der direkten Versorgung der Last mit Energie, kann statt der Last ein Transformator angeschlossen werden, der die Spannung auf das benötigte Potential wandelt. Ein Gleichrichter kann dann die Wechselspannung gleichrichten und in einem Kondensator oder Akkumulator die gewandelte Energie speichern. Die Last wird dann aus dem Energiespeicher versorgt, auch dann wenn keine mechanische Anregung erfolgt, vorausgesetzt, es wurde vorab genug Energie gespeichert.

4.2 Piezoelektrische Energy Harvester

Eine elektromechanische Energiewandlung kann ebenfalls durch den piezoelektrischen Effekt erreicht werden. Das Wort Piezo hat seinen Ursprung in der griechischen Sprache und bedeutet Druck ausüben bzw. Pressen. Das Phänomen Piezoelektrizität wurde erst im Jahr 1880 von den beiden Brüdern Jaques und Pierre Curie entdeckt. Die beiden stellten fest, dass einige Kristalle Ladung an ihren Oberflächen generieren, wenn diese in gewissen räumlichen Orientierungen komprimiert werden. Vermutlich legten sie mit ihren Experimenten den Grundstein für die Piezoelektrizität und dokumentierten Materialeigenschaften wie etwa von Rochellesalz, Quarz- und Topas-Kristallen [Seymour1990]. 1946 schrieb Walter Guyton den ersten wissenschaftlichen Artikel über die physikalischen Hintergründe der Piezoelektrizität. Sein Buch *Piezoelectricity* legte den Grundstein für die Piezoelektrizität und ebnete den Weg für weitere Erforschung dieses physikalischen Effektes [Jaffe1971].

Zwei Effekte der Energiewandlung treten bei piezoelektrischen Materialien in Erscheinung. Bei dem direkten piezoelektrischen Effekt, angelehnt an das Prinzip eines Generators, bei dem elektrische Ladungen bzw. Polarisierung durch mechanischen Druck erzeugt wird, in Abb. 32-a dargestellt. Mikroskopisch betrachtet bilden sich in den Einheitszellen des piezoelektrischen Materials Dipole aus, welche makroskopisch als elektrische Spannung an den Elektroden gemessen werden kann. Ergänzend dazu gibt es den reziproken piezoelektrischen Effekt, angelehnt an das Prinzip eines Motors bzw. Aktors, bei dem eine räumliche Ausdehnung aus dem Anlegen einer elektrischen Spannung resultiert, in Abb. 32-b dargestellt.

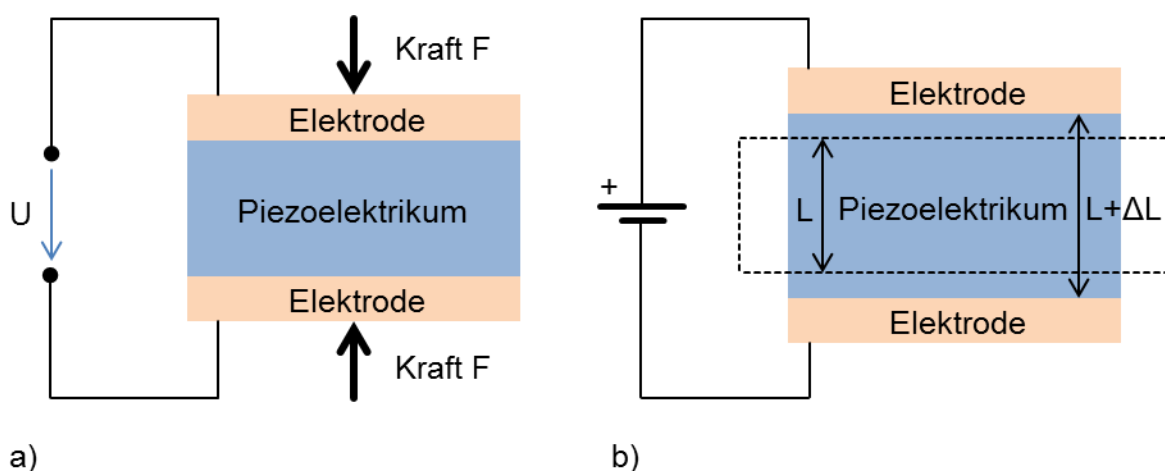


Abb. 32: Prinzip des direkten (a) und reziproken piezoelektrischen Effekts (b).

4.2.1 Gleichungen des piezoelektrischen Effekts

Der Zusammenhang zwischen der mechanischen und elektrischen Domäne piezoelektrischer Materialien lässt sich mit folgenden physikalischen Größen beschreiben: elektrische Verschiebungsdichte D , elektrische Feldstärke E , mechanische Spannung T und Dehnung S .

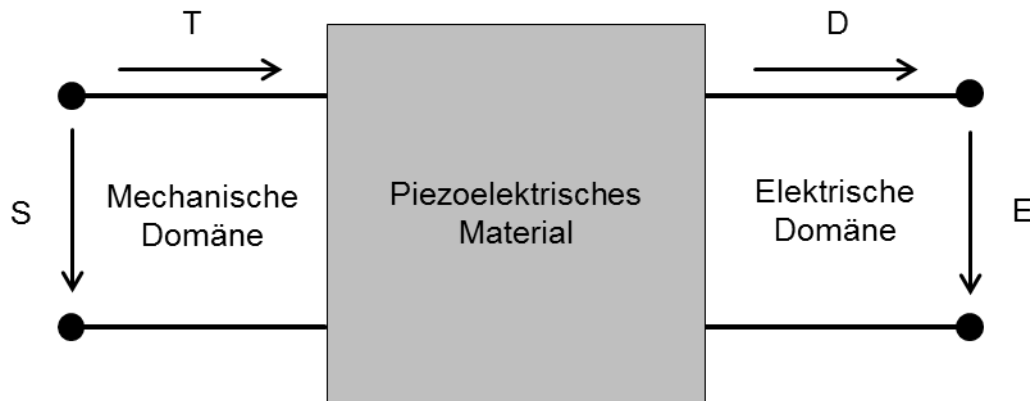


Abb. 33: Der Zusammenhang zwischen mechanischer und elektrischer Domäne eines piezoelektrischen Materials vereinfacht als Zweitor dargestellt.

Die „d“-Form wird verwendet, wenn das piezoelektrische Material als Aktor verwendet wird, die mechanische Spannung und die elektrische Feldstärke sind dann voneinander unabhängige Variablen:

$$D = d \cdot T + \varepsilon^T \cdot E, \quad (9)$$

$$S = s^E \cdot T + d \cdot E. \quad (10)$$

Die „g“-Form wird verwendet, wenn das piezoelektrische Material zum Energy Harvesting verwendet wird, die mechanische Spannung und die elektrische Verschiebungsdichte sind dann voneinander unabhängige Variablen:

$$E = -g \cdot T + \frac{D}{\varepsilon^T}, \quad (11)$$

$$S = s^D \cdot T + g \cdot D. \quad (12)$$

Wobei:

- d den piezoelektrischen Koeffizienten (Einheit: m/V bzw. C/N),
- ε^T die Dielektrizitätskonstante (Permittivität) bei konstanter mechanischer Spannung (Einheit: C/V),

- s^E die Elastizitätskonstante bei konstantem elektrischen Feld, d.h. bei kurzgeschlossenen Elektroden (Einheit: m/N),
- s^D die Federsteifigkeit bei konstanter elektrischer Verschiebungsdichte, d.h. die elektrische Ladung ist konstant auf den Elektroden (Einheit: m/N),
- g den piezoelektrischen Spannungskoeffizienten (Einheit: Vm/N) beschreibt.

Die Fähigkeit eines piezoelektrischen Materials eine Energieform in eine andere zu wandeln, wird durch Kopplungskoeffizienten beschrieben, welche durch direkte Messungen bestimmt werden. Für den direkten piezoelektrischen Effekt ist k_{DPE} definiert als:

$$k_{DPE} = \sqrt{\frac{E_{aus_elektr.}}{E_{ein_mech.}}}, \quad (13)$$

wobei $E_{aus_elektr.}$ die elektrische Ausgangsenergie und $E_{ein_mech.}$ die mechanische Eingangsenergie beschreiben. Für den reziproken piezoelektrischen Effekt ist k_{RPE} definiert als:

$$k_{RPE} = \sqrt{\frac{E_{aus_mech.}}{E_{ein_elektr.}}}, \quad (14)$$

wobei $E_{aus_mech.}$ die mechanische Ausgangsenergie und $E_{ein_elektr.}$ die elektrische Eingangsenergie beschreiben. Da Umwandlungsprozesse verlustbehaftet sind, ist der Wert eines Kopplungskoeffizienten generell kleiner 1. Der planare Kopplungskoeffizient k_p (die Radialschwingung einer runden Scheibe) ist der geläufigste Kopplungskoeffizient um verschiedene piezoelektrische Materialien miteinander zu vergleichen, ferroelektrische Materialien decken einen Wertebereich von etwa 0,38 ($BaTiO_3$) und 0,64 - 0,72 (PZT, der Wert variiert je nach der Materialzusammensetzung) ab [Moulson2003].

Richtungsabhängigkeiten der piezoelektrischen Konstanten werden durch Indizes gekennzeichnet. Dafür werden die Polarisationsvektoren eines rechtshändigen kartesischen Koordinatensystems verwendet [Ueberschlag2001]. Die Richtungen x, y, z entsprechen dabei den Ziffern 1, 2, 3. Mechanische Spannungen die tangential um die aufgespannten Richtungen 1, 2, 3 auftreten, d.h. als Torsion, werden mit 4, 5, 6 gekennzeichnet. Dabei trägt die Achse, in der die Polarisation vorliegt, den Index 3, welches dem Normalvektor der Elektroden entspricht. Piezoelektrische Energy Harvester verwenden die Modi 31 und 33, welche in Abb. 34 dargestellt sind. Bei dem 33-Modus besitzen Polari-

sation und Kraft dieselbe Orientierung. Die piezoelektrischen Energy Harvester dieser Arbeit wurden im 31-Modus betrieben.

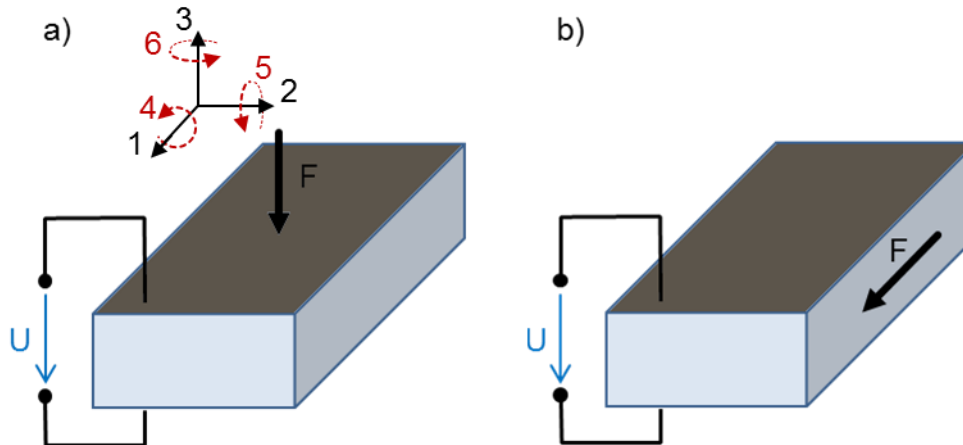


Abb. 34: Der 33-Modus (a) und 31-Modus (b) piezoelektrischer Materialien.

4.2.2 Piezoelektrische Materialien

Mischkristalle aus PbZrO_3 (PZ) und PbTiO_3 (PT) werden PZT-Keramiken genannt und besitzen hervorragende piezoelektrische Eigenschaften, welche durch gezielte Dotierung, z.B. mit Lanthan, Neodym, Wismut, Niob, Eisen, Mangan oder Nickel [Anteboth2007], an spezielle Anforderungen angepasst werden. Die Perowskit-Struktur bildet die Einheitszelle von PZT mit Blei Atomen (Pb), Sauerstoff Atomen (O) und alternierender Besetzung von Titan und Zirconium Atomen (Ti bzw. Zr), dargestellt in Abb. 35. Oberhalb der Curie-Temperatur sind PZT-Keramiken paraelektrisch, d.h. nicht-piezoelektrisch aktiv. Hersteller von PZT-Keramiken empfehlen diese nur unterhalb des halben Curie-Temperaturwertes zu betreiben, um die ferroelektrischen Eigenschaften dauerhaft zu bewahren. Die Curietemperatur liegt abhängig davon, ob sogenanntes weiches oder hartes PZT vorliegt zwischen 145 und 330 °C [Tichý2010]. Ein anderer begrenzender Faktor ist die relativ geringe mechanische Stabilität. Da PZT-Keramiken bei Dehnung schneller zerstört werden, als durch Kompression des Materials,

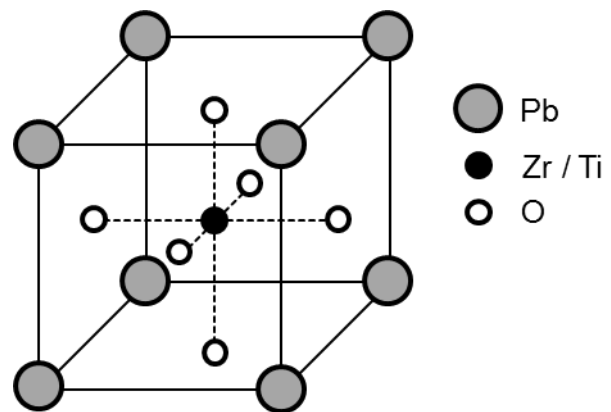


Abb. 35: Die für PZT typische Perowskit-Struktur.

diese nur unterhalb des halben Curie-Temperaturwertes zu betreiben, um die ferroelektrischen Eigenschaften dauerhaft zu bewahren. Die Curietemperatur liegt abhängig davon, ob sogenanntes weiches oder hartes PZT vorliegt zwischen 145 und 330 °C [Tichý2010]. Ein anderer begrenzender Faktor ist die relativ geringe mechanische Stabilität. Da PZT-Keramiken bei Dehnung schneller zerstört werden, als durch Kompression des Materials,

wird häufig bei Anwendungen auf Dehnung des Materials verzichtet und stattdessen auf Kompression gesetzt.

PZT-Keramiken sind polykristalline Materialien, in denen Körner, mit einigen Mikrometern Größe, vorliegen. Dabei kann ein Korn aus mehreren Domänen bestehen, d.h. Bereichen homogener Polarisation bestehen [Anteboth2007]. Diese Domänen-Strukturen sind durch

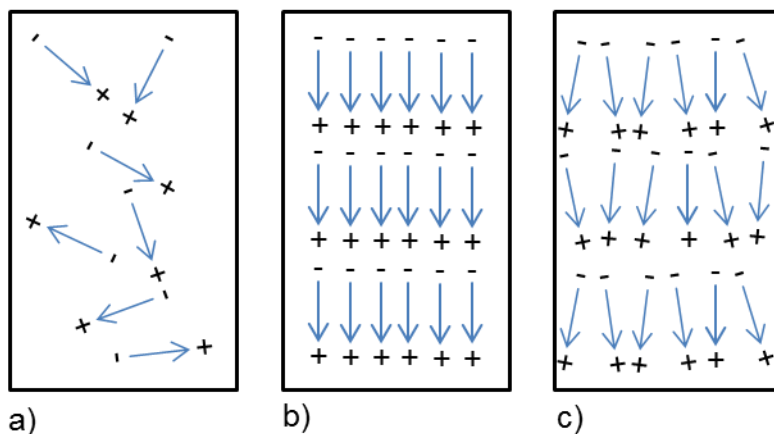


Abb. 36: Polarisation polykristalliner piezoelektrischer Materialien: a) zufällige Orientierung der piezoelektrischen Domänen, b) Polarisation durch ein elektrisches Feld, c) remanente Polarisation, nach Abschalten des elektrischen Feldes.

(Abb. 36-a). Ungepolte PZT-Keramik ist isotrop und ist mikroskopisch betrachtet kaum piezoelektrisch. Um dies zu ändern, muss die Domänenstruktur ausgerichtet werden, welches mit einem elektrischen Feld erreicht werden kann. Die Domänen richten sich nach dem Feld aus und sorgen dafür, dass makroskopisch betrachtet ein piezoelektrisches Verhalten vorliegt (Abb. 36-b). Wird das elektrische Feld entfernt bzw. die elektrische Spannung abgeschaltet, verlieren die Domänen wieder ein wenig an Ordnung und erreichen die remanente Polarisation, in Abb. 36-c dargestellt.

Zuführen von hoher Temperatur, mechanischem Stress oder durch Anlegen einer elektrischen Spannung manipulierbar. Bei Raumtemperatur ist jedes PZT-Korn für sich betrachtet piezoelektrisch in der ferroelektrischen Phase, da sich die piezoelektrische Verteilung aller Körner aber, wegen der zufälligen räumlichen Verteilung mittelt, ist das Material makroskopisch betrachtet neutral

Häufig wird PZT-Keramik während des Polungsprozesses zusätzlich erwärmt, damit die Domänengrenzen beweglicher sind. Materialabhängig wird mit unterschiedlichen Feldstärken

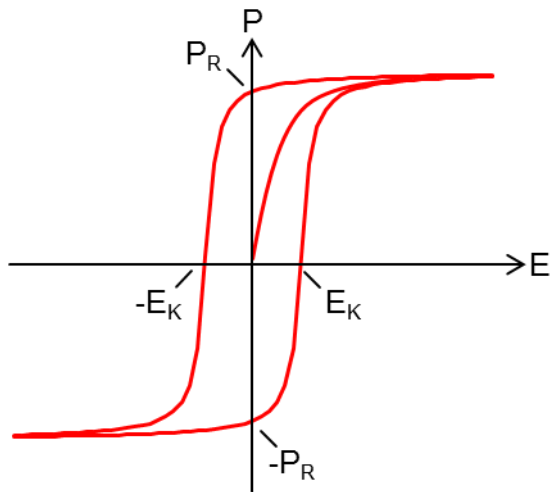


Abb. 37: Hysteresekurve beim Polungsvorgang. Die Remanente Polarisation P_R bleibt nach dem Abschalten des elektrischen Feldes erhalten. Wird das elektrische Feld bei der Koerzitivfeldstärke E_K abgeschaltet, liegt keine Polarisation im Material vor.

gepolt, ein typischer Wert liegt bei 3 kV/mm. Die Domänen-Struktur ist der Grund für das Hysterese-Verhalten der PZT-Keramiken (siehe Abb. 37). Das Nettomoment der Polarisation setzt sich einerseits aus spontaner Polarisation, andererseits aus der Bewegung von Domänen-Grenzen zusammen.

Die Sättigung der Polarisation tritt bei sehr großen elektrischen Feldstärken auf, dadurch begründet, dass sich die Domänen-Grenzen nicht weiter verändern können. Wenn ein Piezo einem langsam wechselnden elektrischen Feld ausgesetzt wird, entspricht die Fläche der Hysteresekurve der Wärmedichte, welche innerhalb eines Durchlaufs entsteht. Eine kleine Fläche steht dabei für eine geringe Beweglichkeit der Domänen-Grenzen, aber auch geringen dielektrischen Verlusten, die Keramiken

nennt man deshalb hart. Eine große Fläche steht dabei für eine große Beweglichkeit, aber auch für große Verluste, weshalb diese Keramiken weich genannt werden.

4.3 Elektromagnetische Energy Harvester

Die Wandlung von mechanischer Energie in elektrische Energie wird bei elektromagnetischen Energy Harvestern durch das Faradaysche Induktionsgesetz beschrieben. Es beschreibt die Entstehung eines elektrischen Feldes durch die Änderung der magnetischen Flussdichte innerhalb einer Leiterschleife. Mit der Induktionsspannung U_{ind} , welche eine offene Leiterschleife voraussetzt und somit eine Leerlaufspannung darstellt, der magnetischen Flussdichte \vec{B} , der Fläche \vec{A} und dem magnetischen Fluss ϕ_m ergibt sich:

$$U_{\text{ind}} = -\frac{d}{dt} \int \vec{B} \cdot d\vec{A} = -\frac{d\phi_m}{dt}. \quad (15)$$

Trifft man die Vereinfachung, dass der magnetische Fluss stets senkrecht zur Bewegungsrichtung der Leiterschleife orientiert ist, kann das Faradaysche Induktionsgesetz in vereinfachter Form geschrieben werden. Aus der Anzahl der Leiterschleifen N , der stationären Flussdichte B_0 , der Relativgeschwindigkeit v , zwischen Magnetfeld und Leiterschleife und der effektiven Länge einer Leiterschleife l folgt:

$$|U_{\text{ind}}| = N B_0 v l. \quad (16)$$

In Abb. 38 ist das Wirkprinzip der elektromagnetischen Induktion, vereinfacht, dargestellt.

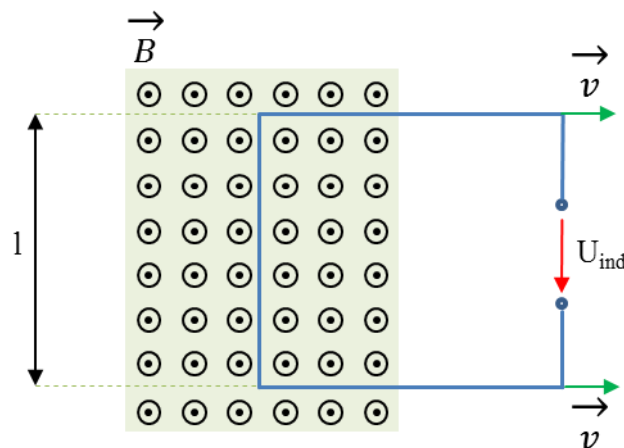


Abb. 38: Elektromagnetische Induktion in Folge der Relativbewegung zwischen einer Leiterschleife und einem Magnetfeld.

5. Energy Harvester

In diesem Abschnitt werden die Energy Harvester vorgestellt und charakterisiert, welche im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wurden. Die elektromechanische Wandlung erfolgt entweder piezoelektrisch oder elektromagnetisch. Die Energy Harvester weisen alle einen niederfrequenten Arbeitsbereich, unter 10 Hz für den Betrieb in einem Windkraftanlagen-Rotorblatt auf.

5.1 Piezoelektrische Energy Harvester

Die grundlegende Geometrie der konstruierten und im Folgeschritt untersuchten piezoelektrischen Energy Harvester dieser Arbeit stellte ein einseitig eingespannter Biegebalken dar, auf dem eine piezoelektrische Keramik gebondet wurde. Als Substrat wurde für die piezoelektrischen Energy Harvester der carbonfaserverstärkte Kunststoff (CFK) Polyamide des Typs PA6.6 Tepex Dynalite 201-C200, von Lanxess Deutschland GmbH, ausgesucht.

Das Ausgangsmaterial wurde in $300 \times 210 \times 2 \text{ mm}^3$ großen Platten bereitgestellt und anschließend mittels einer Wasserstrahlschneidemaschine in eine schmalere Streifenform gebracht. Die Länge der Streifen wurde so gewählt, dass sie der längsten Kante des Ausgangsmaterials entsprach und die Resonanzfrequenz somit möglichst niedrig lag. Die Dimension der Substrate wurde zu $300 \times 25 \times 2 \text{ mm}^3$ gewählt.

Als piezoelektrisches Material wurde die PZT Keramik des Typs M1100 von der Johnson Matthey Catalysts GmbH ausgesucht. Die PZT Keramiken besitzen die Dimension $46,9 \text{ mm} \times 23 \text{ mm} \times 0,2 \text{ mm}$. Elektrisch kontaktiert wurde die Keramik durch beidseitiges Anlöten eines $100 \mu\text{m}$ dicken Kupferlackdrahts. Da der Draht und das Lötzinn eine Unebenheit bildeten, wäre somit kein bündiges Aufliegen auf dem Substrat möglich gewesen, deshalb wurde ein 4 mm großes Loch in das Substrat gebohrt.

Die Einspannlänge des Biegebalkens wurde mit 15 mm vorgesehen und das Loch hin zum freien Ende des Balkens orientiert, da die Dehnung in diesem Bereich geringer ausfällt als an der Einspannung und somit weniger an potentiell gewandelter Energie verloren geht. Substrat und Keramik wurden mit dem 2-Komponenten Epoxid-Klebstoff UHU Plus sofortfest von der UHU GmbH & Co. KG Deutschland miteinander verklebt. Der Anpressdruck betrug 10 N während der 24-stündigen Trocknungsphase bei Raumtemperatur.

Zum leichteren Anschluss von Messequipment wurde zusätzlich eine Klemmleiste mit verklebt und mit den Kupferlackdrähten verlötet (siehe Abb. 39-a). Bei den ersten Exemplaren löste sich die Keramik bereits nach kurzer Betriebsdauer, welches in Abb. 39-b dargestellt ist. Gelöst wurde dieser Umstand, indem das Substrat vor der Verklebung mittels Schleifpapier (1000-er Körnung) angeschliffen wurde (siehe Abb. 39-c). Abb. 39-d zeigt eine stark vergrößerte Ansicht der thermisch aufgedampften Elektrode, die Oberfläche ist für eine stabile Verklebung ausreichend porös.

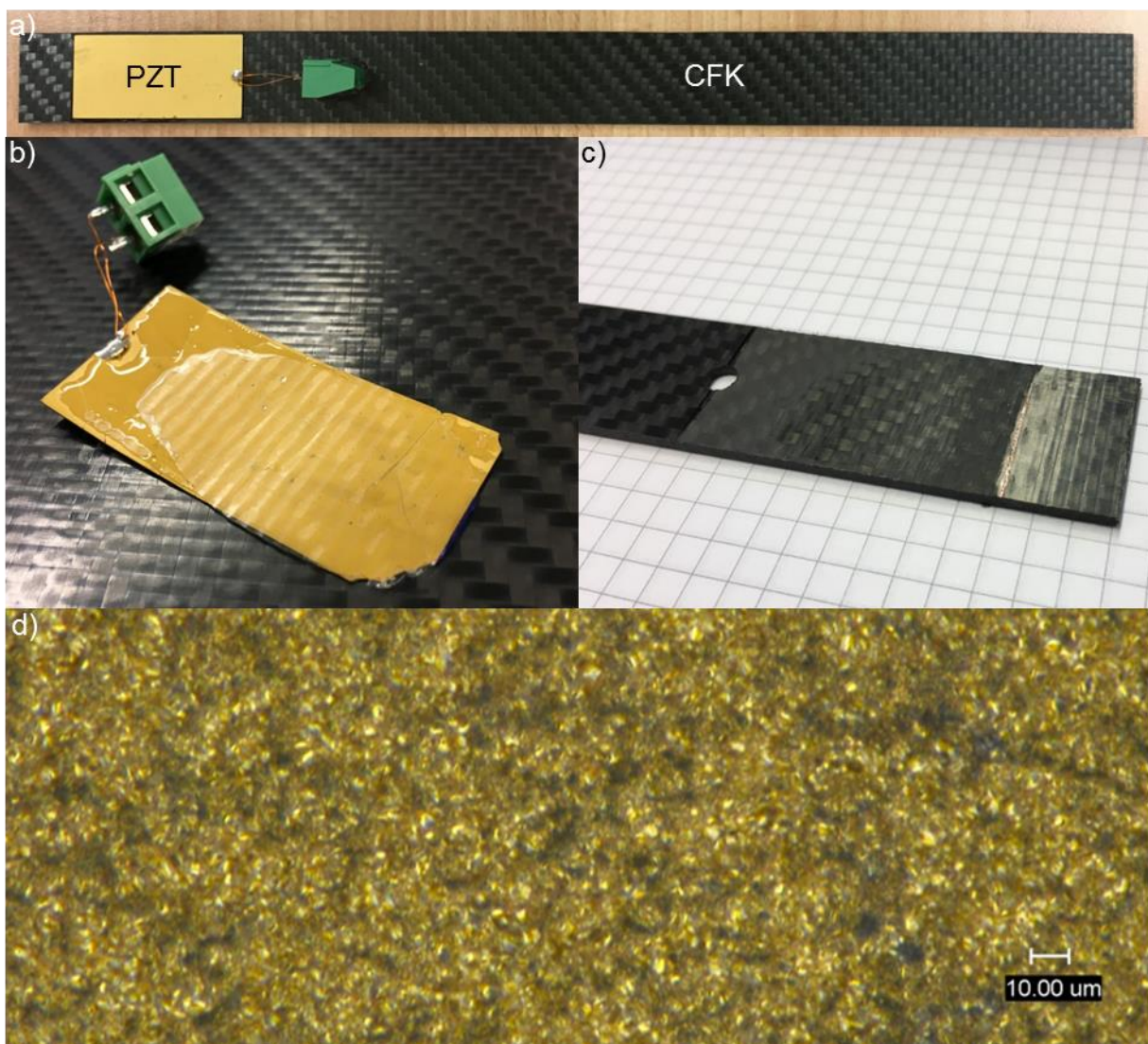


Abb. 39: a) Unimorph, b) delaminierte piezoelektrische Keramik, c) angerautes CFK-Substrat und d) eine stark vergrößerte Ansicht der porösen Elektrodenoberfläche.

Ohne seismische Masse beträgt das Gewicht eines solchen Unimorphs 25,6 g. Um die Resonanzfrequenz des Unimorphs reproduzierbar variieren zu können, wurden 7 unterschiedliche seismische Massen (80, 100, 120, 140, 160, 180 und 194 g, siehe Abb. 40) für das freie Ende der Biegebalken angefertigt. 20 mm breite Bleiband-Streifen wurden dafür um das freie Ende gewickelt. Die seismischen Massen saßen ausreichend fest, benötigten somit keine weitere Fixierung und ein schneller Austausch per Hand war auch sichergestellt.

Da die Einspannlänge mit 15 mm vorgesehen wurde, folgte daraus eine effektive schwingfähige Biegebalkenlänge von 285 mm. Die seismischen Massen nahmen 20 mm der Balkenlänge ein, welches nur einem Bruchteil der effektiven Balkenlänge entspricht, weshalb in weiteren Betrachtungen von einer, auf das freie Ende wirkenden, punktförmigen Masse bzw., bei mechanischer Anregung an der Einspannung, punktförmigen Kraft ausgegangen wird. Um das Frequenzverhalten des Unimorphs zu untersuchen, wurde dieser zunächst an der vibrierenden Grundplatte des Shakers (siehe Abb. 12) fixiert, dies erfolgte mittels eines PVC-Balkens, welcher die Einspannfläche des Unimorphs abdeckte und beidseitig mit der Grundplatte verschraubt wurde.



Abb. 40: 7 Seismische Massen (80-194 g) aus Blei bestehend.

Um die mechanisch eingespeiste Energie während einer Messung des Frequenzverhaltens konstant zu halten, wurde vorab eine Beschleunigung definiert und die mechanische Amplitude bei Variation der Anregungsfrequenz über die elektrische Amplitude des Signalgenerators angepasst (vergleiche Abb. 16).

Die Ausgangsspannung der piezoelektrischen Keramik wurde, annähernd ohne elektrische Belastung, mit einem Tastkopf (1 M Ω Eingangswiderstand und 20 pF Kapazität) und einem Oszilloskop gemessen. Von relevantem Interesse war insbesondere das Verhalten in bzw. nahe der Resonanz des Unimorphs,

da die Wandlung von mechanischer zu elektrischer Energie in diesem Bereich den größten Wirkungsgrad besitzt. Abb. 41 zeigt das Frequenzverhalten des Unimorphs ohne Montage einer seismischen Masse am freien Ende, bei einer konstanten Anregung mit 0,52 m/s² Beschleunigungsamplitude, die Resonanzfrequenz beträgt 21 Hz und die dazugehörige Spannungsamplitude 3,75 V. Für Energy Harvesting in einem Rotorblatt liegt die Resonanzfrequenz zu hoch und die Spannungsamplitude ist zu gering. Um die Resonanzfrequenz nach unten zu verschieben und die Spannungsamplitude zu erhöhen, wurden Messreihen mit unterschiedlichen seismischen Massen (80-194 g) für zwei jeweils konstante Beschleunigungsamplituden vorgenommen. Abb. 42 beinhaltet das Frequenzverhalten für eine Beschleunigungsamplitude von 0,26 m/s² und Abb. 43 ergänzend dazu für eine Beschleunigungsamplitude von 0,52 m/s².

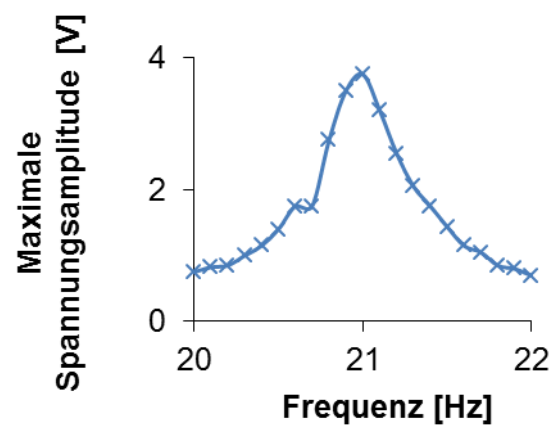


Abb. 41: Maximale Leerlaufspannungsamplitude des piezoelektrischen Biegebal-kens ohne seismische Masse, bei einer konstanten Beschleunigungsamplitude $a_0 = 0,52 \text{ m/s}^2$ an der Einspannung.

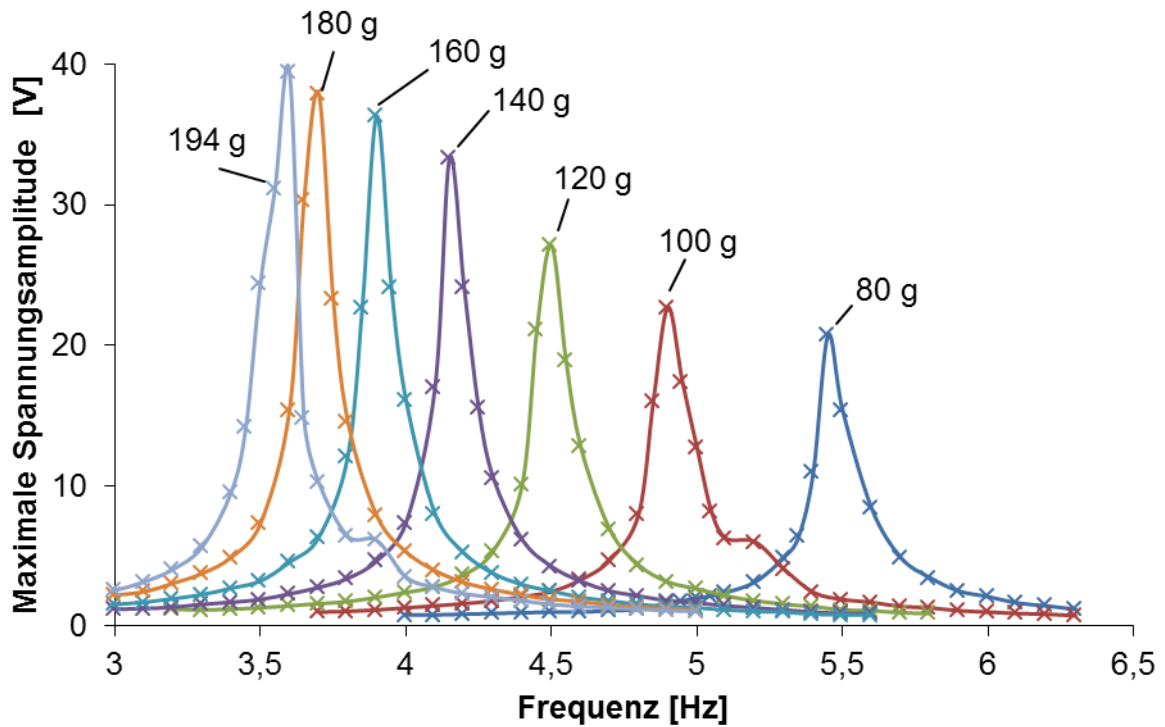


Abb. 42: Maximale Leerlaufspannungsamplituden der piezoelektrischen Biegebalken für unterschiedliche seismische Massen, bei einer konstanten Beschleunigungsamplitude $a_0 = 0,26 \text{ m/s}^2$ an der Einspannung.

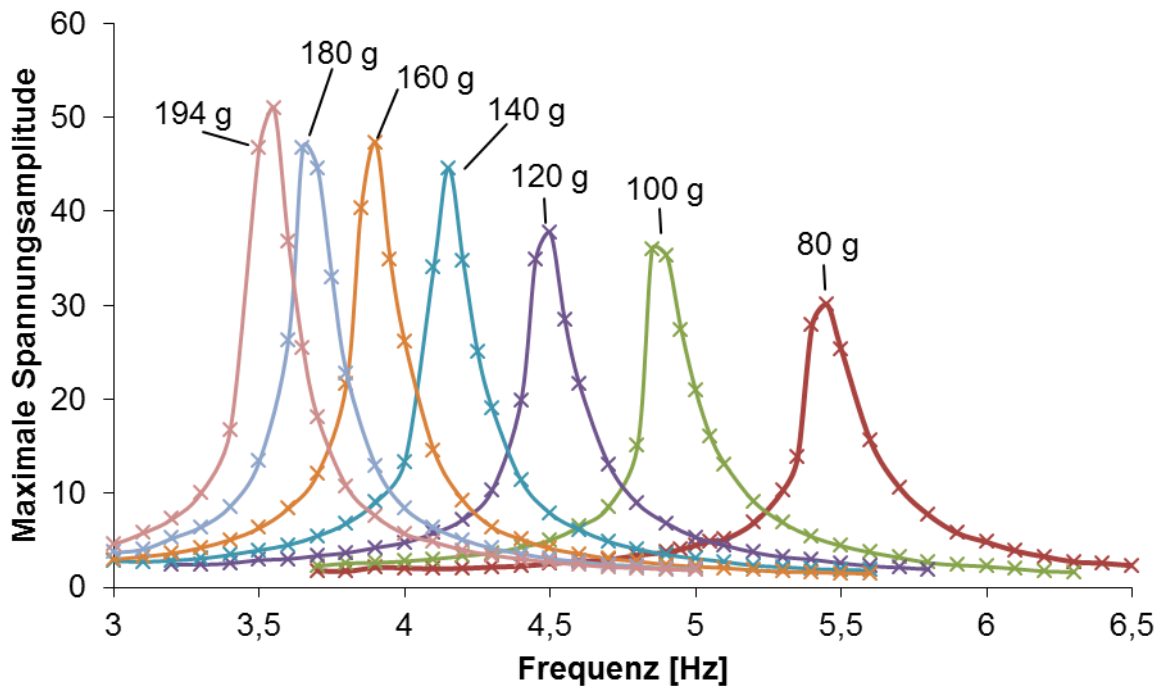


Abb. 43: Maximale Leerlaufspannungsamplituden der piezoelektrischen Biegebalken, bei einer konstanten Beschleunigungsamplitude $a_0 = 0,52 \text{ m/s}^2$ an der Einspannung.

Bei einer mechanischen Anregung mit $0,26 \text{ m/s}^2$ variiert die Spannungsamplitude im Resonanzfall für die unterschiedlichen seismischen Massen, zwischen 20,7 und 39,4 V, mit $0,52 \text{ m/s}^2$ liegt sie zwischen 30,1 und 51,0 V. Tab. 1 enthält der Vollständigkeit halber die restlichen Messergebnisse. Wie zu erwarten war, nimmt die Resonanzfrequenz mit zunehmender seismischer Masse ab und die Spannungsamplitude zu, da die am freien Ende angreifende Kraft ebenfalls zunimmt. Eine Verdopplung der Beschleunigung von $0,26$ zu $0,52 \text{ m/s}^2$, führte in den Resonanzen zu einer Erhöhung der Spannungsamplitude von ungefähr 10 V.

Tab. 1: Leerlaufspannungen im Resonanzfall für unterschiedliche seismische Massen und Beschleunigungsamplituden.

Maximale Spannungsamplitude [V]	Seismische Masse [g]						
Beschleunigungsamplitude [m/s^2]	80	100	120	140	160	180	194
0,26	20,7	22,7	27,1	33,3	36,3	37,9	39,4
0,52	30,1	36,0	37,7	44,6	47,3	46,8	51,0

Die geringe Kapazität der piezoelektrischen Keramik, von nur 185 nF, gemessen mit einem LCR-Meter (Model 878B, BK Precision Corporation, USA), erfordert für eine effiziente Energieentnahme, eine Energieaufbereitung, da bereits eine geringe elektrische Last zu einem sofortigem Zusammenbrechen der Spannung führt. Verwendet man Gleichung 7 für die Berechnung der Kapazität, unter der Annahme, dass die Dicke der thermisch aufgedampften Elektroden im Vergleich zur Gesamtdicke der Keramik vernachlässigbar gering ist, ergibt sich eine Kapazität von 215 nF. Die Dicke der piezoelektrischen Keramik wurde zusätzlich mit einem Konfokalmikroskop gemessen, abweichend vom Datenblatt besitzt das Material eine Stärke von $257 \mu\text{m}$ (siehe Abb. 44), zudem lässt sich die geringe Schichtdicke der Elektroden sehr gut erkennen. Berechnet man wiederholt die Kapazität der Keramik mit der gemessenen Materialstärke, ergibt sich eine Kapazität von 167 nF.

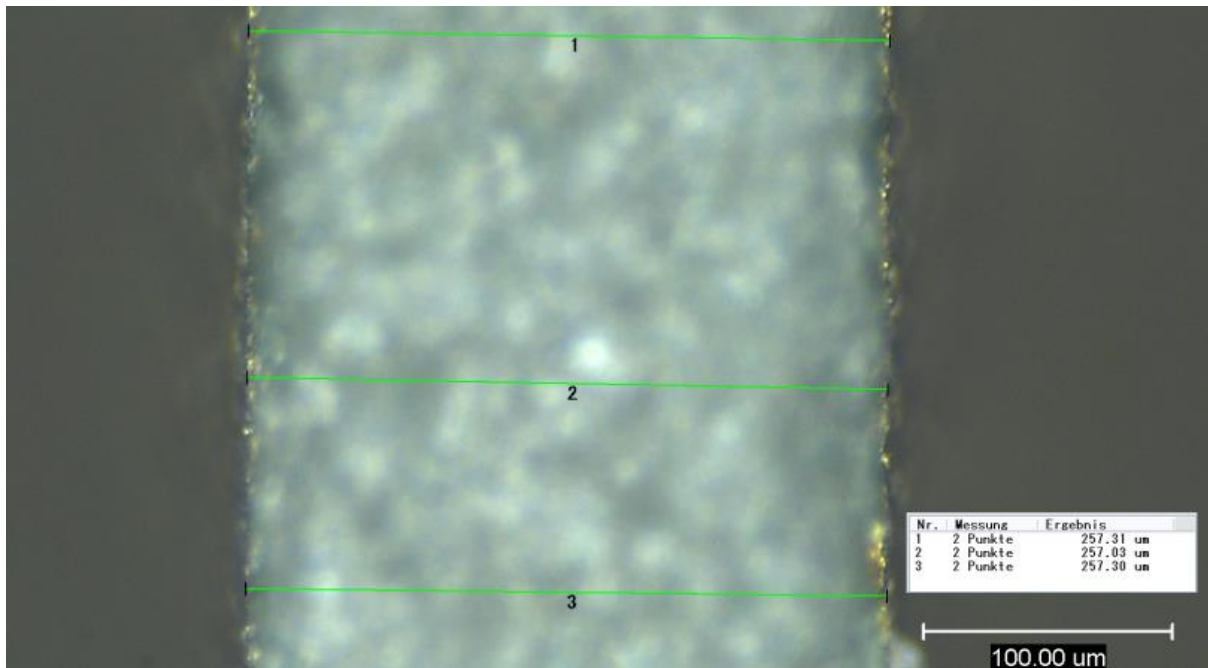


Abb. 44: Messung der Materialstärke der Keramik mittels eines Konfokalmikroskops. Abweichend von der Herstellerangabe liegt eine Gesamtdicke von 257 µm, statt der angegebenen 200 µm vor.

Die Halbleiterschaltung LTC3588 von Linear Electronics richtet die Wechselspannung einer piezoelektrischen Keramik effizient gleich und stellt über einen integrierten DC-DC-Wandler eine gewünschte Spannung von 1,8 bis 3,6 V bereit. Die Midé Technology Corporation verwendet diesen Halbleiter in dem Energieaufbereitungsmodul EHE-004 (siehe Abb. 45), welches den seriellen oder parallelen Betrieb von zwei piezoelektrischen Keramiken erlaubt und die gewandelte Energie in zwei parallel geschaltete 100 µF Kondensatoren, bzw. in einer weiteren externen Kapazität, speichert.



Abb. 45: Energieaufbereitungsmodul EHE-004 von Midé Technology Corporation.

Sobald etwa eine Leerlaufspannungsamplitude von 20 V vorlag, konnte das Energieaufbereitungsmodul angeschlossen und der Energy Harvester effizient betrieben werden. Definiert man diese Spannungsschwelle als untere Betriebsgrenze, verdeutlicht Abb. 46, dass 7 parallel betriebene Biegebalken unterschiedlicher seismischer Masse bei einer Beschleunigungsamplitude von $0,52 \text{ m/s}^2$ nicht ausreichend sind, um eine Bandbreite von 2 Hz abzudecken, es liegen Versorgungslücken vor. 4 Biegebalken, mit seismischen Massen von 140-194 g, erreichen eine lückenfreie Versorgung für eine Bandbreite von ungefähr 1 Hz. Da die Spannungen der Biegebalken jeweils eine andere Phasenlage besitzen, können diese nicht in Serie geschaltet werden, weshalb jeder sein eigenes Aufbereitungsmodul benötigt.

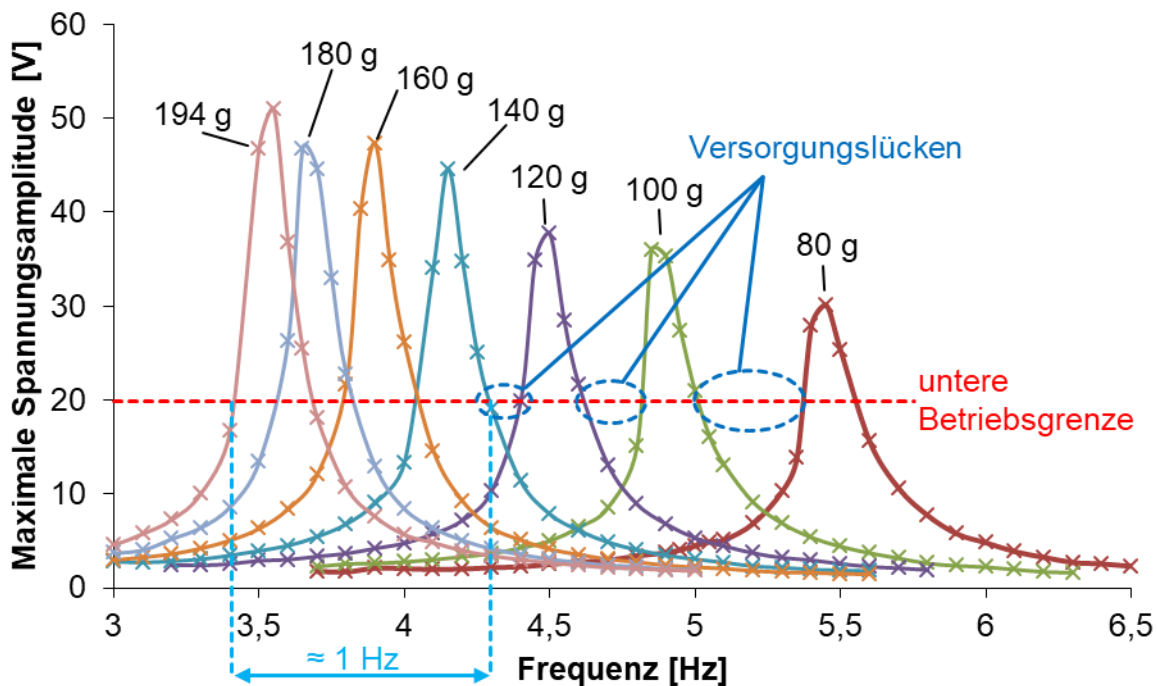


Abb. 46: Maximale Leerlaufspannungsamplituden der piezoelektrischen Biegebalken bei einer konstanten Beschleunigungsamplitude von $a_0 = 0,52 \text{ m/s}^2$ an der Einspannung.

Die erste Eigenmode bzw. Resonanzfrequenz f_1 eines Biegebalkens kann nach [Schomburg2015, S. 128] wie folgt berechnet werden, L_B beschreibt die Balkenlänge, E_B das Elastizitätsmodul des Balkens, m_0 die seismische Masse und m_B die Masse des Balkens:

$$f_1 = \frac{\sqrt{3}}{2\pi L_B} \sqrt{\frac{E_B I_B}{L_B (m_0 + 0,24 m_B)}}. \quad (17)$$

Das Flächenträgheitsmoment I_B berechnet sich für einen Biegebalken mit rechteckigem Querschnitt, der Breite B_B und der Höhe H_B zu [Schomburg2015, S. 93]:

$$I_B = \frac{1}{12} B_B H_B^3. \quad (18)$$

In Tab. 2 sind die gemessenen und berechneten Resonanzfrequenzen gegenüber gestellt, der Einfluss der piezoelektrischen Keramik auf die Resonanzfrequenz wurde bei dieser Betrachtung vernachlässigt. Die Abweichung zwischen gemessenen und berechneten Resonanzfrequenzen liegt im Mittel bei nur 0,12 Hz, somit erscheint der Ansatz gut für eine Vorabauslegung der Geometrie geeignet zu sein.

Tab. 2: Gemessene und berechnete Resonanzfrequenzen für unterschiedliche seismische Massen.

	Seismische Masse [g]							
	0	80	100	120	140	160	180	194
gemessene Resonanzfrequenz [Hz]	21,0	5,45	4,85	4,5	4,15	3,9	3,65	3,55
berechnete Resonanzfrequenz [Hz]	20,67	5,52	4,97	4,56	4,24	3,98	3,76	3,62

Da der Ansatz für die Berechnung der Resonanzfrequenz ausreichend genaue Ergebnisse lieferte, wurde dieser noch ein wenig vertieft. Für diese Betrachtung musste die Balkenlänge mit der Balkenmasse verknüpft werden. Die Masse des Balkens bestand dabei aus einem konstanten Anteil, dem 46,9 mm langen Unimorph mit einer Masse von 7,89 g und einem variablen Anteil der mit pro mm zusätzlicher Länge des Substrats um 72 mg an Masse zunahm. Anschließend wurde die Resonanzfrequenz für unterschiedliche Kombinationen aus Biegebalkenlänge und seismischer Masse berechnet und die Ergebnisse in Abb. 47 grafisch dargestellt. Es ist leicht zu erkennen, dass eine Resonanzfrequenz um 1 Hz herum schnell zu einer wenig praktikablen Balkenlänge von 600 mm bzw. 500 g an seismischer Masse führt.

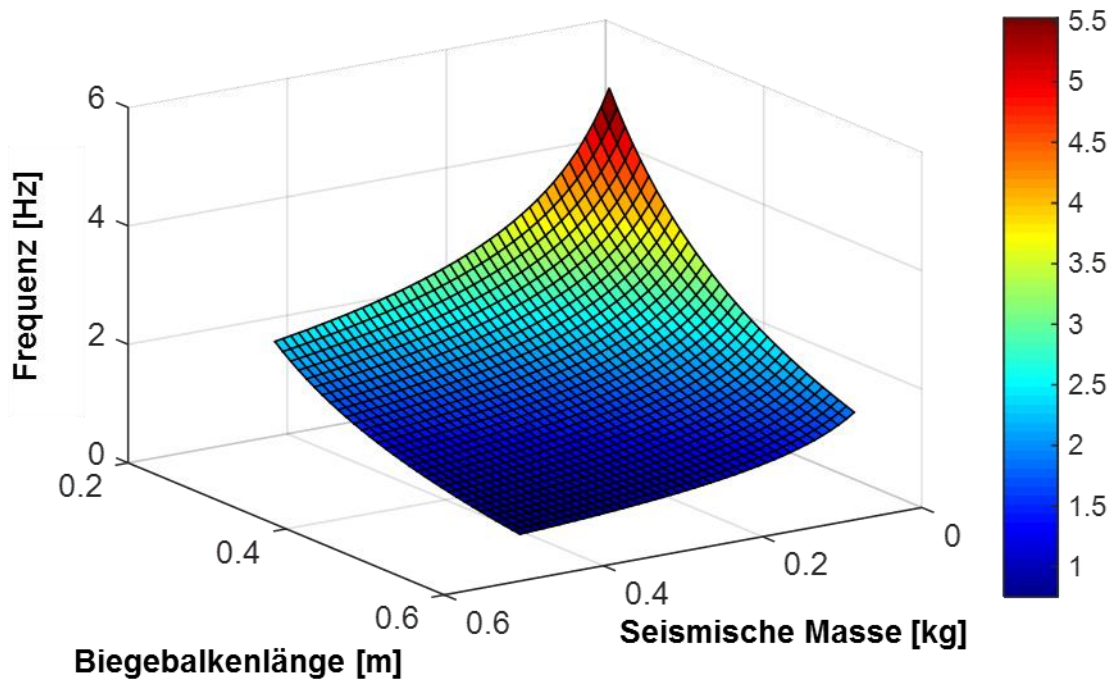


Abb. 47: Resonanzfrequenz für unterschiedliche Kombinationen von Biegebalkenlänge und seismischer Masse. Die seismische Masse und die Länge der Biegebalken variieren zwischen 80-500 g bzw. 285-600 mm.

Der Verlauf der maximalen Spannungsamplitude U der piezoelektrischen Biegebalken lässt sich durch eine Lorentz-Funktion beschreiben, U_0 ist der Offset, der auch außerhalb der Resonanz vorliegt, A die Fläche unter der Kurve, $FWHM$ (Full Width at Half Maximum) die Bandbreite, bei dem halben Wert der maximalen Spannungsamplitude ohne Offset, f die Frequenz und der Resonanzfrequenz f_c :

$$U = U_0 + \frac{2 A}{\pi} \frac{FWHM}{4(f - f_c)^2 + FWHM^2}. \quad (19)$$

Die Software OriginPro 9 (OriginLab Corporation, Massachusetts, USA) wurde verwendet, um die Verläufe der maximalen Spannungsamplituden aus Abb. 43 mit der Lorentz-Funktion zu fitten. In Abb. 48 ist exemplarisch eine Messung und der dazugehörige Lorentz-Funktion Curve-Fit dargestellt, der gelb markierte ist der Bereich, in dem beide Verläufe eine gute Übereinstimmung besitzen und in dem die Parameter berechnet wurden (siehe Tab. 3).

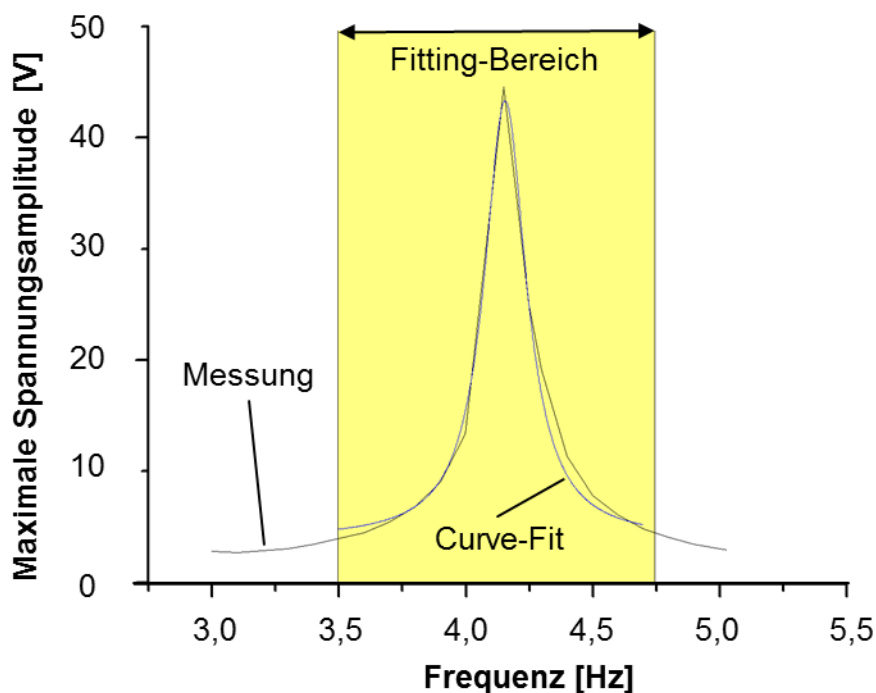


Abb. 48: Maximale Leerlaufspannungsamplitude eines piezoelektrischen Biegebalken mit einer seismischen Masse von 140 g und einer konstanten Beschleunigungsamplitude $a_0 = 0,52 \text{ m/s}^2$ und der dazugehörige Curve-Fit als Lorentz-Funktion.

Die Curve-Fitting-Parameter der Verläufe aus Abb. 43 sind in Tab. 3 zusammengefasst. In Abb. 46 wurde bereits gezeigt, dass ein Biegebalken, unter dem Kriterium einer Leerlaufspannung von mindestens 20 V, eine Bandbreite von ungefähr 0,25 Hz besitzt. Verwendet man alternativ das FWHM als Kriterium für die Beschreibung der Bandbreite, liegt diese für alle 7 Biegebalken nahe bei 0,2 Hz, mit abnehmender Tendenz zu größeren seismischen Massen.

Tab. 3: Curve-Fitting-Parameter für die Verläufe der maximalen Spannungsamplituden aus Abb. 43.

Seismische Masse [g]	U_0 [V]	f_c [Hz]	FWHM [Hz]	A [a.u.]
80	3,213	5,460	0,226	9,591
100	3,579	4,898	0,204	10,546
120	3,756	4,494	0,206	11,070
140	3,890	4,156	0,202	12,491
160	3,818	3,898	0,194	13,110
180	3,567	3,682	0,195	13,560
194	3,397	3,539	0,195	14,871

Um zu untersuchen, wieviel Energie solch ein Unimorph mit einer piezoelektrischen Keramik in Verbindung mit dem Energieaufbereitungsmodul bereitstellt, wurden Kondensator-Ladekurven für die Unimorphe unterschiedlicher seismischer Masse bei einer Beschleunigungsamplitude von $0,26 \text{ m/s}^2$ aufgenommen. Die Anregung erfolgte jeweils in Resonanz, als Ladekapazität wurden die beiden parallel geschalteten $100 \mu\text{F}$ Kondensatoren des Energieaufbereitungsmoduls verwendet. Abb. 49 stellt die Ladekurven da, nach 40 s wurde eine Spannung von 8,1 bis 16,7 V erreicht. Die Sprünge welche bei ca. 4,5 V auftreten, folgen durch ein Freischalten der Ausgangsspannung. Die Kapazität muss erst mindestens auf diesen Spannungswert geladen werden, bis eine elektrische Last mit Energie versorgt werden kann.

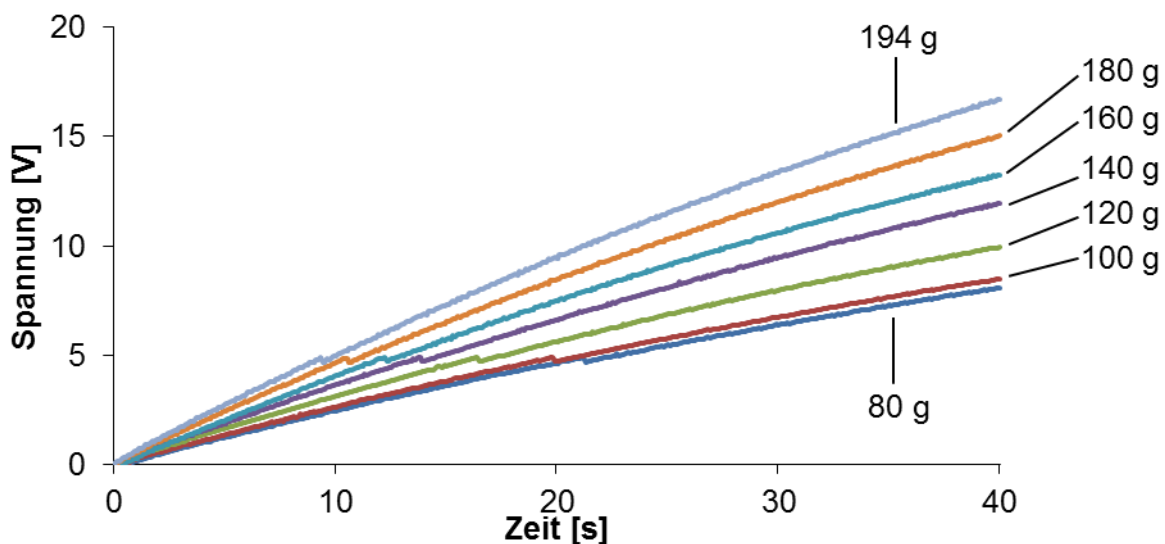


Abb. 49: Ladekurven der im Energieaufbereitungsmodul integrierten Kapazität für unterschiedliche seismische Massen, Anregung jeweils in Resonanz, bei einer Beschleunigungsamplitude von $0,26 \text{ m/s}^2$.

Die in einem Kondensator, der Kapazität C , gespeicherte elektrische Energie W lässt sich mit der Ladespannung U unter der Annahme, dass ein idealer Platten-Kondensator vorliegt, wie folgt berechnen:

$$W = \frac{1}{2} C U^2. \quad (20)$$

Aus den erreichten Endspannungen wurde mit Gleichung 20 die dazugehörigen gespeicherten Energien berechnet. Es wurde zwischen 6,52 und 27,81 mJ in der Kapazität gespeichert, Tab. 4 enthält alle Werte.

Tab. 4: Die nach 40 s Ladevorgang in Resonanz erreichten Ladespannungen und dazugehörige Energien.

	Seismische Masse [g]						
	80	100	120	140	160	180	194
erreichte Ladespannung [V]	8,07	8,49	9,96	11,93	13,25	15,05	16,68
gespeicherte Energie [mJ]	6,52	7,21	9,92	14,24	17,56	22,64	27,81

Ergänzend wurden Kondensator-Ladepkurven für unterschiedliche Beschleunigungen, im Bereich von $0,25 - 0,5 \text{ m/s}^2$, aufgenommen. Der Unimorph besaß eine seismische Masse von 120 g und wurde jeweils in Resonanz angeregt, als Ladekapazität wurden wieder die beiden parallel geschalteten $100 \mu\text{F}$ Kondensatoren des Energieaufbereitungsmoduls verwendet. Abb. 50 stellt die dazugehörigen Ladepkurven da, nach 40 s wurde eine Endspannung von $10,1$ bis $18,4 \text{ V}$ erreicht.

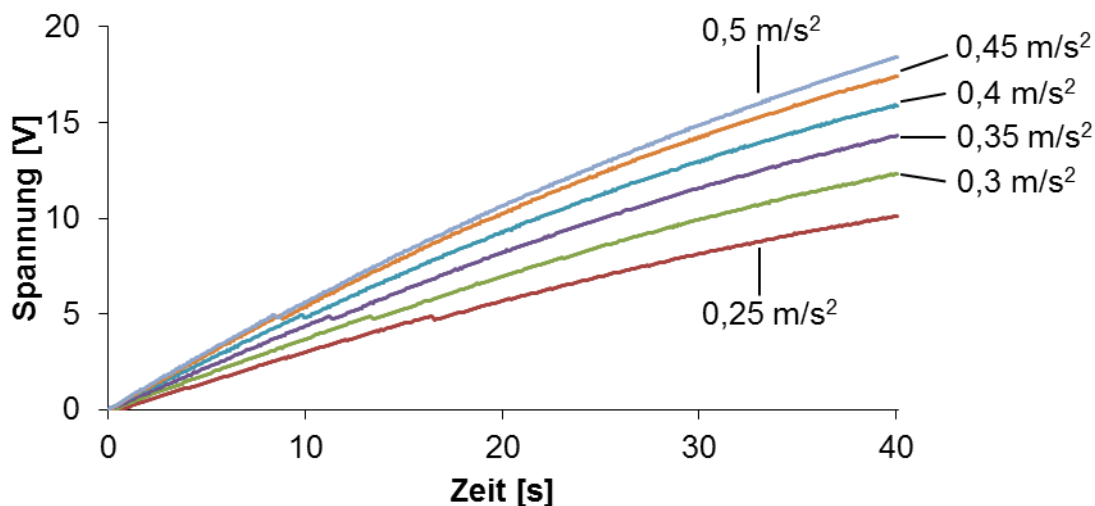


Abb. 50: Ladepkurven der im Energieaufbereitungsmodul integrierten Kapazität für unterschiedliche Beschleunigungen: seismische Masse 120 g , Anregung in Resonanz bei $4,6 \text{ Hz}$.

Die innerhalb von 40 s gespeicherte Energie ist als Funktion der Beschleunigung in Abb. 51 aufgetragen, es wurde zwischen $10,2$ bis $33,9 \text{ mJ}$ gespeichert. Wie erwartet, besteht zwischen der Beschleunigungsamplitude der mechanischen Anregung und der im

Kondensator gespeicherten Energie ein linearer Zusammenhang, Abb. 51 enthält ergänzend dazu eine Näherungsfunktion.

Boisseau et al. schrieben, dass ein Sensorknoten für eine diskrete Messung, die Datenaufbereitung und die abschließende Funkübertragung zwischen 50 und 500 μJ an Energie benötigen würde [Boisseau2012]. Das Sensormodul des Projekts WindLast, welches im Kapitel 6 ausführlich vorgestellt wird, benötigt für einen Mess- und Funkübertragungszyklus (insgesamt 8192 16 Bit-Werte) in einem Zeitintervall von 30 Minuten 1,15 J an Energie. Schwingt solch ein Unimorph stetig in bzw. sehr nahe der Resonanz, dann stellt dieser ab einer Beschleunigungsamplitude von $0,4 \text{ m/s}^2$ ausreichend Energie für einen Sensorknoten zur Verfügung.

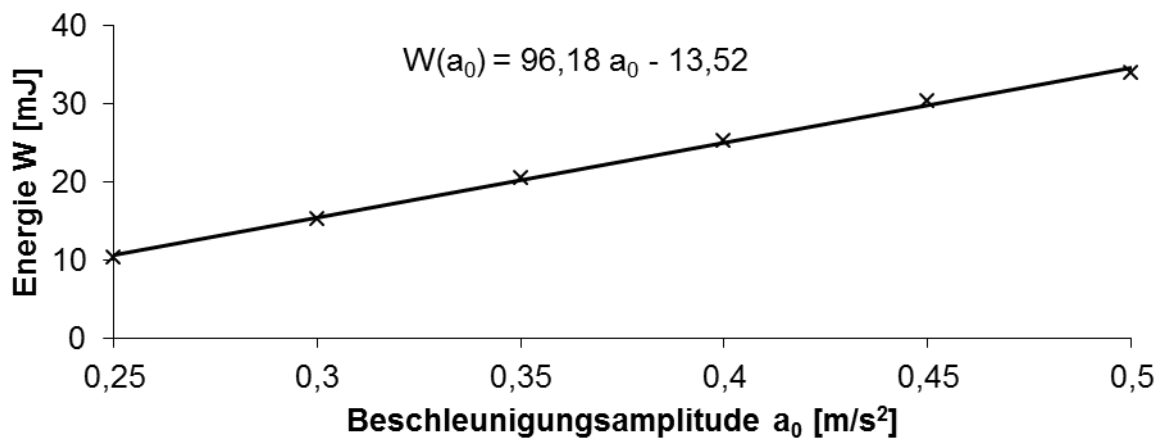


Abb. 51: Gewandelte Energie innerhalb 40 s für unterschiedliche Beschleunigungsamplituden: seismische Masse 120 g, Anregung in Resonanz bei $4,9^\circ\text{Hz}$.

Gao et al. haben einen analytischen Ansatz präsentiert, welcher die Berechnung der mechanischen Auslenkung bzw. Ausgangsspannung in Abhängigkeit der Beschleunigungsamplitude und der seismischen Masse, außerhalb der Resonanz, erlaubt [Gao2009]. Mit den Elastizitätsmodulen des Substrats E_T und des Piezoelektrikums E_P , der Substrat-, sowie der Piezoelektrikumdicke h_T bzw. h_P , lässt sich der Biegemodus D_1 eines Unimorphs wie folgt berechnen:

$$D_1 = \frac{E_T^2 h_T^4 + E_P^2 h_P^4 + 2E_T E_P h_T h_P (2h_T^2 + 2h_P^2 + 3h_T h_P)}{12(E_T h_T + E_P h_P)}. \quad (21)$$

Die Position der mechanisch neutralen Ebene h_{n1} wird beschrieben durch:

$$h_{n1} = \frac{E_T h_T^2 - E_P h_P^2}{2(E_T h_T + E_P h_P)}. \quad (22)$$

Die generierte Ausgangsspannung des Piezoelektrikums berechnet sich mit:

$$U_m = \frac{1}{2}(L_P + 2(L_T - L_P)) \frac{d_{31}}{\varepsilon_0 \varepsilon_r} \frac{FE_P}{b_P D_1} (h_{n1} h_P + \frac{1}{2} h_P^2), \quad (23)$$

wobei b_P die Breite des Unimorphs, L_P die Länge des Piezoelektrikums, L_T die Länge des Substrats, d_{31} der piezoelektrische Dehnungskoeffizient, ε_0 die elektrische Feldkonstante und ε_r die stoffabhängige relative Permittivität ist. F beschreibt die Kraft, die auf das freie Ende wirkt. Die mechanische Auslenkung w_0 am freien Ende berechnet sich mit:

$$w_0 = -\frac{4FC_1}{b_P E_T h_T^3 (E_P^2 h_P^4 + E_T^2 h_T^4 + 2E_P E_T h_P h_T (2h_P^2 + 2h_T^2 + 3h_P h_T))}, \quad (24)$$

C_1 ist dann:

$$\begin{aligned} C_1 = & E_T^2 h_T^4 L_P^3 + E_T E_P h_T^3 h_P L_P^3 + 3E_T E_P h_T^3 h_P L_P^2 (L_T - L_P) + 3E_T^2 h_T^4 L_P^2 (L_T - L_P) \\ & + 3E_T^2 h_T^4 L_P (L_T - L_P) + 3E_T E_P h_T^3 h_P L_P (L_P - L_T)^2 + E_T^2 h_T^4 (L_P - L_T)^3 + E_P^2 h_P^4 (L_P - L_T)^3 \\ & + 4E_T E_P h_T^3 h_P (L_P - L_T)^3 + 4E_T E_P h_T h_P^3 (L_T - L_P)^3 + 6E_T E_P h_T^2 h_P^2 (L_T - L_P)^3. \end{aligned} \quad (25)$$

In Abb. 52 und Abb. 53 sind die Ergebnisse der Berechnungen grafisch dargestellt, als Parameterbereich wurden für die Beschleunigungsamplitude 0 - 0,5 m/s² und für die seismische Masse 0 - 200 g gewählt. In Abb. 52 wird die mechanische Auslenkung des Biegebalkens am freien Ende dargestellt. Berechnet wurde eine maximale Auslenkung von un-

gefähr 1,4 mm. In Abb. 53 wird die maximale Spannungsamplitude dargestellt. Es werden ungefähr 3,5 V erreicht.

Um das Ergebnis der Berechnung mit der Realität zu vergleichen, wurde ein Unimorph im Klemmbereich starr an einer Tischkante fixiert. Unter zu Hilfenahme eines Ladungsverstärkers wurde die Ausgangsspannung der piezoelektrischen Keramik für zwei statische Auslenkungen, von 1 und 1,4 mm, bestimmt. Eine Auslenkung von 1 mm führte zu einer Spannung von 3,5 V und 1,4 mm zu 4,3 V. Aus der Berechnung ergibt sich somit eine größere Spannung als aus der Messung. Das kann einerseits daran liegen, dass der Klebstoff zwischen Piezokeramik und Balken elastisch ist, und andererseits daran, dass der Wert für den piezoelektrischen Modul d_{31} und die geometrischen Abmessungen nicht genau bekannt sind.

Betrachtet man Gleichung 23, erkennt man, dass folgende Proportionalität zwischen der Ausgangsspannung und den beiden Längen des Piezoelektrikums und der Länge des Substrats besteht:

$$U_m \propto L_p + 2(L_T - L_p) = 2L_T - L_p, \quad (26)$$

Die Dicke der beiden Schichten hat zudem keinen Einfluss auf die Ausgangsspannung. Die Kapazität C des Piezoelektrikums berechnet sich mit:

$$C = \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{b_p L_p}{h_p}, \quad (27)$$

Die gewandelte Energie W berechnet sich, unter der Annahme eines idealen Kondensators, mit:

$$W = \frac{1}{2} C U^2. \quad (28)$$

Zwischen der Energie und den Längen besteht dann folgender Zusammenhang:

$$W \propto C(2L_T - L_p)^2 \propto L_p(2L_T - L_p)^2. \quad (29)$$

Um das ideale Verhältnis der beiden Längen für eine möglichst große Energieerzeugung zu bestimmen, wird die 1. Ableitung nach der Länge des Piezoelektrikums berechnet. Das Ergebnis der Ableitung wird schließlich mit Null gleichgesetzt:

$$\frac{\partial W}{\partial L_p} = (2L_T - L_p)^2 - 2L_p(2L_T - L_p) = 0. \quad (30)$$

Die Gleichung besitzt dann zwei Lösungen:

$$1. \text{ Lösung: } 2L_T - L_P = 0 \Rightarrow L_P = 2L_T, \quad (31)$$

$$2. \text{ Lösung: } 2L_T - L_P - 2L_P = 2L_T - 3L_P = 0 \Rightarrow L_P = \frac{2}{3}L_T. \quad (32)$$

Die erste Lösung ist jedoch undefiniert bzw. falsch, da die analytische Betrachtung von Gao nur für den Fall gilt, dass das Piezoelektrikum eine kleinere Länge aufweist, als das Substrat. Die zweite Lösung besagt, dass die optimale Piezoelektrikum-Länge $2/3$ von der Substratlänge beträgt.

Das optimale Verhältnis aus der Substrat- und Piezoelektrikum-Dicke berechnet sich nach [Schomburg2015] mit:

$$\left(\frac{h_T}{h_P} \right)_{opt} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{E_P}{E_T}}. \quad (33)$$

Für die getroffene Materialwahl, also CFK als Substrat und der M1100 Keramik als Piezoelektrikum, ergibt sich das optimale Verhältnis damit zu:

$$\left(\frac{h_T}{h_P} \right)_{opt} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{70,4 \text{ GPa}}{48 \text{ GPa}}} = \underline{\underline{0,61}}. \quad (34)$$

Die piezoelektrische Keramik weist eine Materialstärke von $260 \mu\text{m}$ auf, für das Optimum müsste das Substrat demnach eine Stärke von $159 \mu\text{m}$, statt der verwendeten 2 mm , haben. Die Keramik besitzt eine Länge von $46,9 \text{ mm}$, die ideale Länge des Substrats würde dann $70,4 \text{ mm}$ betragen. Da die Materialien nicht in weiteren Dimensionen zur Verfügung standen, konnten an dieser Stelle keine ergänzenden Untersuchungen folgen.

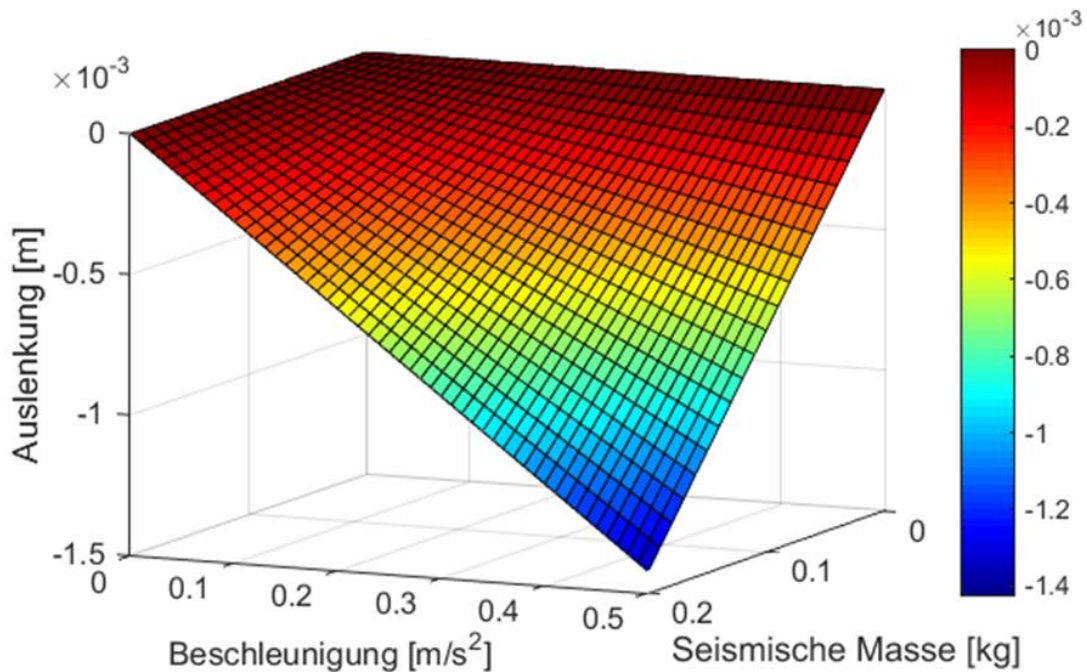


Abb. 52: Mechanische Auslenkung am freien Ende, außerhalb der Resonanz, unter Variation der Beschleunigungsamplitude und der seismischen Masse. Analytischer Ansatz nach [Gao2009].

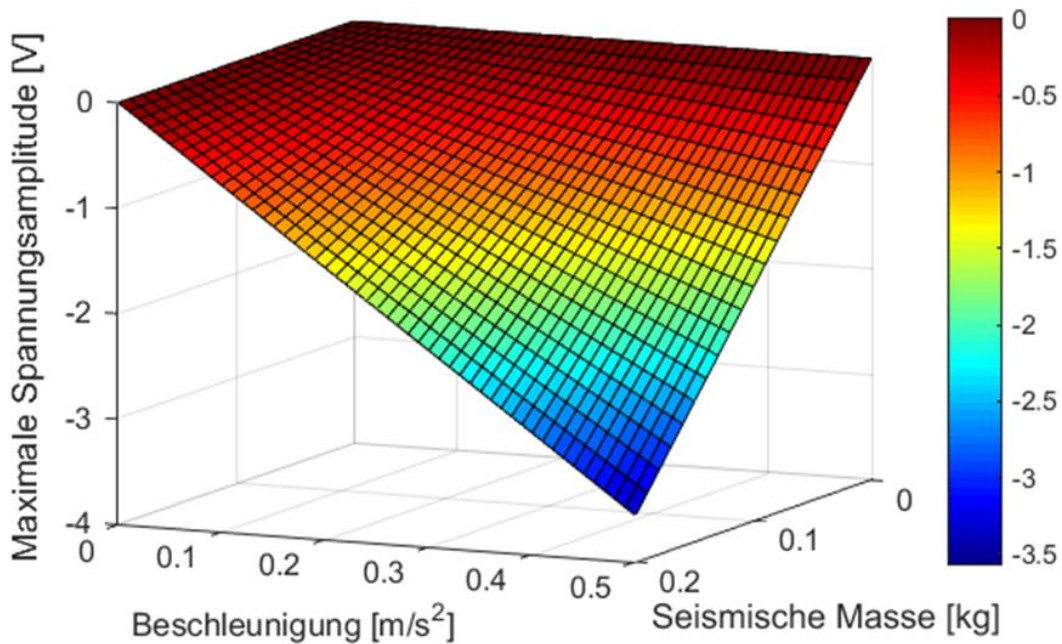


Abb. 53: Maximale Spannungsamplitude, außerhalb der Resonanz, unter Variation der Beschleunigungsamplitude und der seismischen Masse.

Ferrari et al. wählten den Ansatz, einen Magneten an das freie Ende eines piezoelektrischen Biegebalkens und einen weiteren gegenüberliegend an einer fixen Halterung zu montieren [Ferrari2009]. Die Magnete wurden dabei so ausgerichtet, dass sie sich abstoßen. Der Biegebalken wurde dann mechanisch durch weißes Rauschen angeregt, es wurde gezeigt, dass der Wirkungsgrad des Energy Harvestings erhöht wurde. Tang et al. untersuchten einen ähnlichen Aufbau bei harmonischer mechanischer Anregung [Tang2012]. Es wurde eine Frequenzerhöhung durch eine magnetische Kopplung erreicht und der Hub von Ozeanwellen als Anregungsquelle genutzt.

Um das Verhalten genauer zu untersuchen, wurde die bisherige Geometrie um einen scheibenförmigen Magnet S-20-02-N (Webcraft GmbH, Deutschland), mit einer Flussdichte von 1,32 T, eine Halterung für diesen und eine weitere PZT Keramik, welche diesmal unterhalb vom Substrat angebracht wurde, erweitert. Gegenüberliegend wurde ein Magnet gleichen Typs zentriert ausgerichtet montiert (siehe Abb. 54). Die Magnete wurden so orientiert, dass abstoßende Kräfte resultierten. Beide PZT Keramiken wurden elektrisch konstruktiv in Serie verschaltet. Der piezoelektrische Bimorph wurde wieder an der Grundplatte des Shakers montiert, der Abstand der Magnete mit 10 mm und die seismische Masse zu 100 g gewählt.

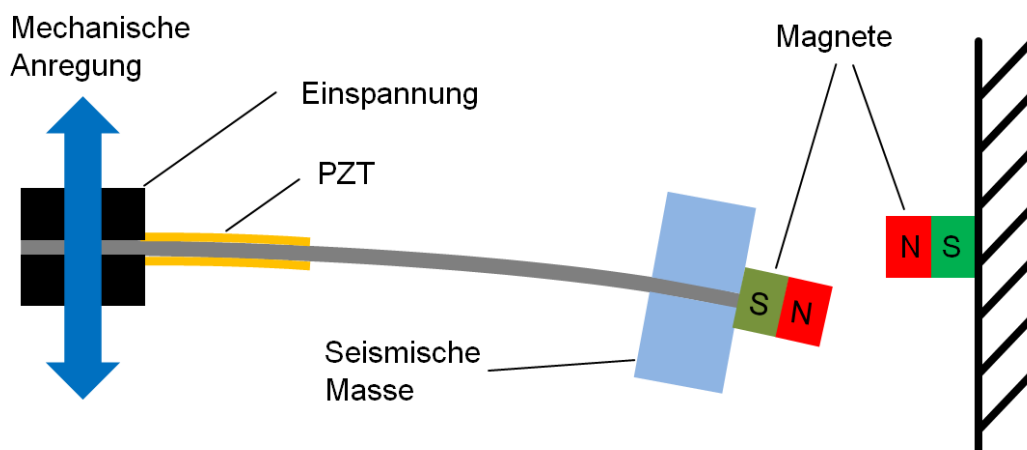


Abb. 54: PZT Keramiken auf einem Biegebalken mit sich abstoßenden Magneten am freien Ende.

Anschließend wurde das Frequenzverhalten des Bimorphs mit bzw. ohne magnetische Kopplung untersucht. Abb. 55 enthält die Verläufe der Leerlaufspannungen als Funktion der Frequenz für drei unterschiedliche Beschleunigungsamplituden. Die Kopplung führt zu einer merklich flacher verlaufenden Anstiegsflanke, bei größerer Beschleunigung, d.h. 1,05 bzw. 1,57 m/s^2 , bildet sich ein markanter Resonanzpeak aus und die Resonanzfrequenz wird abgesenkt. Unabhängig von der gewählten Beschleunigung überlappen sich die Verläufe der Anstiegsflanken im Bereich von 3,1 bis 4,1 Hz. Die abfallende Flanke fällt schneller ab.

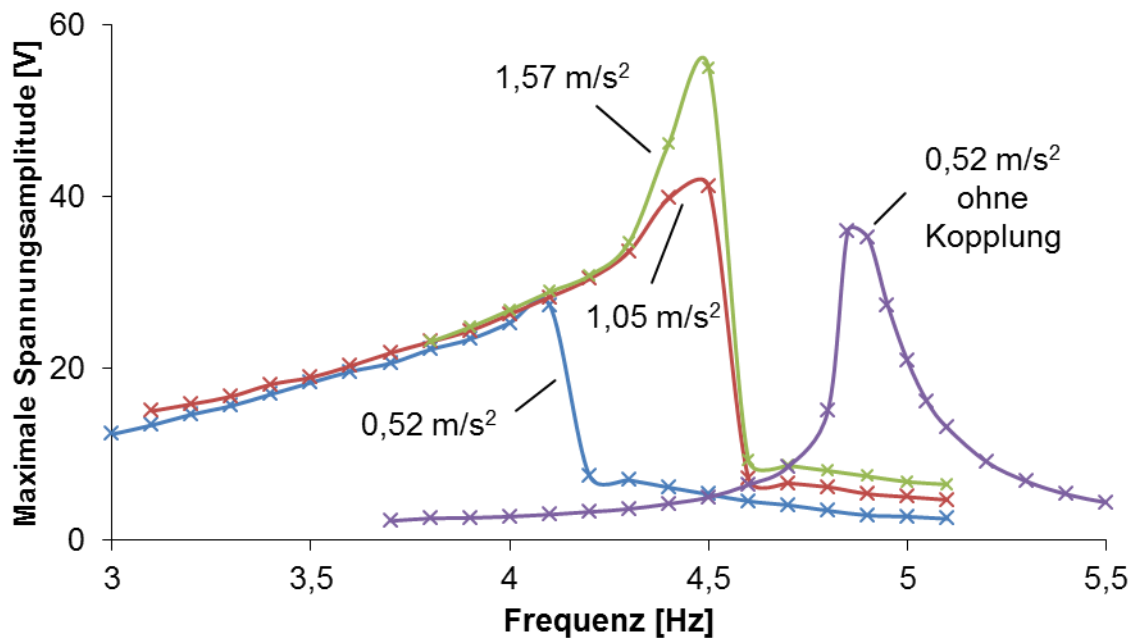


Abb. 55: Maximale Leerlaufspannungsamplituden des piezoelektrischen Bimorphs mit und ohne Kopplung, für unterschiedliche Beschleunigungsamplituden und einer seismischen Masse von 100 g.

Um nun die beiden Effekte der flacher verlaufenden Anstiegsflanke und der abgesenkten Resonanzfrequenz zum Energy Harvesting zu nutzen, wurden drei Bimorphe mit den seismischen Massen 100, 120 bzw. 140 g ausgestattet. Die Leerlaufspannungen der drei Bimorphe ohne Kopplung, d.h. ohne den ortsfesten Magneten, wurden als Funktion der Frequenz für eine Beschleunigung von 0,52 m/s^2 bestimmt und sind in Abb. 56 dargestellt. Die bereits bei den Unimorphen definierte untere Betriebsgrenze verdeutlicht, dass eine 0,3 Hz breite Versorgungslücke bei 5,25 Hz besteht.

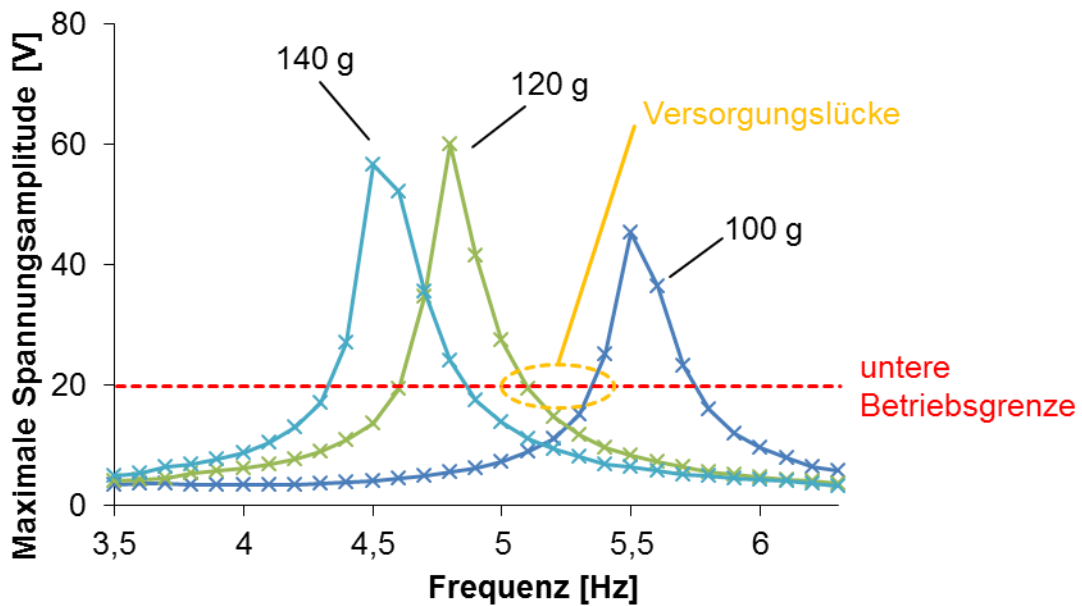


Abb. 56: Maximale Leerlaufspannungsamplituden der bistabil betriebenen Bimorphe ohne Kopplung und einer Beschleunigungsamplitude von $0,52 \text{ m/s}^2$.

Ergänzend wurden die Messungen mit Kopplung, d.h. mit dem ortsfesten Magneten, wieder einem Abstand von 10 mm und gleicher Beschleunigungsamplitude wiederholt (siehe Abb. 57). Die zwei erwähnten Effekte traten in Erscheinung und sorgten dafür, dass die Versorgungslücke zwischen dem 100 und 120 g Bimorph geschlossen wurde. Die Resonanz wurde bei dem 100 g Bimorph um 0,4 Hz, für den 120 g Bimorph um 0,3 nach unten verschoben. Zusätzlich nahmen die Spannungsamplituden in Resonanz bei 100 und 140 g um 4 bzw. 16 V zu, davon abweichend sank die Amplitude bei 120 g um 5 V. Die drei gekoppelten Bimorphe besitzen zusammen einen Bandbreite von 1,4 Hz, vier Unimorphe bei gleicher Beschleunigung dagegen nur 1 Hz (vergleiche Abb. 46).

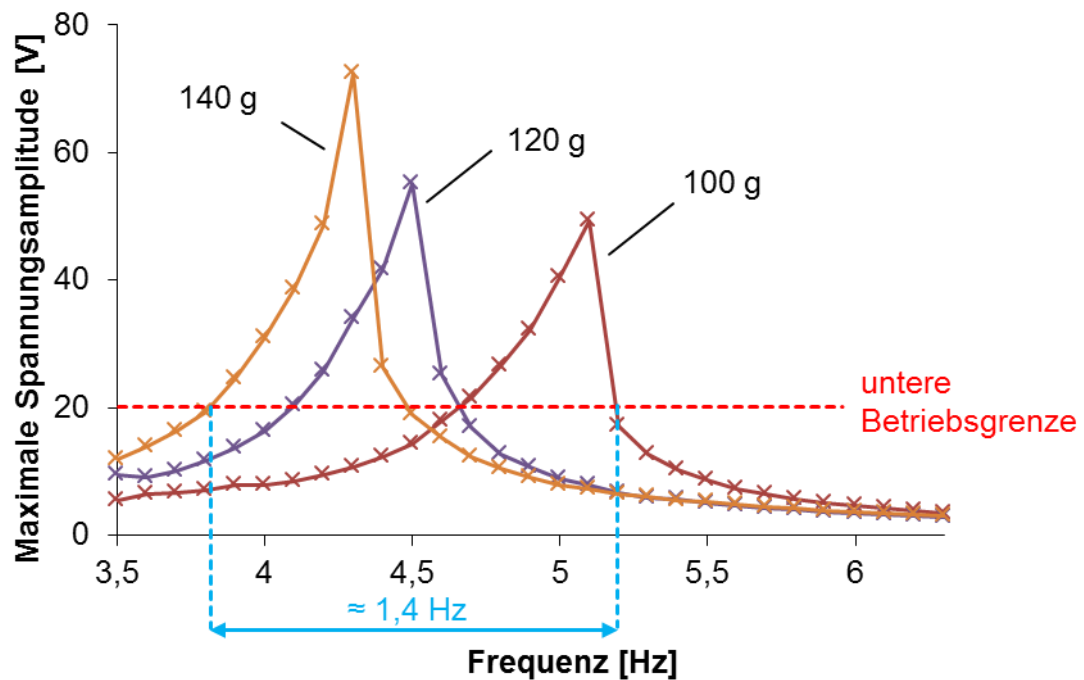


Abb. 57: Leerlaufspannungen der bistabil betriebenen Bimorphe mit Kopplung und einer Beschleunigung von $0,52 \text{ m/s}^2$.

Um die Bimorphe außerhalb des Messaufbaus zum Energy Harvesting nutzen zu können, wurde ein Rahmen aus PVC gefräst (siehe Abb. 58). Dieser besitzt einen verschraubbaren Klemmbereich für die dauerhafte Aufnahme der Bimorphe und gefräste Taschen, in welche die ortsfesten Magnete gelegt und durch Passtücke, ebenfalls aus PVC gefräst, fixiert wurden. Der Rahmen, mit den Bimorphen und Magneten bestückt, wurde in ein schlagfestes und wasserdichtes ABS Gehäuse gesetzt.



Abb. 58: Bistabil betriebener Bimorph-Array Energy Harvester.

Um eine Aussage darüber treffen zu können, wieviel Energie an der unteren Betriebsgrenze bereitgestellt wird, wurden Ladekurven mit dem Energiebereitungsmodul bei 3,8 bzw. 5,2 Hz und einer Beschleunigung von $0,52 \text{ m/s}^2$ aufgenommen. In 40 s wurden somit 0,38 mJ (3,8 Hz) bzw. 0,83 mJ (5,2 Hz) an Energie generiert. In Abb. 59 sind die Ladekurven dargestellt.

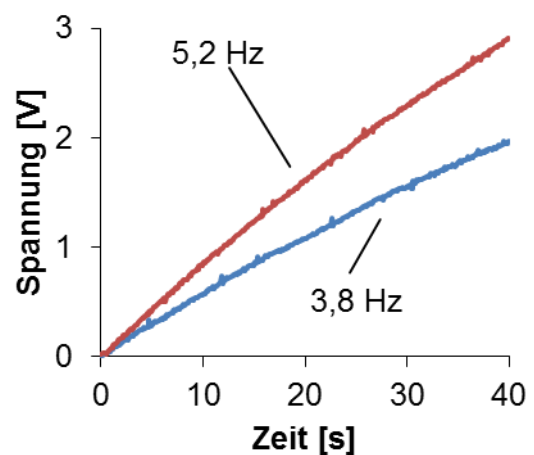


Abb. 59: Ladekurven der im Energieaufbereitungsmodul integrierten Kapazität ($200 \mu\text{F}$) für eine Beschleunigungsamplitude von $0,52 \text{ m/s}^2$ an den Rändern des Betriebsbereiches.

5.2 Elektro-magnetische Energy Harvester

In diesem Abschnitt werden 4 Energy Harvester vorgestellt, bei denen die elektromechanische Wandlung auf dem Prinzip des Elektromagnetismus basiert. Nach dem Induktionsgesetz (siehe Kapitel 4.3) folgt, dass eine höhere Änderungsrate der magnetischen Flussstärke zu größeren Induktionsspannungen führt. Da die axialen Schwingungen von Rotorblättern nach Abb. 25 nur bis etwa 10 Hz eine ausreichend große mechanische Amplitude (maximal 50 cm) für den Betrieb eines Energy Harvesters aufweisen, kamen nur Energy Harvester in Frage, welche eine Frequenzerhöhung von mechanischer zu elektrischer Domäne durchführen.

Die ersten drei vorgestellten Energy Harvester (siehe Kapitel 5.2.1 - 5.2.3) wurden für Anregungsfrequenzen in einem Bereich von 6,5 - 10 Hz ausgelegt. Da erst im Verlauf der Forschung Kenntnis darüber gewonnen wurde, dass die FRF noch deutlich unter den bisher angenommenen Arbeitsbereichen liegt, wurde ein 4. Energy Harvester (siehe Kapitel 5.2.4) entwickelt, welcher im Bereich von 1 - 2,25 Hz betrieben werden kann. Alle Energy Harvester, mit Ausnahme des im Abschnitt 5.2.3 vorgestellten, werden nicht resonant betrieben. Die piezoelektrischen Energy Harvester aus dem Abschnitt 5.1 besitzen alle, auch die mit magnetischer Kopplung bzw. auf geweiteter Resonanz, eine relativ geringe Bandbreite, in der sie effektiv betrieben werden können. Variiert die Frequenz der mechanischen Anregung in einen größeren Bereich, d.h. ab ca. $\pm 0,125$ Hz, wird schnell ein Array, bestehend aus mehreren Biegebalken, erforderlich. Anders als im resonanten Betrieb, wird im nicht resonanten Betrieb eines Energy Harvesters der Randbereich einer Resonanz genutzt. Der Betrieb setzt voraus, dass sich die Flanken der Resonanz über einen größeren Frequenzbereich erstrecken, abweichend von den piezoelektrischen Energy Harvestern des vorangegangenen Kapitels. Der nicht resonante Betrieb führt somit effektiv zu einem größeren nutzbaren Frequenzbereich im Vergleich zum resonanten Betrieb. Da die FRF keine Konstante darstellt, sondern durch mechanische Belastung bzw. Schädigung variiert (vergleiche Kapitel 2.2.1 - 2.2.7), ist ein nicht resonanter Betrieb empfehlenswert.

5.2.1 Hohlzylinder Energy Harvester

Halim und Park haben einen Energy Harvester entwickelt, bei dem die kinetische Energie einer sich bewegenden Masse mit alternierender Richtung auf Magnete übertragen wird, welche in Folge mit höherer Frequenz schwingen [Halim2014]. Erreicht wird dies durch einen Hohlzylinder, in dem eine Kugel hin und her bewegt wird und abwechselnd auf Magnetstapel trifft (siehe Abb. 60). Diese Magnetstapel sind an den Enden eines Hohlzylinders auf Federn gelagert, welche nach dem Impulsübertrag in ihrer Resonanzfrequenz schwingen. Da die Resonanzfrequenz der Federn größer gewählt werden kann, als die Bewegungsfrequenz der anregenden Kugel, können sich die Magnetstapel schneller bewegen als die Kugel selbst.

An der Außenseite des Hohlzylinders sind Spulen im Randbereich der Magnetstapel montiert. Die sich bewegenden Magnetstapel induzieren dann eine Spannung in den Spulen. Um eine möglichst große Spannung zu erhalten, wurde der Hohlzylinder größer als in [Halim2014] konstruiert, die Länge und der Durchmesser betragen 15 bzw. 2,3 cm.

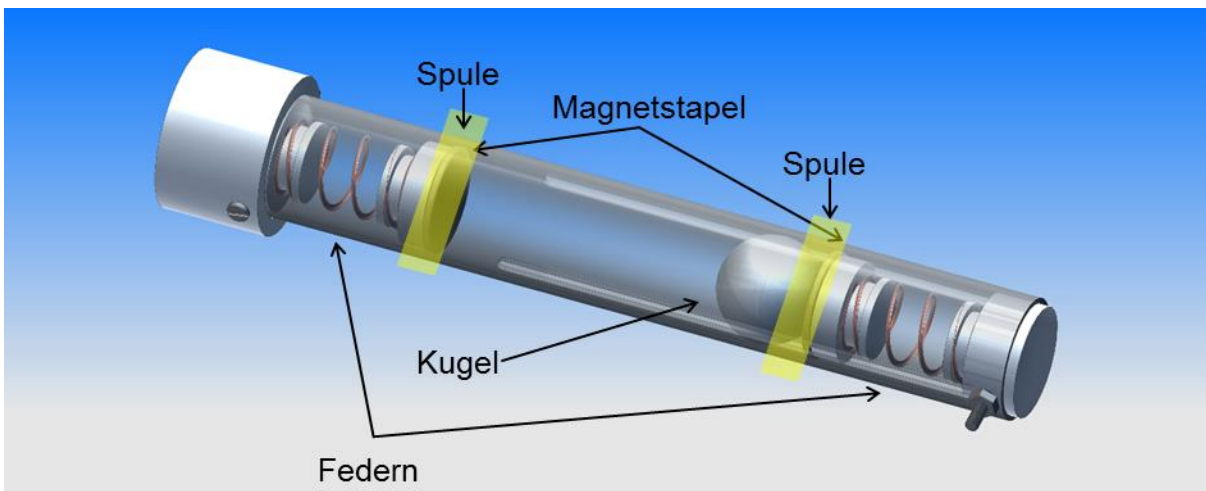


Abb. 60: Aufbau des Hohlzylinder Energy Harvesters.

Der Hohlzylinder besitzt eine Führungsnut, mit Hilfe derer der Abstand der beiden Magnetstapel variiert werden kann. Die Abschlusskappen, welche die Federn und Magnetstapel tragen, sind mit dem Hohlzylinder verschraubt, welches den Austausch der Federpaare ermöglicht. Der Hohlzylinder und die beiden Abschlusskappen wurden mit einem 3D-Drucker (Ultimaker 2+; Ultimaker B.V., Niederlande) aus Acrylnitril-Butadien-Styrol-Copolymer (ABS) gedruckt. Die Zylindermagnete besitzen einen Durchmesser und eine Höhe von 20 bzw. 3 mm. Sie bestehen aus $\text{Nd}_2\text{Fe}_{14}\text{B}$ (Webcraft GmbH, Deutschland) und wie-

sen eine effektive magnetische Flussdichte von 78 mT auf, welches mit einem Gaußmeter (PCE-MFM300, PCE Deutschland GmbH) gemessen wurde. Die beiden Magnetstapel bestehen aus drei dieser Zylindermagnete, sie besitzen jeweils eine Masse m von 14 g und eine effektive magnetische Flussdichte von ungefähr 230 mT. Für die Spezifizierung des Energy Harvesters wurden Federpaare mit den Federkonstanten k von 0,45, 0,95, 1,97 und 2,73 N/mm verwendet. Die dazugehörigen Resonanzfrequenzen betragen 28, 41, 59 und 70 Hz und wurden berechnet mit:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (35)$$

Die Kugel, welche aus Blei (Pb) gefertigt wurde, und der vollständig montierte Harvester besitzen eine Masse von 39 bzw. 116 g. Der Harvester wurde horizontal (s. Abb. 61) in einem Frequenzbereich von 7 - 10 Hz, mit einer mechanischen Amplitude von bis zu 5 mm, betrieben. Es wurden zwei Spulen mit 300 Windungen, einer Länge von 6 mm und einem Innendurchmesser, welcher dem Außendurchmesser des Hohlzylinders entspricht, hergestellt. Der Durchmesser des Kupferlackdrahtes, aus dem die Spulen gewickelt wurden, betrug 100 μm . Für beide Spulen wurde ein Innenwiderstand von 53 Ω und eine Induktivität von 3,15 mH, mit einem LCR-Meter (Model 878B, BK Precision Corporation, USA), bestimmt. Die Spulen wurden an die Ränder der Magnetstapel, in Ruheposition, auf dem Hohlzylinder montiert.

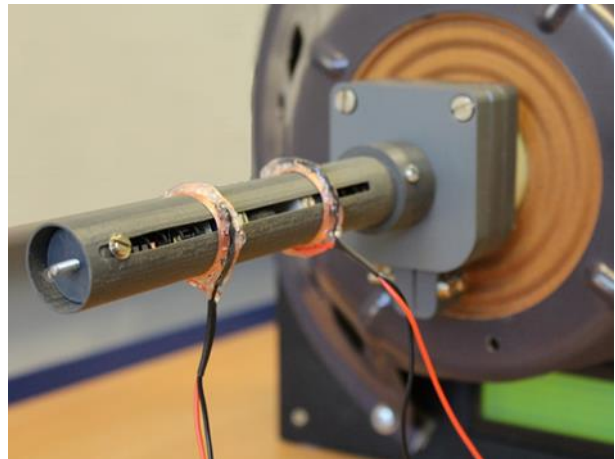


Abb. 61: Hohlzylinder Energy Harvester am Shaker montiert.

Der Hohlzylinder Energy Harvester wurde bei 9 Hz und einer mechanischen Amplitude von 3,1 mm vom Shaker angeregt, welches einer Beschleunigungsamplitude von 9,9 m/s^2 entspricht. Der Abstand der beiden Magnetstapel betrug zwischen deren freien Enden 22 mm und die Federn besaßen eine Federkonstante von 2,7 N/mm. Der Durchmesser der Kugel betrug 18,5 mm, so dass sich diese ungefähr 3,5 mm zwischen den Magneten bewegen konnte. Da sich die Magnete im Betrieb ebenfalls bewegen, mag die reale

Distanz von dem Wert abgewichen haben. Die optimale Distanz der Magnetstapel sollte bei 3,1 mm liegen, welches der Amplitude der Anregung entspricht, sodass nach einer halben Periode die maximale Geschwindigkeit erreicht wird. Abb. 62 zeigt den für den Harvester typischen Verlauf der Leerlaufspannung, gemessen wurde diese mit einem Oszilloskop und Tastkopf (1 M Ω Eingangswiderstand, 20 pF Eingangskapazität).

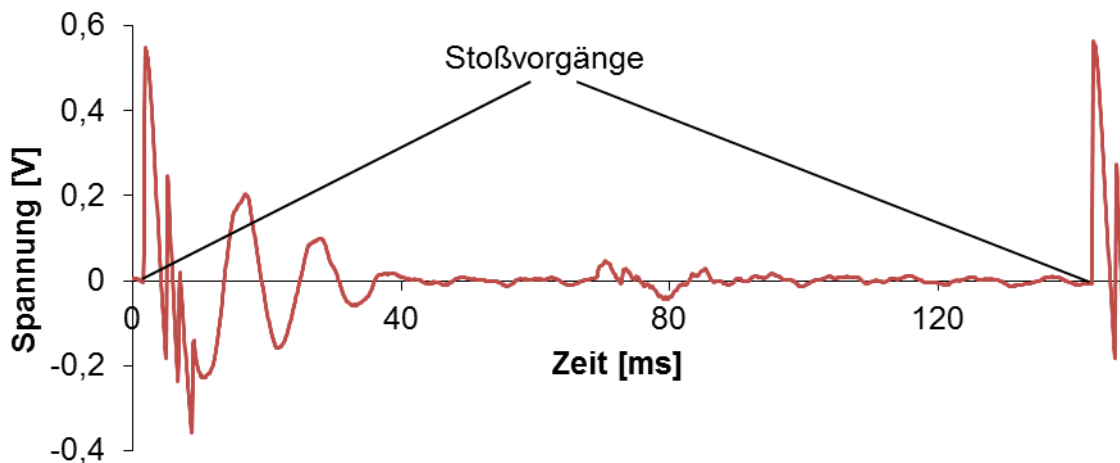


Abb. 62: Leerlaufspannung gemessen an einer Spule. Anregungsfrequenz, Amplitude und Beschleunigung betragen: 9 Hz, 3,1 mm bzw. 9,9 mm/s².

Der Spannungsverlauf stellt eine Überlagerung aus der Vibration der Federn bei 90 Hz mit einer Periodendauer von 11,1 ms und einer weiteren Vibration bei 500 Hz mit einer Periodendauer von 2 ms dar. Es wird vermutet, dass die höherfrequente Vibration zu der Resonanz eines Bauteils der Harvester Geometrie gehört. Die Feder schwingt in ihrer Eigenresonanz und die Amplitude der mechanischen Schwingung klingt aufgrund der Induktion von Energie und Reibungsverlusten innerhalb des Hohlzylinders ab. Die induzierte Spannung wurde innerhalb von 40 ms auf 0 V gedämpft und die maximal erreichte Amplitude lag nur knapp über 0,5 V.

Um zu sehen, welchen Einfluss eine Variation der Anregungsfrequenz auf die maximale Ausgangsspannung hat, wurde der Energy Harvester in Schritten von 0,25 Hz im Frequenzbereich 7 - 10 Hz angeregt. Für diese Betrachtung wurden Federn mit einer Federkonstante von 1,97 N/mm² verwendet und der Abstand der Magnetstapel wurde wieder zu 22 mm gewählt. Die Amplitude der Anregung wurde stetig nachgeregelt, so dass eine konstante Beschleunigung von 9,7 m/s² erreicht wurde. Abb. 63 stellt die maximale Spannungsamplitude als Funktion der Anregungsfrequenz dar. Mit steigender Frequenz nimmt

die Spannungsamplitude langsam zu, was verdeutlicht, dass der Energy Harvester nicht-resonant betrieben wurde. Die eigentliche Resonanz wird vermutlich oberhalb von 10 Hz liegen. Die nahezu konstante Spannungsamplitude erlaubt prinzipiell den Betrieb bei variierender Anregungsamplitude, wie es etwa bei dem Rotorblatt einer Windkraftanlage der Fall ist [Friedmann2012].

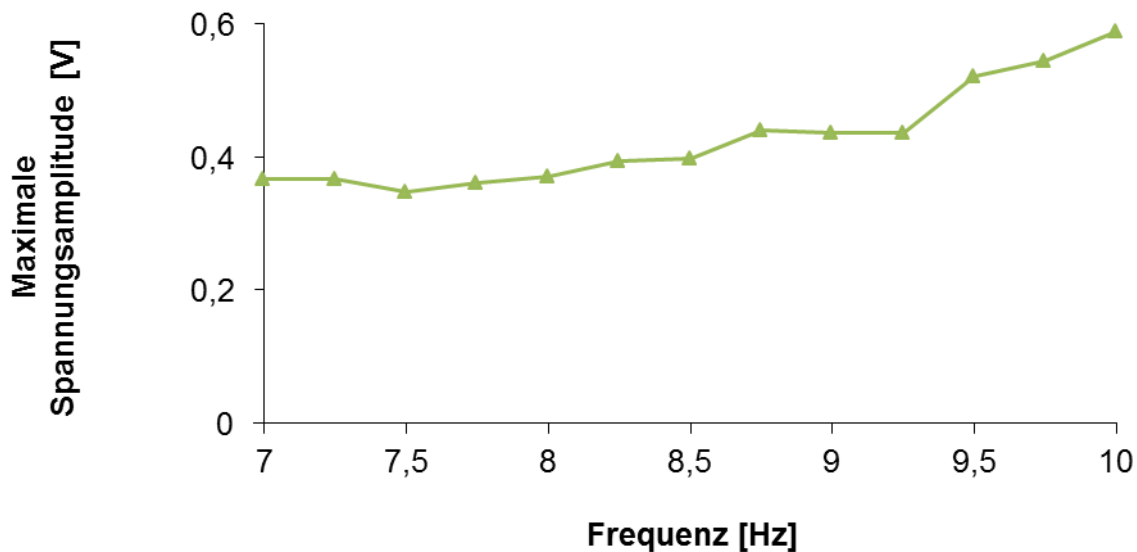


Abb. 63: Maximale Spannungsamplitude des Hohlzylinder Energy Harvesters, bei Leistungsanpassung.

Der Einfluss unterschiedlicher Federkonstanten wurde durch eine Reihe von Messungen untersucht. Der Abstand der Magnetstapel betrug bei allen Messungen 22 mm. Der Hohlzylinder wurde nach und nach mit den 4 Federpaaren bestückt und mit 5, 7 und 9 Hz, bei einer Beschleunigung von $9,7 \text{ m/s}^2$, angeregt. Die maximal erreichten Spannungsamplituden sind in Tab. 5 für die unterschiedlichen Federkonstanten und Anregungsfrequenzen zusammengefasst. Es zeigte sich, dass kein signifikanter Zusammenhang zwischen den Spannungsamplituden und den Federkonstanten bzw. der Anregungsfrequenz im untersuchten Parameterbereich besteht.

Tab. 5: Maximale Spannungsamplituden für unterschiedliche Federkonstanten und Anregungsfrequenzen.

Maximale Spannungsamplitude [mV]		Federkonstante [N/mm]			
		0,45	0,95	1,97	2,73
Anregungsfrequenz [Hz]	5	400	550	320	320
	7	460	340	330	440
	9	400	420	450	450

Offensichtlich ist die erreichte Ausgangsspannung zu niedrig, um gleichgerichtet zu werden und anschließend einen Kondensator oder Akkumulator zu laden. Eine um etwa einen Faktor 5 größere Spannung wird für die Versorgung eines Sensorknotens benötigt.

Nach dem Induktionsgesetz (siehe Kapitel 4.3) führt ein längerer elektrischer Leiter, eine höhere magnetische Flussdichte und eine schnellere Relativbewegung zu einer größeren Induktionsspannung. Dies würde aber zugleich zu einer zusätzlichen Dämpfung der Bewegung der Magnete führen, welche sowieso bereits vor dem folgenden Kugelkontakt zu Null gedämpft wird (siehe Abb. 62). Bei gleichen Spulen und Magnetfeldern müsste die Geschwindigkeit somit um Faktor 5 erhöht werden. Die Spannungsabnahme in Folge von Induktions-Energieverlusten kann nur minimiert werden, indem die Masse der Magnete erhöht wird, weil eine höhere Geschwindigkeit zu einer stärkeren Dämpfung der Induktion führt. Um eine fünfmal größere Induktionsspannung zu erreichen, muss die Masse der Magnete um einen Faktor 5 vergrößert werden. Insgesamt muss die durchschnittliche kinetische Energie der Magnetstapel um einen Faktor von 125 erhöht werden. Kinetische Energie wird per Impuls von der Kugel auf die Magnetstapel übertragen, bis die durchschnittliche kinetische Energie von beiden Stoßpartnern gleich groß ist. Wenn M , m , V und v die Masse und Geschwindigkeit von der Kugel bzw. dem Magnetstapel beschreiben, besteht folgender Zusammenhang:

$$\frac{M}{2} V^2 = \frac{m}{2} v^2 \Rightarrow v = \sqrt{\frac{M}{m}} V. \quad (36)$$

Um die Geschwindigkeit der Magnete um den Faktor 5 zu erhöhen, muss das Verhältnis der Massen von Kugel und Magnetstapel um den Faktor 25 erhöht werden. Somit müsste die Masse der Magnetstapel auf 70 g und die Masse der Kugel auf 1,75 kg erhöht werden.

Der verfügbare Shaker war für diese Massen nicht geeignet, der Betrieb in einem Rotorblatt wäre jedoch vorstellbar.

Für die Untersuchung der Ausgangsleistung wurde der Hohlzylinder mit dem Federpaar mittlerer Federsteifigkeit ($k = 0,95 \text{ N/mm}$) bestückt und der Abstand der beiden Magnetstapel wurde auf 5 mm eingestellt. Der Hohlzylinder wurde auf jeder Seite mit 2 Spulen (insgesamt 4 Spulen) bestückt und an jede Spule ein 53Ω Widerstand angeschlossen, der dem Innenwiderstand einer Spule entsprach, um Leistungsanpassung und damit maximale Leistungsentnahme zu erreichen. Die Anregung erfolgte dann bei 7 Hz und einer mechanischen Amplitude von 5 mm, welches einer Beschleunigungsamplitude von $9,7 \text{ m/s}^2$ entsprach. Die Periodendauer beträgt, bei einer Anregung mit 7 Hz, 142 ms. Die einzelnen Spannungsverläufe wurden über diese Zeit integriert, so dass in Summe eine Energie von $142 \mu\text{J}$ gewandelt wurde, welches einer mittleren elektrischen Leistung von 1 mW entspricht.

Die mittlere mechanische Leistung \bar{P}_{mech} , die der Shaker pro Periodendauer der Anregung T (2 Beschleunigungsvorgänge) aufbringen muss, berechnet sich mit der maximalen Geschwindigkeit v_{max} und der Masse des Energy Harvesters m_{EH} zu:

$$\bar{P}_{\text{mech}} = \frac{m_{\text{EH}} v_{\text{max}}^2}{T}. \quad (37)$$

Die Weg-Funktion der harmonischen Anregung des Shakers lässt mit der maximalen mechanischen Amplitude beschreiben mit:

$$s(t) = s_0 \sin(\omega t). \quad (38)$$

Die Ableitung der Weg-Zeit-Funktion nach der Zeit liefert die Geschwindigkeitsfunktion:

$$v(t) = s_0 \omega \cos(\omega t), \quad (39)$$

woraus ersichtlich wird, dass die maximale Geschwindigkeit mit:

$$v_{\text{max}} = s_0 \omega, \quad (40)$$

folgt und sich die aufgebrauchte Leistung mit:

$$\bar{P}_{\text{mech}} = \frac{m_{\text{EH}} \omega^2 s_0^2}{T}, \quad (41)$$

zu 39,2 mW berechnet. Bei einer Anregungsfrequenz von 7 Hz und einer mechanischen Amplitude von 5 mm berechnet sich der Wirkungsgrad η mit:

$$\eta = \frac{\bar{P}_{el}}{\bar{P}_{mech}}, \quad (42)$$

zu 2,6 %.

5.2.2 Halbach-Gleiter Energy Harvester

Zhu et al. haben einen Energy Harvester vorgestellt, der aus einer speziellen Anordnung von Permanentmagneten besteht, welche über zwei Spulen bewegt wird [Zhu2011]. Die Anordnung wird als Halbach-Anordnung bezeichnet, sie führt auf der einen Seite annähernd zu einer Verdopplung der magnetischen Flussdichte und auf der gegenüberliegenden Seite zu einem Auslöschung des Magnetfelds [Halbach1980, Mallinson1973]. Die Anordnung besteht aus 13 Quader-Permanentmagneten, welche aus $\text{Nd}_2\text{Fe}_{14}\text{B}$ bestehen (Webcraft GmbH, Deutschland) und die Maße $20 \times 4 \times 3 \text{ mm}^3$ aufweisen. Die Magnete besitzen eine effektive magnetische Flussdichte von 320 mT, welches wieder mit dem Gaußmeter gemessen wurde. Dabei sind die Magnete alternierend vertikal bzw. horizontal ausgerichtet, zusätzlich wechselt die Polarisation bei aufeinander folgenden horizontal bzw. vertikal ausgerichteten Magneten. Die Anordnung und die wirkenden magnetischen Flüsse, angedeutet durch Magnetfeldlinien, sind in Abb. 64 dargestellt.

Um den Einfluss der Halbach-Anordnung auf die magnetische Flussdichte zu untersuchen, wurde die Flussdichte aller 13 Magnete jeweils für die vertikalen Abstände 0, 2 und 4 mm gemessen, die Messergebnisse sind in Abb. 65 dargestellt. Die effektive Flussdichte beträgt für die Abstände 0, 2 und 4 mm im Mittel 536, 285 bzw. 170 mT. Im Vergleich zu einem einzelnen Magneten führt diese Halbach-Anordnung lokal zu einer um den Faktor 1,7 stärkeren magnetischen Flussdichte und erreicht somit nicht den theoretischen Wert von 2. Dieser Verlust ist durch magnetische Streuflüsse, welche bei dieser Geometrie auftreten, begründbar.

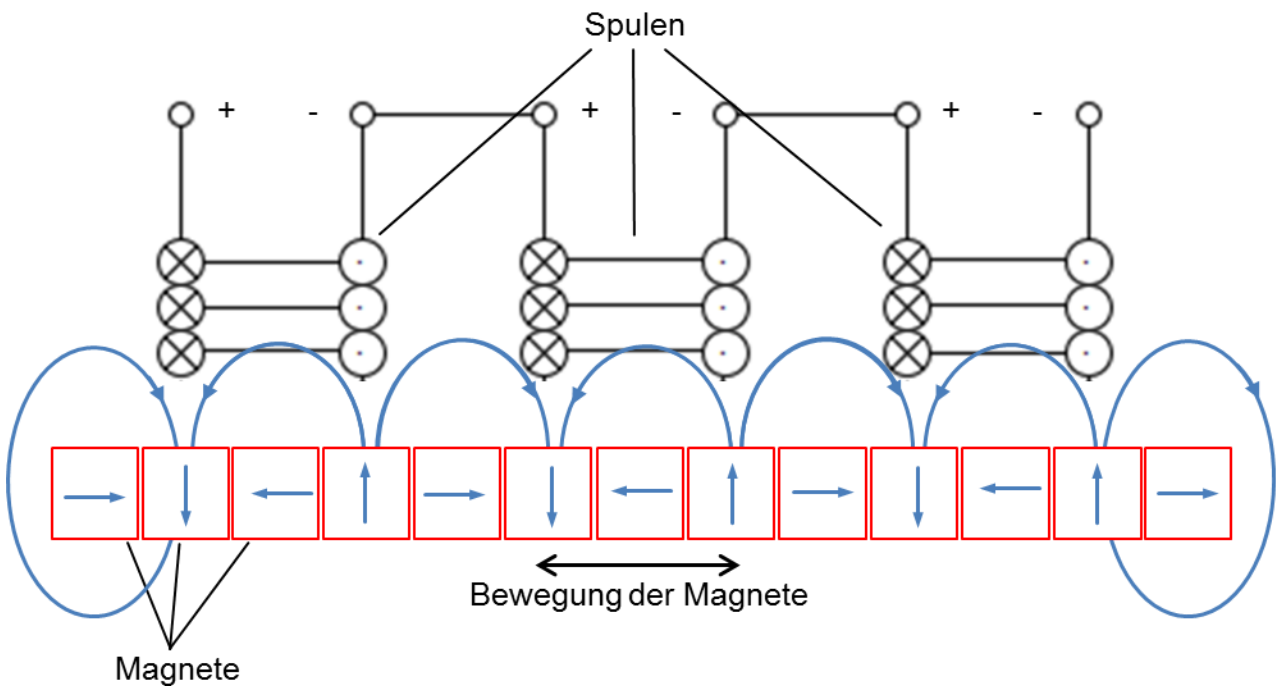


Abb. 64: Die Halbach-Anordnung der auf dem Gleiter montierten 13 Quadermagnete und die Serienschaltung bestehend aus drei Spulen.

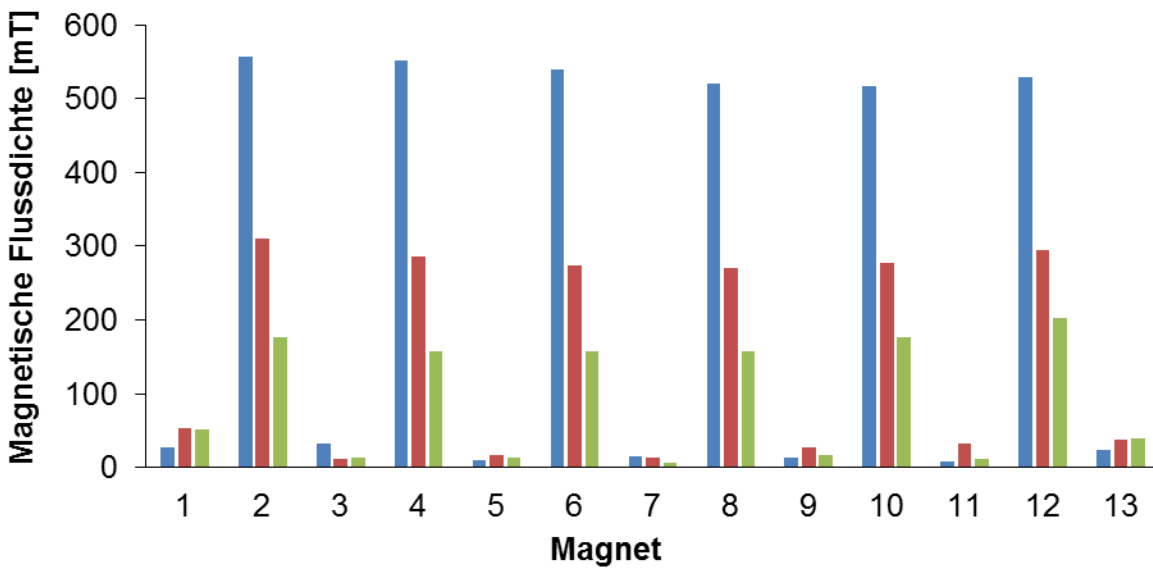


Abb. 65: Magnetische Flussdichte der einzelnen Magnete aus Abb. 64 in der Halbach Anordnung. Blau: 0, rot: 2 und grün: 4 mm Abstand.

Die Magnete sind auf einem Schlitten montiert, welcher von zwei Stäben geführt wird (siehe Abb. 66). An den Enden der Führungsstäbe befinden sich Federn, welche den Schlitten abstoßen, sobald dieser eine der Endlagen erreicht. In Ruhelage betrug die

Stablänge, die nicht von dem Schlitten und den Federn in Anspruch genommen wurden, 6 mm.

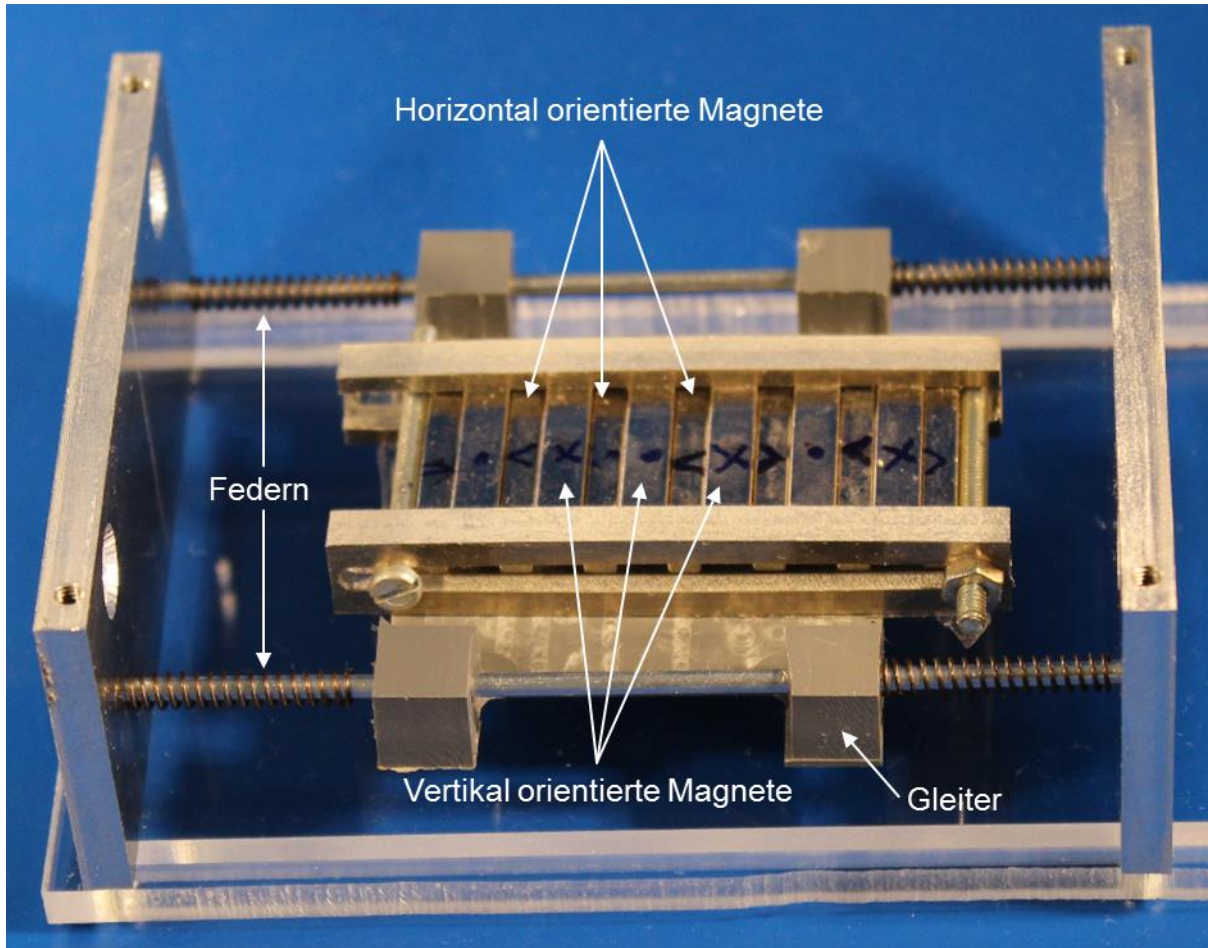


Abb. 66: Halbach-Gleiter Energy Harvester.

Drei Spulen wurden oberhalb der Magnete, an den Deckel des Gehäuses, angebracht (siehe Abb. 67). Die Spulen besitzen ein quadratisches Profil mit 10 mm Kantenlänge, eine Länge von 3 mm, einen Leitungsquerschnitt von $100\ \mu\text{m}$ und 200 Windungen. Die Induktivität und der Innenwiderstand wurden wieder mit dem LCR-Meter bestimmt und betragen $400\ \mu\text{H}$ bzw. $15,8\ \Omega$. Die Spulen wurden dabei so ausgerichtet, dass sich jeweils eine Seite der Windungen oberhalb eines Magneten mit positivem und die gegenüberliegende Seite mit negativem Magnetfluss

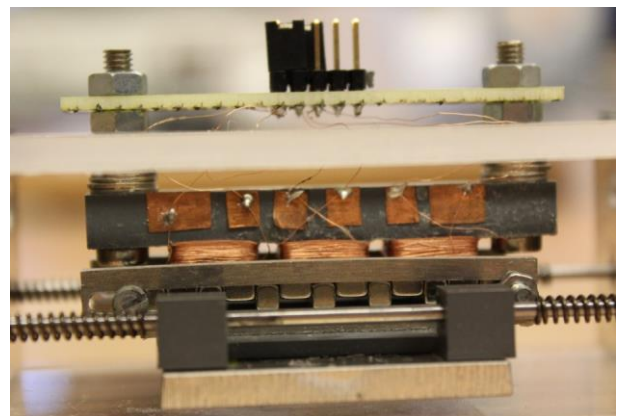


Abb. 67: Schlitten und darüber liegende Spulen.

liegen. Die Luftlücke zwischen den Magneten und der Spulen beträgt 0,2 mm. Eine zügige Änderung des Magnetflusses, den die Spulen erfahren, wurde durch eine laterale Bewegung der Magnete erreicht. Die Orientierung der Magnete und Spulen führt dazu, dass die Spulen annähernd den gleichen Magnetfluss erfahren, welches eine konstruktive Serienschaltung der drei Spulen ermöglichte. Die Eigenschaft wurde durch eine Messung der drei Induktionsspannungen bei einer Anregung von 7 Hz und einer mechanischen Amplitude von 5 mm verifiziert, die gemessenen Spannungsverläufe sind in Abb. 68 dargestellt.

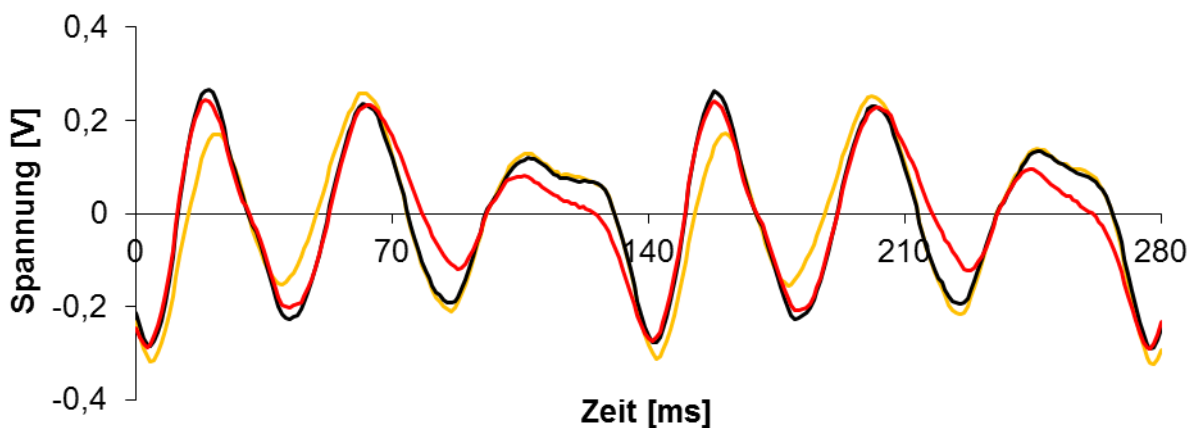


Abb. 68: Induktionsspannungen der drei Spulen.

Folgende Elemente des Energy Harvesters wurden maschinell hergestellt:

- Die Leisten, welche die Magnete mechanisch in der Halbach-Anordnung verharren lassen, die Seitenwände des Energy Harvesters und die Bodenmasse des Gleiters bestehen aus Aluminium (Al).
- Die Grund- und Kopfplatte bestehen aus Polycarbonat (PC).
- Der Gleiter besteht aus Polyvinylchlorid (PVC).

In die Führungsöffnungen des Gleiters wurden Polyvinylidenfluorid (PVDF) Gleitlager (GSM-0203-03, Igus GmbH, Deutschland) eingepresst, um die Reibung zwischen den Führungsstäben und dem Gleiter zu verringern. Die Ausmaße und das Gewicht des Energy Harvesters betragen $95 \times 70 \times 40,5 \text{ mm}^3$ bzw. 216 g.

Der Halbach-Gleiter Energy Harvester wurde wie bereits der Hohlzylinder Energy Harvester in einem ähnlichen Frequenzbereich untersucht, nämlich zwischen 6,5 und 10 Hz. Um den Einfluss der Anregungsfrequenz auf die Ausgangsspannung zu untersuchen, wurde der Energy Harvester mit 85 mm langen Führungsstäben und Federn mit einer Federkonstante von 0,77 N/m bestückt. Die mechanische Amplitude wurde im untersuchten Fre-

quenzbereich zwischen 5 und 2,1 mm angepasst, so dass eine konstante maximale Beschleunigung von $8,34 \text{ m/s}^2$ vorlag. An die Serienschaltung der Spulen wurde ein 47Ω Widerstand angeschlossen, um die Messung unter Leistungsanpassung vorzunehmen.

In Abb. 69 ist die maximale Spannungsamplitude als Funktion der Anregungsfrequenz aufgetragen. Die maximale Spannungsamplitude des Halbach-Gleiters besitzt ein ähnliches Frequenzverhalten, wie die des Hohlzylinder Energy Harvesters (vergleiche Abb. 63). Mit zunehmender Anregungsfrequenz steigt ebenfalls die Spannungsamplitude an. Ein weiteres Erhöhen der Anregungsfrequenz brachte den Aufbau in einen instabilen Schwingungszustand.

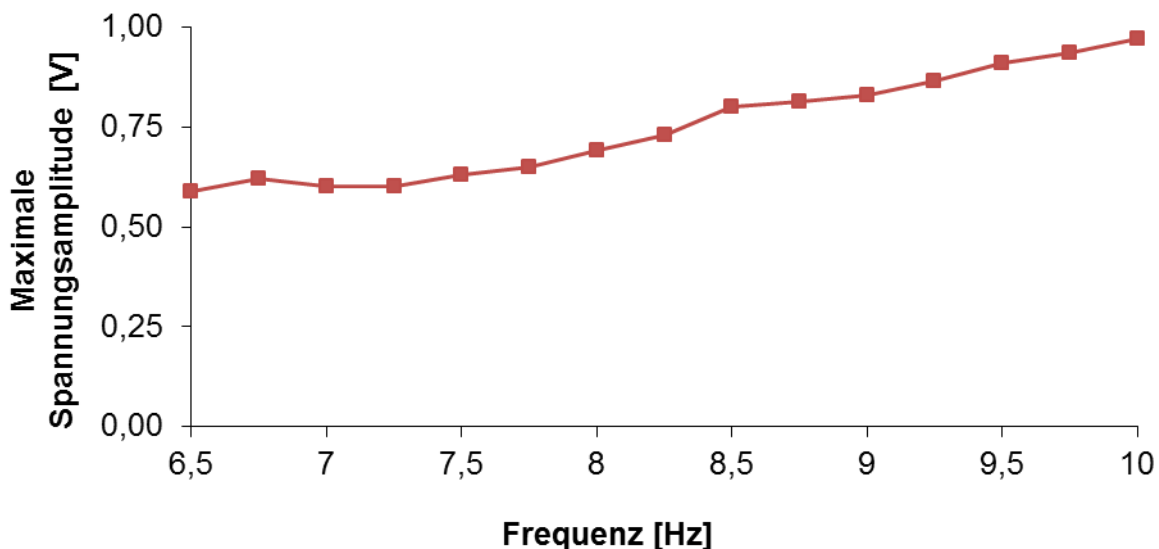


Abb. 69: Maximale Spannungsamplitude des Halbach-Gleiter Energy Harvesters, bei Leistungsanpassung als Funktion der Anregungsfrequenz.

Um den Verlauf der Induktionsspannung bei unterschiedlichen Anregungsfrequenzen zu untersuchen, wurde der Energy Harvester mit 90 mm langen Führungsstäben und Federn, mit einer Federsteifigkeit von $2,34 \text{ N/m}$, versehen. Die Anregung erfolgte anschließend mit 8, 9 und 10 Hz, die mechanische Amplitude wurde wieder so angepasst, dass eine maximale Beschleunigung von $8,34 \text{ m/s}^2$ vorlag. Die dazugehörigen Spannungsverläufe sind in Abb. 70 dargestellt.

Die Verläufe von 9 und 10 Hz sind sehr ähnlich, wobei die Spannungsamplituden bei 10 Hz größer sind, was zum untersuchten Frequenzverhalten passt (siehe Abb. 69). Die Spannung nimmt in der zweiten Periode wegen der gedämpften Schwingung ab. Abwei-

chend von den anderen beiden Verläufen, besitzt der Verlauf bei 8 Hz nach dem Überschreiten des ersten negativen Peaks eine andere Charakteristik. Vermutlich wird der erste Richtungswechsel des Gleiters nicht ideal ausgeführt. Die maximale Induktionsspannung, die mit diesem Setup erreicht wurde, betrug 0,85 V.

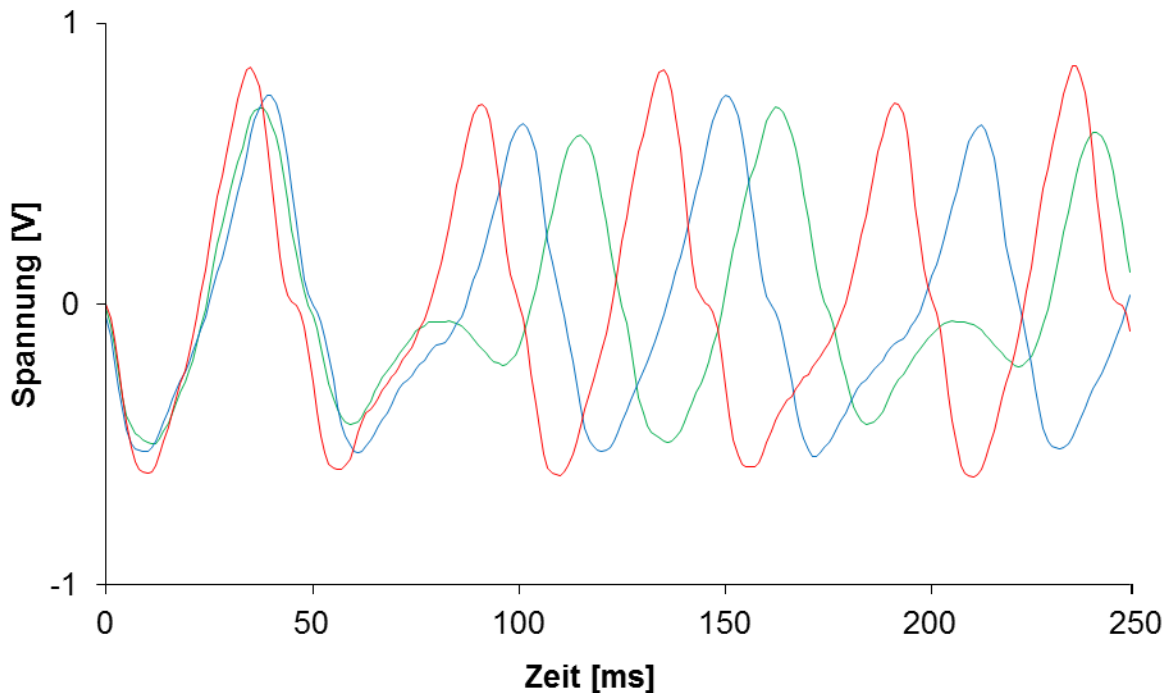


Abb. 70: Induktionsspannung bei 8 Hz (grün), 9 Hz (blau) und 10 Hz (rot).

Der Einfluss von Zusatzmassen wurde bei einer konstanten Anregungsfrequenz von 10 Hz untersucht. Die Zusatzmassen wurden aus Blei hergestellt und symmetrisch unter dem Schlitten befestigt. Das Erhöhen der Masse führte zu einer größeren Kraft, wodurch die Federn mehr gestaucht wurden und der Weg, den der Schlitten zurücklegt, ebenfalls zunahm. Die Zusatzmassen waren 37, 71 und 104 g, womit maximale Spannungen von 0,85, 0,96 und 1,01 V folgten. Die Zusatzmassen führten zu Unregelmäßigkeiten beim Schwingen des Schlittens, weil die Reibung der PVDF-Gleitlager ebenfalls zunahm (s. Abb. 71).

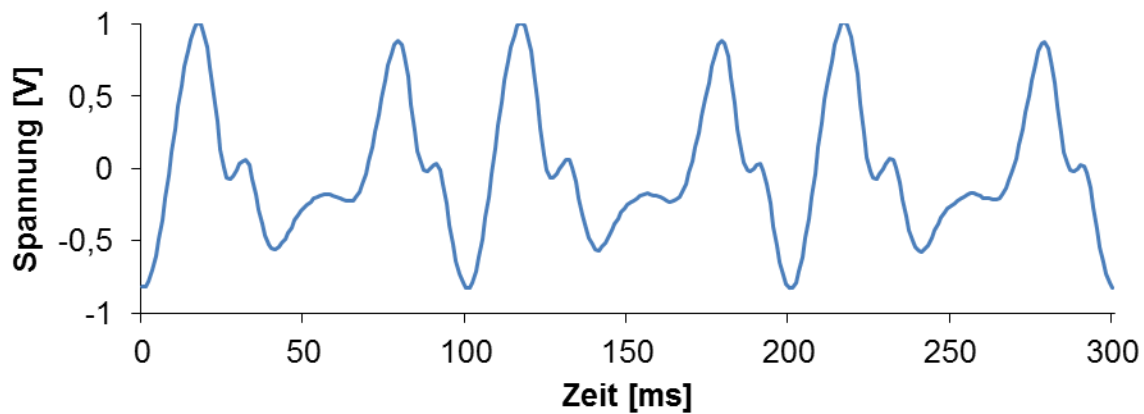


Abb. 71: Induktionsspannung bei 10 Hz und einer Zusatzmasse von 104 g.

Für die Untersuchung der mittleren Ausgangsleistung wurden Federn mit einer Federkonstante von 0,77 N/m verwendet und die Anregung erfolgte mit 8 Hz. Die Spulen waren weiterhin in Serie geschaltet, für maximale Leistungsentnahme wurde wieder der 47 Ω Lastwiderstand angeschlossen. Die mechanische Leistung, die elektrische Leistung und der Wirkungsgrad wurden wie bereits beim Hohlzylinder Energy Harvester ermittelt. Die mechanische Leistung betrug 14,4 mW, die elektrische Leistung 0,65 mW und der resultierende Wirkungsgrad 4,5 %. Für den realen Betrieb in einem Rotorblatt einer Windkraftanlage würde eine um etwa einen Faktor 5 größere Spannung benötigt. Dies könnte beispielsweise durch einen fünfmal so großen Energy Harvester erreicht werden, etwa mit den Abmaßen 95 \times 350 \times 40,5 cm³ und 15 in Serie geschalteten Spulen. Diese Abmessungen wären aber selbst für das Platzangebot im Rotorblatt einer Windkraftanlage zu groß.

5.2.3 Doppel-Biegebalken Energy Harvester

Zhu und Beeby haben einen Energy Harvester präsentiert, welcher aus zwei Biegebalken besteht, welche durch Magnete mechanisch miteinander gekoppelt waren [Zhu2013]. Die Kopplung führte zu einem bistabilen Schwingverhalten, durch die sich abstoßenden Magnete an den freien Enden der Balken. Die mechanische Anregung erfolgte dabei an den Fußpunkten beider Balken. Es wurde gezeigt, dass diese Kopplung bei Anregung mit weißem Rauschen zu einer höheren Energieausbeute führt.

Der Harvester, der in diesem Abschnitt vorgestellt wird, besitzt einen ähnlichen mechanischen Aufbau. Der Harvester besteht aus einem sogenannten Primär- und Sekundärbalken. Die mechanische Anregung erfolgt über die Einspannung des Primärbalkens; welcher durch Kopplungsmagnete den Sekundärbalken mit in Schwingung versetzt (s. Abb. 72). Die Balken wurden aus PC angefertigt, die Materialstärke beträgt 2 mm im Falle des Primär- und 4 mm im Falle des Sekundärbalkens.

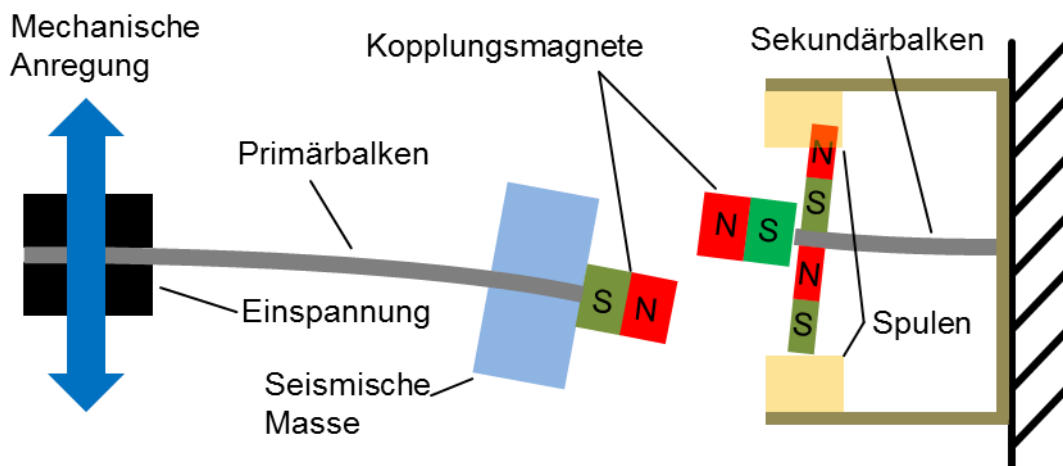


Abb. 72: Prinzip des Doppel-Biegebalken Energy Harvesters.

In der Nähe des freien Endes des Sekundärbalkens sind 6 Zylindermagnete (Webcraft GmbH, Deutschland) montiert, sie besitzen einen Durchmesser und eine Höhe von 10 bzw. 5 mm. Sie bestehen aus $\text{Nd}_2\text{Fe}_{14}\text{B}$ und weisen eine effektive magnetische Flussdichte von 100 mT auf. Jeweils drei Magnete befinden sich ober- und unterhalb des Balkens. Jeder Magnet wird von einer Ringspule umgeben (siehe Abb. 73). Die Spulen besitzen einen mittleren Durchmesser von 12 mm, eine Länge von 6 mm, einen Leitungsquerschnitt von 100 μm und 400 Windungen. Die Induktivität und der Innenwiderstand betragen 1,5 mH bzw. 37 Ω . Im Betrieb tauchen die Magnete gleich weit in die Spulen hinein bzw. heraus, womit die Spulen elektrisch konstruktiv in Serie geschaltet werden konnten.

Die Resonanzfrequenz des Sekundärbalkens wurde so dimensioniert, dass sie ein Vielfaches der Resonanzfrequenz des Primärbalkens beträgt. Die Resonanzfrequenzen von Primär- wie Sekundärbalken sind 7,2 bzw. 21,6 Hz, womit eine Frequenzerhöhung um einen Faktor 3 folgte. Auf die Balken wurden (PVDF) Dehnungssensoren (FDT1-028K, Measurement Specialties, USA) geklebt und die Einspannlängen so lange variiert, bis die Ausgangssignale der Sensoren, bei mechanischer Anregung der Balken, die gewünschten Resonanzfrequenzen aufwiesen. Der Abstand der Kopplungsmagnete in Ruhelage wurde auf 2 mm eingestellt. Abweichend von den Untersuchungen von Zhu und Beeby, wurde der Harvester mit dedizierten Frequenzschritten und nicht mit weißem Rauschen angeregt.

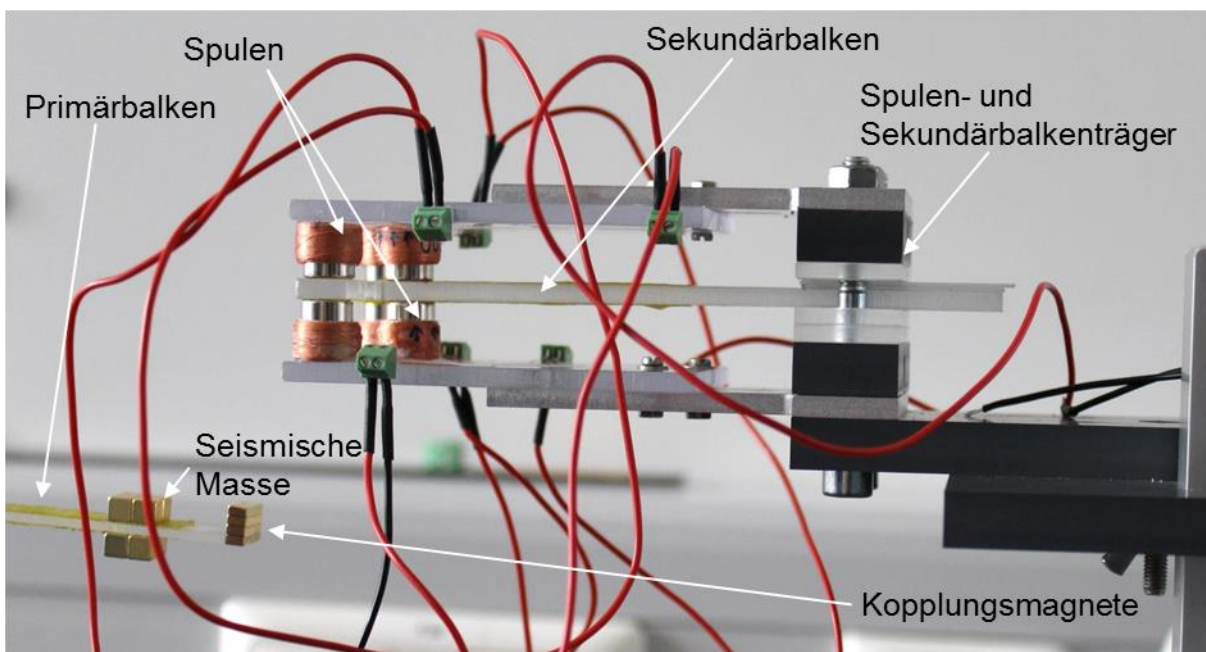


Abb. 73: Foto des Doppel-Biegebalken Energy Harvesters.

Der Harvester wurde mit 5 m/s^2 , bei einer Anregungsfrequenz von 7,2 Hz, angeregt, welches einer mechanischen Amplitude von 2,4 mm entsprach. Abb. 74 zeigt die normierte Spannung des PVDF Dehnungssensors, welcher am Primärbalken montiert war, und die Induktionsspannung der 6 in Reihe geschalteten Spulen als Funktion der Zeit. Wie erwartet, besitzt der Sekundärbalken die dreifache Frequenz des Primärbalkens. Kurz nach dem Moment der magnetischen Kopplung, d.h. der Kraftübertragung von dem Primär- auf den Sekundärbalken, erreicht die Induktionsspannung ihr Maximum mit 6,9 V. Die Auslenkung des Sekundärbalkens klingt dämpfungsbedingt ab, womit eine Abnahme der Induktionsspannung, bis zum nächsten Kopplungsmoment, folgt.

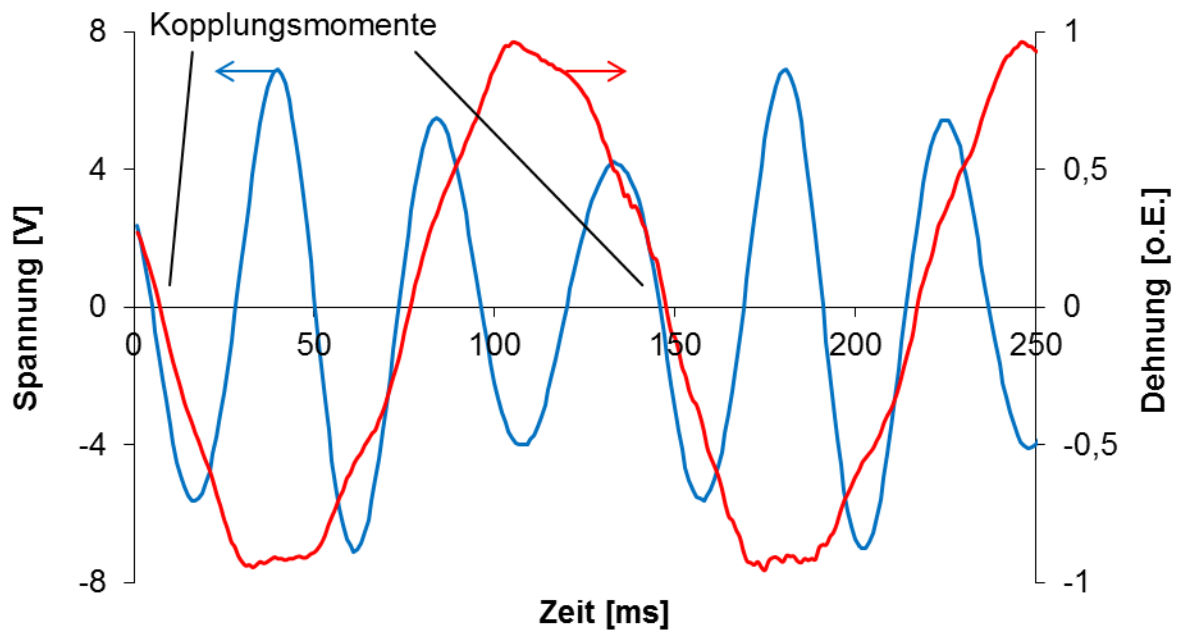


Abb. 74: Induktionsspannung (blau) und Dehnung des Primärbalkens (rot).

Um das Frequenzverhalten des Harvesters zu untersuchen, wurde dieser in 0,2 Hz Schritten von 5,5 bis 8,5 Hz angeregt. Die Amplitude der Anregung wurde stets nachgeregelt, so dass die Amplitude der Beschleunigung konstant 5 m/s^2 betrug. An die Serienschaltung der 6 Spulen wurde diesmal ein 220Ω Widerstand angeschlossen, um Leistungsanpassung zu erreichen. Abb. 75 stellt die maximale Spannungsamplitude, welche am Lastwiderstand abfiel, als Funktion der Anregungsfrequenz dar. Wie bereits bei den Untersuchungen der piezoelektrischen Energy Harvester (vergleiche Kapitel 5.1), zeigt sich auch hier, dass der effektive Arbeitsbereich mit ungefähr 0,3 Hz relativ schmal ist und somit ein Betrieb nahe der Resonanz erforderlich ist.

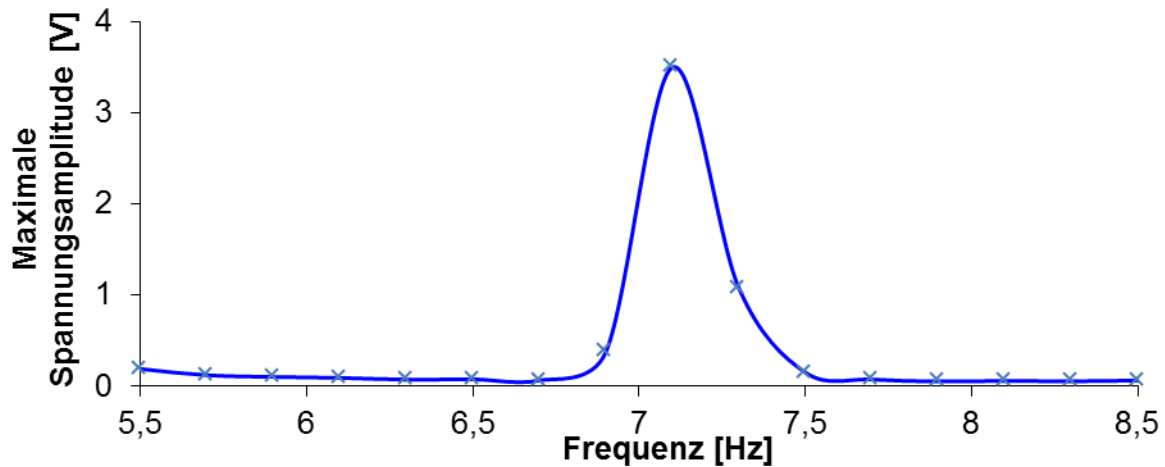


Abb. 75: Maximale Spannungsamplitude des Doppel-Biegebalken Energy Harvesters bei Leistungsanpassung.

Für die Untersuchung der mittleren Ausgangsleistung war weiter der 220Ω Widerstand angeschlossen und die Anregung erfolgte mit $7,2 \text{ Hz}$ und 5 m/s^2 . Die Periodendauer der Anregung betrug 139 ms . Der Spannungsverlauf am Widerstand wurde über diese Zeit integriert, so dass in Summe eine Energie von $61,3 \mu\text{J}$ gewandelt wurde, welches einer mittleren elektrischen Leistung von $0,441 \text{ mW}$ entspricht. Der Primärbalken wurde für die Berechnung der mechanischen Leistung vereinfacht als eine konzentrierte punktförmige Masse mit $16,6 \text{ g}$ angenommen. Die Berechnung erfolgte wieder nach dem gleichen Ansatz wie bereits bei dem Hohlzylinder- und Halbach-Gleiter Harvester. Die mechanische Leistung betrug $5,6 \text{ mW}$ und der resultierende Wirkungsgrad $12,7 \%$.

5.2.4 Gleichricht-Getriebe Energy Harvester

Die bisher vorgestellten piezoelektrischen und elektro-magnetischen Energy Harvester wurden für einen Anregungsfrequenzbereich von 3 - 6 Hz bzw. 6,5 - 10 Hz ausgelegt und untersucht. Der Gleichricht-Getriebe Energy Harvester besitzt einen Betriebsbereich von 1 - 2,25 Hz und deckt damit aktuelle FRF ab. Um die Frequenzerhöhung zu erreichen, nutzt dieser Energy Harvester ein Getriebe, welches die Frequenz der Anregung um den Faktor 4 erhöht (siehe Abb. 76).

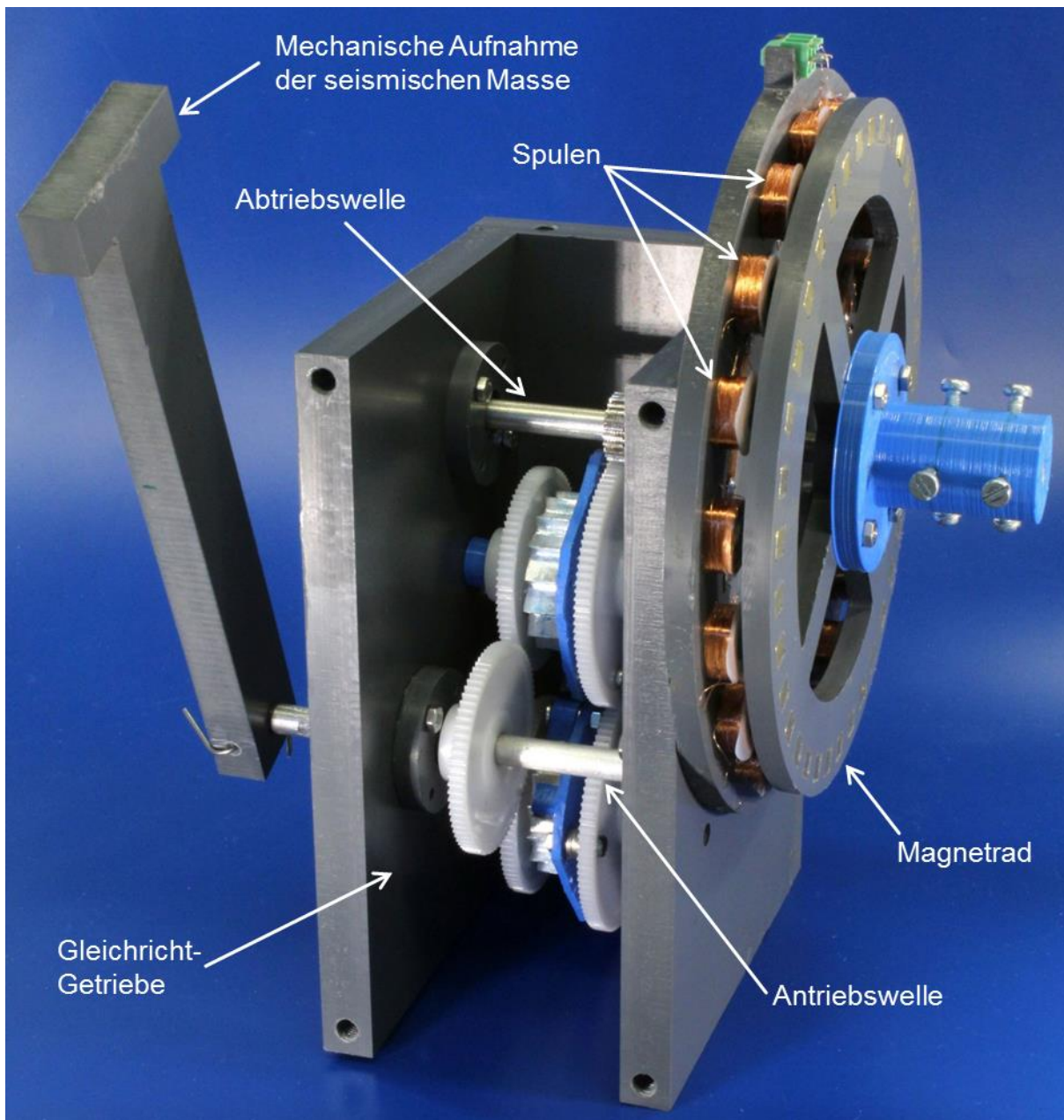


Abb. 76: Gleichricht-Getriebe Energy Harvester.

Die bidirektionale Bewegung einer schwingenden seismischen Masse am Ende eines Pendels wird in eine unidirektionale Rotationsbewegung überführt. Das sogenannte Gleichricht-Getriebe führt diese Wandlung, ähnlich wie im Antriebsstrang einer Automatik- uhr, durch. Die alternierende Bewegung des Pendels treibt das Antriebszahnrad A, mit einem Durchmesser von 41 mm, und die Sekundär-Zahnräder B und C, mit gleichem Durchmesser, an (siehe Abb. 29). Auf den gleichen Wellen der Sekundär-Zahnräder sind zwei weitere Zahnräder D und E, mit einem Durchmesser von 51 mm, beweglich auf der Welle montiert. Die Zahnräder D und E greifen zudem ineinander. Das Zahnrad B ist nur

mit dem Zahnrad D verbunden, wenn es linksherum rotiert und Zahnrad C ist nur mit dem Zahn E verbunden, wenn es rechtsherum rotiert. So wird die alternierende Bewegung der Zahnräder B und C übersetzt in eine unidirektionale Rotation des Zahnrades F, Durchmesser 13,5 mm, welches mit Zahnrad D verbunden ist.

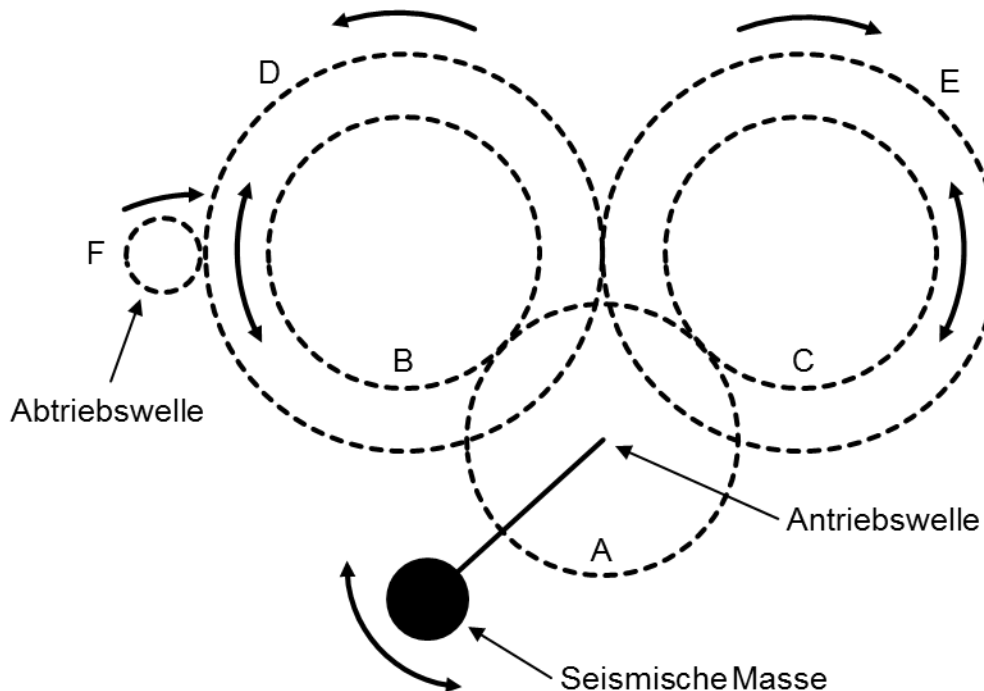
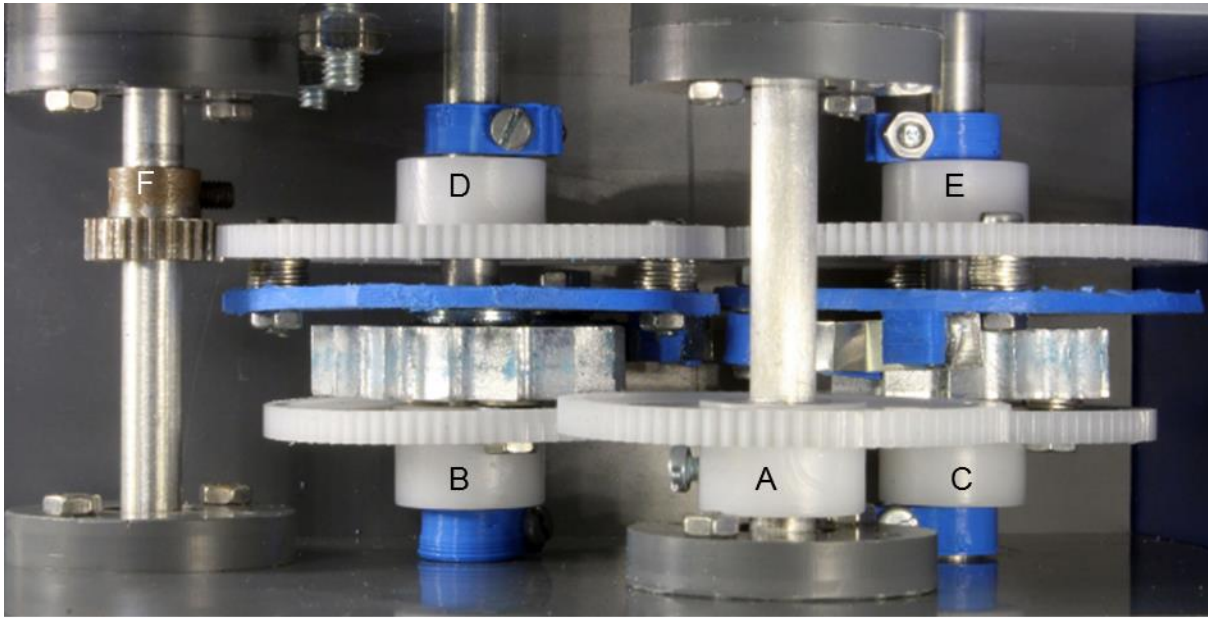


Abb. 77: Gleichricht-Getriebe und Wirkprinzip.

Die unidirektionale Übertragung zwischen den Zahnrädern B zu D bzw. C zu E wird durch Sperrräder erreicht, welche an den Zahnrädern B bzw. C montiert sind (siehe Abb. 78-a). Sperrklinken an den Zahnrädern D und E werden durch Federn an die gegenüberliegen-

den Sperrrädern gedrückt (siehe Abb. 78-b), so wird die Rotation der Zahnräder B und C nur zu den Zahnrädern D und E übertragen, wenn diese links- bzw. rechtsherum rotieren. Das Getriebe besitzt ein Übersetzungsverhältnis von 1:4. Auf der Abtriebswelle ist ein Magnetrad (siehe Abb. 78-d) angebracht, welches mit 36 Würfelmagneten aus $\text{Nd}_2\text{Fe}_{14}\text{B}$ (Webcraft GmbH, Deutschland) mit einer Kantenlänge von 5 mm bestückt ist. Die Magnete wurden mit alternierender Magnetfeldorientierung in das Magnetrad gesetzt, deren Abstand zum Wellenzentrum beträgt 58,5 mm.

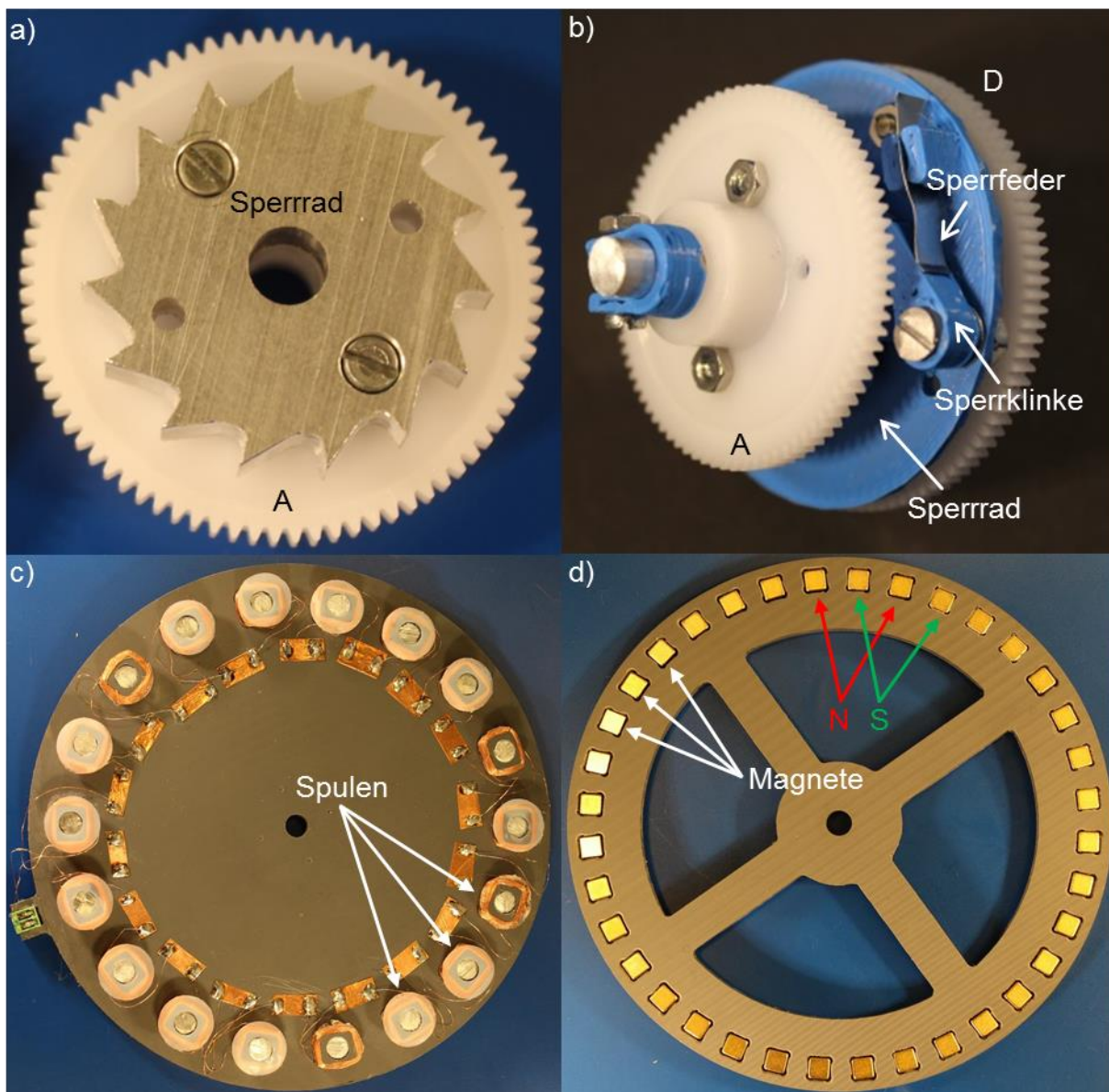


Abb. 78: Komponenten des Gleichricht-Getriebe Energy Harvesters.

An dem Gehäuse des Getriebes um die Abtriebswelle herum ist eine Scheibe mit 18 Spulen montiert (siehe Abb. 78-c). Die Spulen wurden aus Kupferlackdraht mit einem Durch-

messer von $100\ \mu\text{m}$ unter Verwendung der Spulenwickelvorrichtung gefertigt (vergleiche Kapitel 3.2), dabei weist jede Spule 400 Wicklungen auf. Die Spulen wurden auf Spulenträger mit einem quadratischen Profil gewickelt, anschließend mit einem Aluminiumbolzen fixiert und alle Spulen elektrisch-konstruktiv in Reihe verschaltet.

Jede Spule besitzt ein $5 \times 5\ \text{mm}^2$ quadratisches Profil, einen Innenwiderstand von $31,7\ \Omega$, eine Induktivität von $1,62\ \text{mH}$ und eine Länge von $5\ \text{mm}$. Die Luftlücke zwischen den Spulen und Magneten beträgt $1\ \text{mm}$. Die Ausmaße des Systems betragen bei einer Pendellänge von $135\ \text{mm}$ $250 \times 140 \times 150\ \text{mm}^3$ und das Gewicht $1,33\ \text{kg}$ plus dem Gewicht der seismischen Masse ($300\text{-}500\ \text{g}$). Die Sperrräder wurden aus Aluminium gefräst und die Sperrklinken bzw. deren Trägerscheiben (blaue Elemente in Abb. 78-b) wurden 3D-gedruckt aus Polylactid (PLA). Das Pendel, das Gehäuse, die Spulenwickelkörper, die Spulenträgerscheibe und das Magnetrad wurden aus Polyvinylchlorid (PVC) gefräst. Die Zahnräder A bis E, das Zahnrad F und die Wellen wurden kommerziell erworben und bestehen aus Polyacetal (POM), Maschinenstahl bzw. Aluminium. Die Antriebs- und die Abtriebswelle sind beidseitig kugelgelagert, um Reibungsverluste zu minimieren.

Um das Schwingverhalten eines Rotorblattes zu simulieren bzw. um die Eigenschaften des Energy Harvesters spezifizieren zu können, wurde dieser an einem $1,9\ \text{m}$ langen Balken montiert (siehe Abb. 79). Der Abstand zwischen dem Energy Harvester und dem Gelenk, am oberen Ende des Balkens, wurde zu $1,8\ \text{m}$ gewählt. Der Balken wurde durch einen Elektromotor, über eine Antriebsscheibe und einen Pleuel, in eine harmonisch sinusförmige Bewegung versetzt. Die Anregungsfrequenz wurde über die Versorgungsspannung des Elektromotors und die mechanische Amplitude durch die Position des Pleuels auf der vom Motor angetriebenen Scheibe eingestellt.

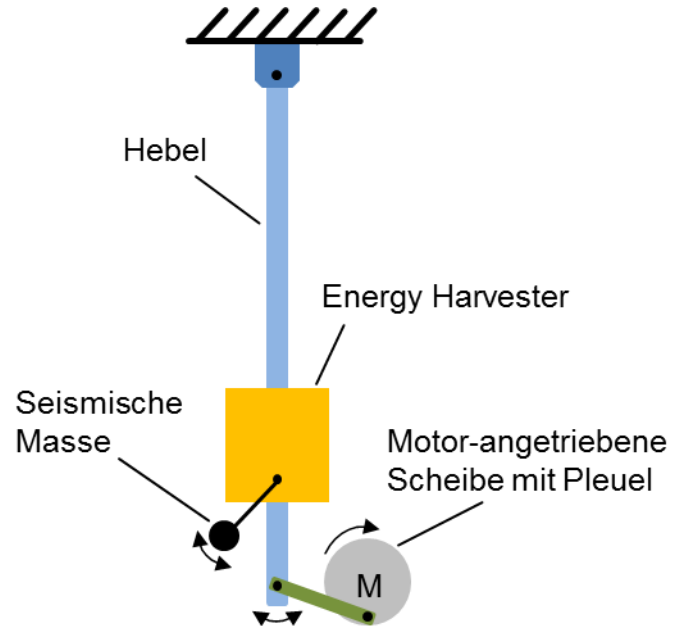


Abb. 79: Experimenteller Aufbau.

Die maximale Ausgangsspannung des Energy Harvesters wird im Leerlaufbetrieb, d.h. ohne Anschluss einer elektrischen Last, erreicht. Damit dem System jedoch die maximale Leistung entnommen werden kann, muss eine elektrische Leistungsanpassung vorliegen. Bei der Leistungsanpassung wird die Impedanz der Last so ausgelegt, dass sie der Impedanz des Energy Harvesters gleicht. Als Last wurde ein ohmscher Widerstand mit 570Ω gewählt. Abb. 80 zeigt den typisch leistungsangepassten Verlauf der Induktionsspannung bei einer Anregungsfrequenz, mechanischen Amplitude, seismischen Masse und einer Pendellänge von 1,25 Hz, 57 mm, 500 g bzw. 135 mm. Bei diesen Parametern wirkt eine maximale Leistung von 114 mW am Lastwiderstand. Ebenfalls dargestellt ist der Verlauf der mechanischen Auslenkung vom Pendel, wenn das Pendel im Schwingvorgang die Position der Ruhelage erreicht, d.h. keine Auslenkung vorliegt, besitzt es die maximale Geschwindigkeit. In dem Augenblick, in dem die Geschwindigkeit maximal ist, folgt dem elektrischen Induktionsgesetz (siehe Kapitel 4.3) entsprechend auch das Maximum der Induktionsspannung. Wie erwartet weist die Induktionsspannung in der Ruhelage A ihr Maximum auf, davon abweichend in der Ruhelage B mit deutlich kleinerer Amplitude, welches durch schwankende Präzision in der Fertigung der beiden Ratschen-Module begründet ist. Dieser Effekt wurde durchgehend bei sämtlichen Messungen, mit unterschiedlichen Parametern, beobachtet.

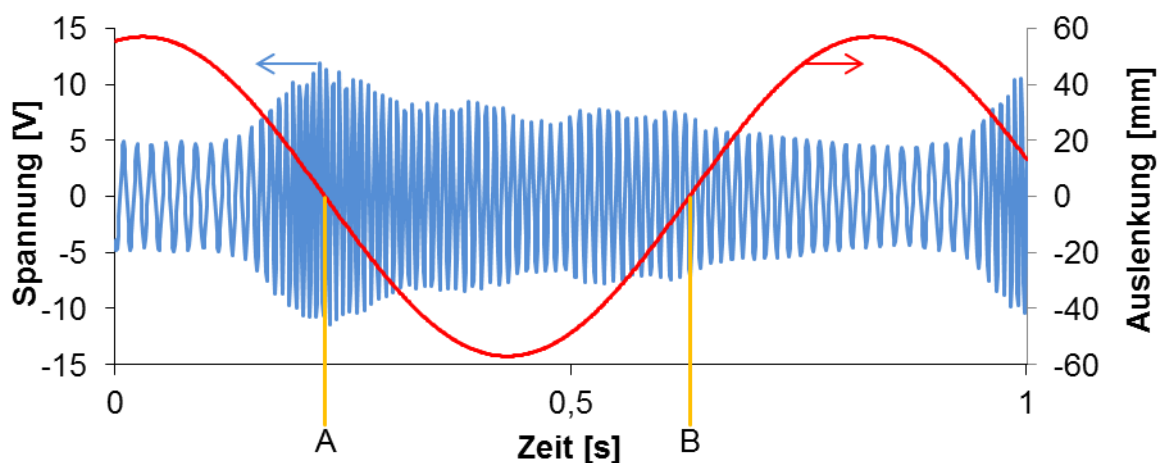


Abb. 80: Impedanz angepasste Messung der Induktionsspannung nahe der Resonanz und mechanische Auslenkung des Pendels.

Abb. 81 zeigt die maximale Spannungsamplitude für unterschiedliche seismischen Massen und Pendellängen als Funktion der Frequenz. Die blaue, gelbe und orangene Kennlinie wurden mit einer Pendellänge von 135 mm gemessen. Alle drei Kennlinien zeigen ein

ähnlich resonantes Verhalten um 1,25 Hz herum und weisen eine langsam abnehmende Spannung mit zunehmender Frequenz auf. Die Variation der seismischen Masse zeigte keinen großen Einfluss auf die Spannungsamplitude.

Ergänzend folgte eine Messung für eine Pendellänge von 200 mm und einer seismischen Masse von 500 g (schwarze Kennlinie). Wie erwartet wurde die Resonanzfrequenz nach unten geschoben. Um einen möglichst großen Arbeitsbereich zu erhalten, ist es also wichtig, die Resonanzfrequenz so niedrig wie möglich auszulegen, um das Plateau-ähnliche Verhalten oberhalb der Resonanz zu nutzen.

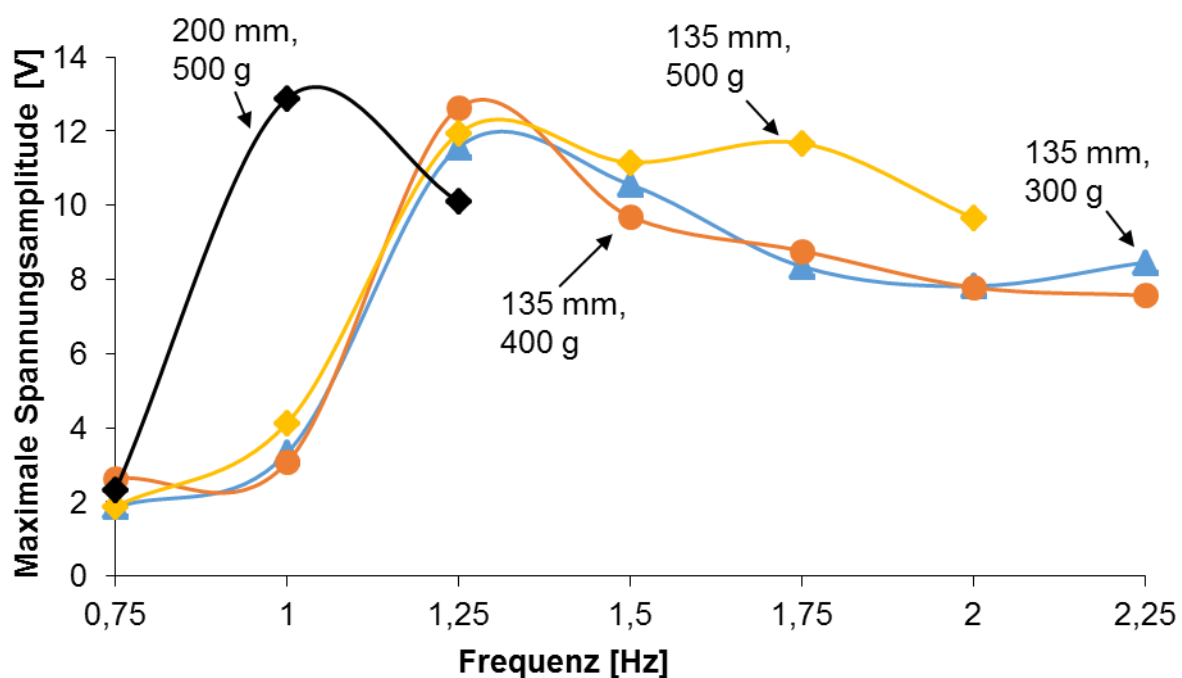


Abb. 81: Impedanz angepasste Messung der maximalen Spannungsamplitude für unterschiedliche seismische Massen und Pendellängen.

Im Folgenden wurde der Lastwiderstand entfernt und ein Germanium-Dioden-Brückengleichrichter und ein Kondensator angeschlossen. Germanium-Dioden besitzen gegenüber Silizium-Dioden eine Durchlassspannung von etwa 0,2 V statt 0,7 V, wodurch im Brückengleichrichter-Betrieb, nur 0,4 V an Amplitude verloren geht. Abb. 82 zeigt eine Ladekurve bei einer Anregungsfrequenz, seismischen Masse und Amplitude von 1,25 Hz, 500 g bzw. 57 mm. Die Energie W , die in einem Kondensator der Kapazität C und der Spannung U gespeichert ist, lässt sich wie folgt berechnen:

$$W = \frac{1}{2} C U^2. \quad (43)$$

Der Verlauf der Spannung berechnet sich mit der maximalen Spannung U_0 , der Zeit t und der Ladekonstanten τ mit:

$$U = U_0 \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right). \quad (44)$$

Die Leistung P entspricht der Ableitung der Energie nach der Zeit:

$$P = \frac{dW}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \frac{1}{2} C U_0^2 \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right)^2 = \frac{C U_0^2}{\tau} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right). \quad (45)$$

Die maximale Spannung U_0 und die Ladekonstante τ wurden durch Anpassung der berechneten Kurve an die Messdaten ermittelt (siehe Abb. 82). Nach Gleichung 45 ist die Leistung maximal, wenn der Ladeprozess startet ($t = 0$). Die Messung bei 1 Hz erfolgte mit einem Kondensator mit $470 \mu\text{F}$, in allen Folgemessungen wurde ein Kondensator mit $4.700 \mu\text{F}$ verwendet. Abb. 83 zeigt die maximale Leistung als Funktion der Anregungsfrequenz. Ergänzend dazu enthält

Tab. 6 die angepassten Parameter.

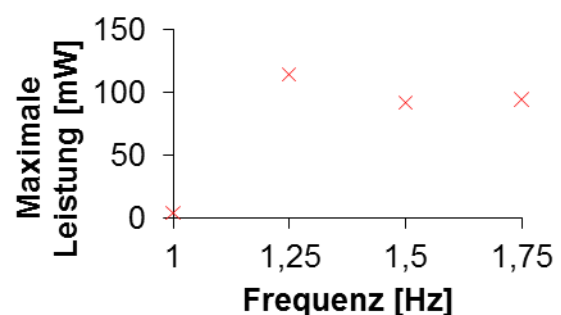
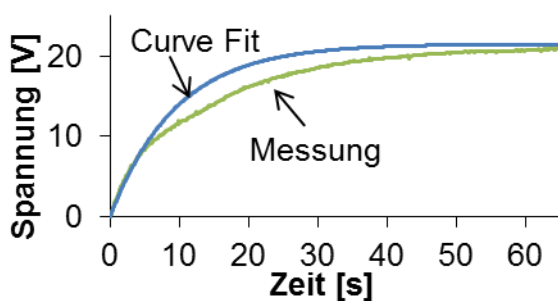


Abb. 82: Ladekurve und dazugehöriger Curve Fit: $U_0 = 21,5 \text{ V}$ und $\tau = 9,5 \text{ s}$.

Abb. 83: Maximale Leistung als Funktion der Anregungsfrequenz.

Tab. 6: Ladekonstante, maximale Spannung und maximale Leistung für unterschiedliche Anregungsfrequenzen.

Anregungsfrequenz f [Hz]	Ladekonstante τ [s]	Maximale Spannung U_0 [V]	Maximale Leistung P_{\max} [mW]
1	5,25	10	4,5
1,25	9,5	21,5	114,3
1,5	13,5	23	92,1
1,75	9	19	94,3

Um den Wirkungsgrad des Systems zu bestimmen, wurde das Pendel durch ein Rad ersetzt. Ein Faden der Länge $h = 0,65$ m wurde auf das Rad gewickelt und eine Masse von 374 g an dem losen Ende fixiert (siehe Abb. 84). Die Masse wurde losgelassen, so dass die Masse langsam absank und das Magnetrad für 4,5 s in Rotation versetzt wurde. Die Energie E , die die absinkende Masse m dem Energy Harvester bei der Erdbeschleunigung g zuführt, wurde bestimmt mit:

$$E = m g h. \quad (46)$$

Die kinetische Energie der Masse betrug 2,4 J. Die Spannung wurde wieder unter Leistungsanpassung gemessen, woraus eine mittlere Leistung von 53 mW bzw. eine Energie von 0,24 J resultierte. Der Wirkungsgrad berechnete sich aus dem Verhältnis aus Ausgangs- zu Eingangsleistung zu 10 %. Der Energy Harvester besitzt eine Ausgangsleistung von 114 mW bei einer Anregungsfrequenz von 1,25 Hz und einer Amplitude von 57 mm. Die bereitgestellte Energie ist damit ausreichend, um einen Sensorknoten weiterhin mit Energie zu versorgen, wenn eine Energielücke, etwa

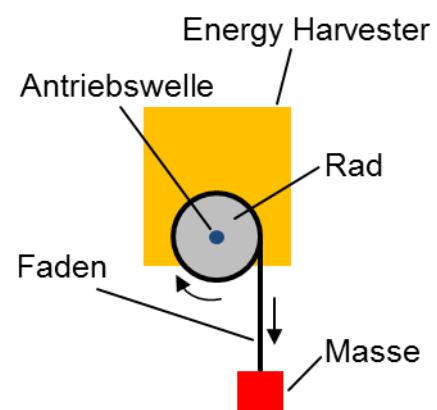


Abb. 84: Experimenteller Aufbau für die Ermittlung des Wirkungsgrades.

verursacht durch Windstille, vorliegt. Der Prototyp wurde aus Materialien gefertigt, welche mit hoher Wahrscheinlichkeit nicht die erforderliche Festigkeit aufweisen, die gesamte Betriebsdauer einer Windenergieanlage, d.h. 15 - 25 Jahre, standzuhalten. Wenn Ratschen und Zahnräder aus Metall eingesetzt würden, wäre ein Dauerbetrieb über den Zeitraum denkbar.

Im Kapitel 4 wurde erwähnt, dass die FRF nicht von einem Beschleunigungssensor erfasst werden konnte. Die etwas niederfrequenter Transversalbeschleunigung, Im Bereich 0,2-0,25 Hz, wäre eine alternative Anregungsquelle. Dazu müsste das Übersetzungsverhältnis des Gleichricht-Getriebes erhöht werden, vorstellbar wäre ein Verhältnis von 1:16.

6. Zustandsüberwachung *WindLast*

Im Forschungsprojekt *WindLast* wurde ein Zustandsüberwachungssystem entwickelt, welches aus zwei Modulen, einer Sensor- und einer Zentraleinheit, besteht. Die Module werden im Folgenden kurz erläutert.

6.1 Sensoreinheit

Um die Schwingungen eines Rotorblatts zu erfassen, wurde ein piezoelektrischer Folien-sensor, in Sandwich-Bauart zwischen zwei GFK-Platten einlamiert. In Abb. 85 ist der Aufbau des Sensors dargestellt. Die Elektronik, welche das Messsignal des Sensors aufbereitet und anschließend per Funk an die Zentraleinheit sendet, wurde mit auf der GFK-Abdeckplatte montiert. Für den Messbetrieb wird die Sensoreinheit mit einem 2-Komponenten-Epoxidharz am Steg des Rotorblatts (siehe Kapitel 2.1.2) verklebt.

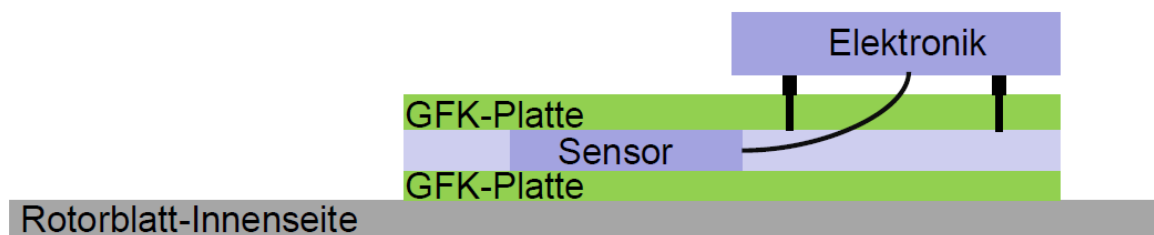


Abb. 85: Der Aufbau des piezoelektrischen Folienensors. Die Strukturfolge ist: GFK-Träger, Sensorfolie und GFK-Abdeckung.

Die Messsignale des Sensors werden über Ladungsverstärker und Filter an einen Differenzverstärker geleitet. Das Ausgangssignal wird dann von einem Analog-Digital-Wandler quantisiert und dem Mikroprozessor als digitaler Wert bereitgestellt. Der Mikroprozessor beinhaltet ein eigenes Funkmodul (BLE, Bluetooth Low Energy), welches die Daten im 2,4 GHz Frequenzband an die Zentraleinheit sendet. Ein digitaler Speicher (FRAM, Ferroelectric Random Access Memory) sorgt dafür, dass die Messsignale solange vorgehalten werden, bis eine vollständige Datenübertragung erfolgt ist. Die Platine der Sensoreinheit ist mit ihren Komponenten in Abb. 86 dargestellt. Während einer Messung werden in 4 s 8192 Messwerte aufgenommen. Dies entspricht einer Abtastrate von 2 kHz, womit nach dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem so Schwingungen bis 1 kHz detektiert werden können. Für den energiesparsamen Betrieb wird nur alle 30 Minuten ein Messevent gestartet und anschließend die Daten an die Zentraleinheit übermittelt. Die Energie Versor-

gung der Sensoreinheit kann wahlweise per Batterien oder einem Energy Harvester erfolgen.

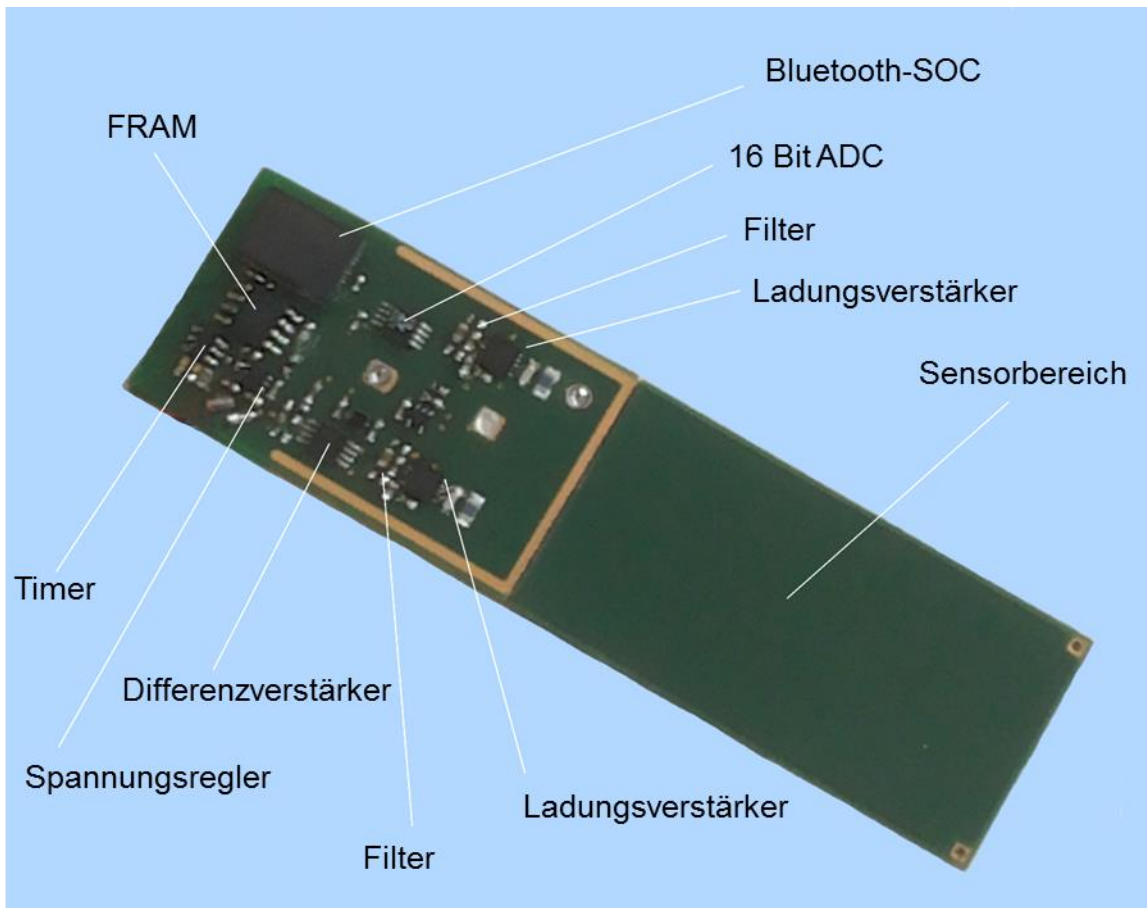


Abb. 86: Die Platine der Sensoreinheit.

6.2 Zentraleinheit

In der Zentraleinheit wird der gleiche Mikroprozessor, wie in der Sensoreinheit eingesetzt. Um eine stabile Datenübertragung zu erreichen, wurde eine Antenne mit Richtcharakteristik ausgewählt. Diese besitzt eine zylinderförmige Geometrie, welche einseitig verschlossen ist (siehe Abb. 87-a). Ein sogenannter Lambda/4-Monopol sitzt, elektrisch isoliert vom Antennengehäuse, in der Geometrie und sorgt für einen Antennengewinn von etwa 8,1 dBi. Die Elektronik der Zentraleinheit sitzt montiert in der Rückseite des Antennendeckels (siehe Abb. 87-d). Übermittelt die Sensoreinheit Daten an die Zentraleinheit werden diese auf einer SD-Karte gespeichert oder per LTE an einen Leitstand übermittelt. Über eine USB-Schnittstelle können die Daten von der SD-Karte manuell ausgelesen werden. Die Energieversorgung kann wahlweise aus der Gondel oder per Batterien erfolgen.

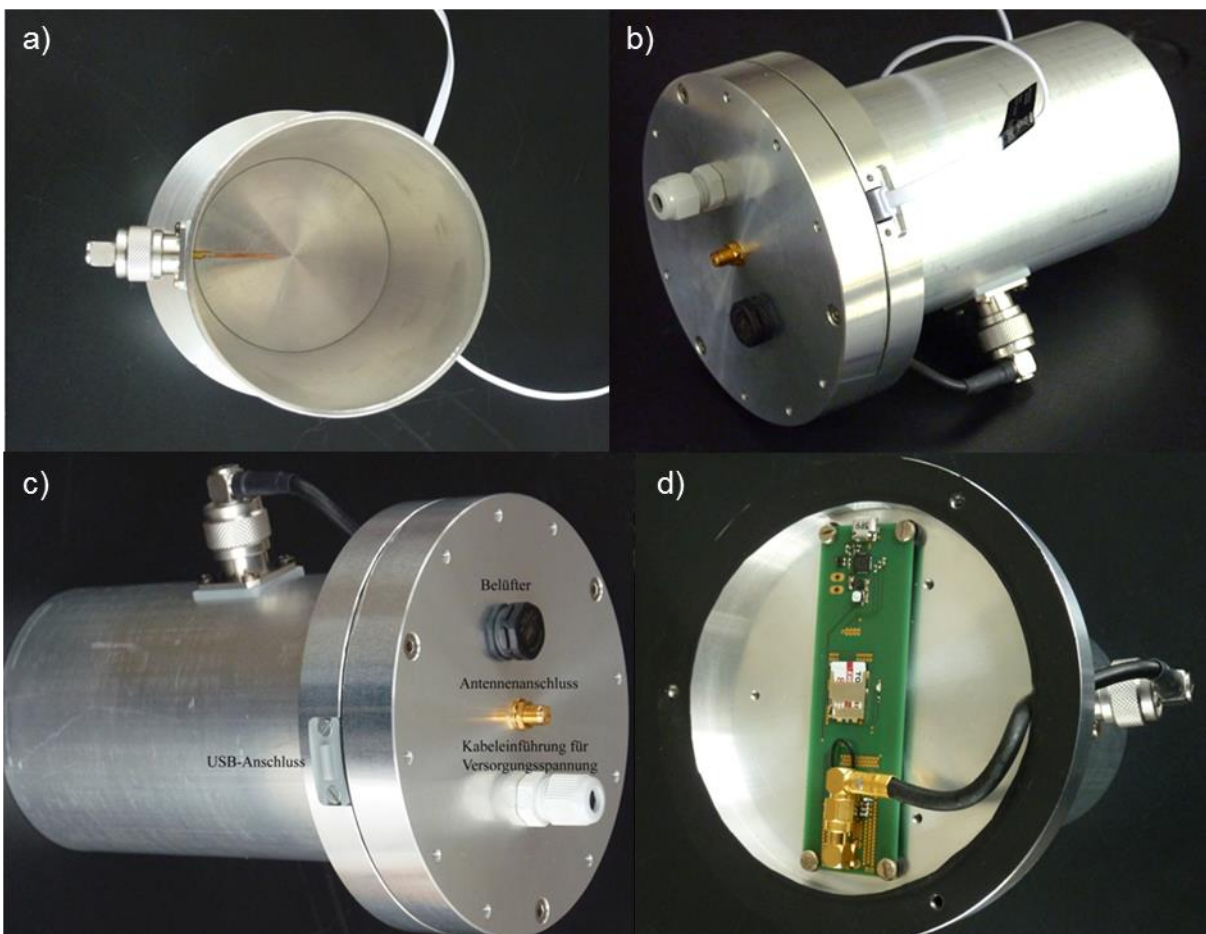


Abb. 87: Richtantenne mit integrierter Elektronik.

7. Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden unterschiedliche Ansätze des Energy Harvestings verfolgt, dazu wurden mehrere Energy Harvester Prototypen entwickelt und charakterisiert. Die elektromechanische Wandlung erfolgte dabei entweder piezoelektrisch oder elektromagnetisch. Die piezoelektrischen Energy Harvester besaßen die Geometrie eines Biegebalkens, in den Varianten Uni- oder Bimorph, wobei CFK als Substrat und PZT als Piezoelektrikum gewählt wurden. Die piezoelektrischen Energy Harvester wiesen einen relativ schmalen Arbeitsbereich auf, was zu dem Schluss führte, dass mehrere Biegebalken parallel betrieben werden müssen, um einen größeren Arbeitsbereich zu erreichen. Es wurde gezeigt, was das ideale Dicken- und Längenverhältnis von Substrat und Piezoelektrikum wäre und das durch eine magnetische Kopplung, am freien Ende der Balken, der Arbeitsbereich aufgeweitet werden konnte. Die Ausgangsspannungen waren ausreichend hoch, die geringe Kapazität der piezoelektrischen Keramik erforderte jedoch die Verwendung einer Energieaufbereitungselektronik. Die Energieausbeute sämtlicher piezoelektrischen Energy Harvester war relativ gering und nicht für den Betrieb in einer Windkraftanlage geeignet.

Die elektromagnetischen Hohlzylinder und Halbach-Gleiter Energy Harvester wurden beide nicht-resonant betrieben und besaßen einen großen Arbeitsbereich, jedoch nur geringe Ausgangsspannungen. Beide Strukturen ließen sich theoretisch räumlich nach oben skalieren, um größere Ausgangsspannungen zu erreichen, jedoch wäre diese im Folgeschritt nicht mehr für die Montage in einem Rotorblatt geeignet. Der Doppel-Biegebalken Energy Harvester wurde resonant betrieben und besaß einen sehr kleinen Arbeitsbereich, aber eine nutzbare Ausgangsspannung.

Der Gleichricht-Getriebe Energy Harvester ist der für den Betrieb in einem Rotorblatt am ehesten geeignete Prototyp. Dieser wurde nicht-resonant betrieben und besaß den mit Abstand niederfrequentesten Arbeitsbereich und lag somit im Bereich gängiger FRF bzw. nahe der typischen Umdrehungsfrequenz eines Rotorblatts. Der Arbeitsbereich liegt im mittleren Bereich aller Energy Harvester, die Ausgangsleistung ist ausreichend hoch für den Betrieb eines Sensorknotens. Im Kapitel 4 wurde erläutert, dass die FRF nicht mit einem Beschleunigungssensor erfasst werden konnte, und somit möglicherweise nicht zum Energy Harvesting geeignet ist. Die niederfrequente Transversalbeschleunigung bietet

sich jedoch als alternative Anregungsquelle an, dazu müsste das Übersetzungsverhältnis des Getriebes weiter erhöht werden.

8. Literaturverzeichnis

Windkraftanlagen

- [Nordmann2007] A. Nordmann. "Schema einer Windkraftanlage." Wikimedia: Windrad-Nahaufnahme.jpg, 2007.
- [Hau2017] E. Hau. "Windkraftanlagen: Grundlagen, Technik, Einsatz, Wirtschaftlichkeit." ISBN 978-3-662-53154-9, Springer-Verlag, 6. Auflage, 2017.
- [Windguard2017] "Status des Windenergieausbaus an Land in Deutschland." Deutsche Windguard GmbH im Auftrag des Bundesverbands für Windenergie und VDMA Power Systems, 2017.

Verfahren der Schadensdetektion

- [Lading2002] L. Lading, M. McGugan, P. Sendrup, J. Rheinländer and J. Rusborg. 2002, *Fundamentals for remote structural health monitoring of wind turbine blades - a preproject. Annex B. Sensors and non-destructive testing methods for damage detection in wind turbine blades.* Denmark. Forskningscenter Risoe. Risoe-R, no. 1341(EN).
- [Tuzzeo2001] D. Tuzzeo, and F. Lanza Di Scalea. "Noncontact air-coupled guided wave ultrasonics for detection of thinning defects in aluminum plates." *Journal of Research in Nondestructive Evaluation* 13.2 (2001): 61-77.
- [Sørensen2002] B. Sørensen, L. Lading, P. Sendrup, M. McGugan, C. Debel, O. Kristensen, G. Larsen, A. Hansen, J. Rheinländer, J. Rusborg and J. Vestergaard. 2002, *Fundamentals for remote structural health monitoring of wind turbine blades - A preproject.* Denmark. Forskningscenter Risoe. Risoe-R, no. 1336(EN).

-
- [Sutherland1994] H. Sutherland et al. The application of non-destructive techniques to the testing of a wind turbine blade. *SAND93-1380, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM*, 1994, 87197. Jg.
- [Wells1983] R. Wells, M. Hamstad and A. Mukherjee. "On the origin of the first peak of acoustic emission in 7075 aluminium alloy." *Journal of Materials Science* 18.4 (1983): 1015-1020.
- [Joosse2002] P. Joosse et al. "Acoustic emission monitoring of small wind turbine blades." *Transaction-American Society of Mechanical Engineers Journal of Solar Energy Engineering* 124.4 (2002): 446-454.
- [Jørgensen2004] E. Jørgensen et al. Full scale testing of wind turbine blade to failure-flapwise loading. 2004.
- [Dutton2003] A. Dutton et al. "Acoustic emission condition monitoring of wind turbine rotor blades: laboratory certification testing to large scale in-service deployment." *European Wind Energy Conference-EWEC*. 2003.
- [Anastassopoulos2003] A. Anastassopoulos et al. "Structural integrity evaluation of wind turbine blades using pattern recognition analysis on acoustic emission data." *Journal of Acoustic Emission* 20.1 (2003).
- [Arumugam2011] V. Arumugam, S. Sajith, and A. Joseph Stanley. "Acoustic emission characterization of failure modes in GFRP laminates under mode I delamination." *Journal of Nondestructive Evaluation* 30.3 (2011): 213-219.
- [Avdelidis 2006] N. Avdelidis et al. "Structural integrity assessment of materials by thermography." *Conf. Damage in Composite Materials CDCM, Stuttgart, Germany*. 2006.

-
- [Stanley1997] P. Stanley. "Applications and potential of thermoelastic stress analysis." *Journal of materials processing technology* 64.1-3 (1997): 359-370.
- [Rantala1996] J. Rantala, D. Wu and G. Busse. "Amplitude-modulated lock-in vibrothermography for NDE of polymers and composites." *Research in Nondestructive Evaluation* 7.4 (1996): 215-228.
- [Zweschper2003] T. Zweschper, A. Dillenz, G. Riegert, D. Scherling and G. Busse. "Ultrasound excited thermography using frequency modulated elastic waves." *Insight-Non-Destructive Testing and Condition Monitoring*, 45(3), 2003, 178-182.
- [Siringoringo 2006] D. Siringoringo and Y. Fujino. "Experimental study of laser Doppler vibrometer and ambient vibration for vibration-based damage detection." *Engineering Structures* 28.13 (2006): 1803-1815.
- [Zhang1999] H. Zhang et al. "Structural health monitoring using transmittance functions." *Mechanical Systems and Signal Processing* 13.5 (1999): 765-787.
- [Farrar1997] C. Farrar and S. Doebling. "An overview of modal-based damage identification methods." *Proceedings of DAMAS conference*. 1997.
- [Jülich2012] F. Jülich, A. Koch and J. Roths. "Herstellung von Faser-Bragg-Gitter in hoch-doppelbrechenden Glasfasern." *tm-Technisches Messen Plattform für Methoden, Systeme und Anwendungen der Messtechnik* 79.1 (2012): 52-59.

- [Hill1997] K. Hill, and G. Meltz. "Fiber Bragg grating technology fundamentals and overview." *Journal of lightwave technology* 15.8 (1997): 1263-1276.
- [Eum2008] S. Eum et al. "Process/health monitoring for wind turbine blade by using FBG sensors with multiplexing techniques." *Proc SPIE*. Vol. 7004. 2008.
- [Merzbacher1996] C. Merzbacher, A. Kersey and E. Friebel. "Fiber optic sensors in concrete structures: a review." *Smart materials and structures* 5.2 (1996): 196.
- [Hering2006] E. Hering and R. Martin. *Photonik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-540-29708-6, 2006.
- [Halkon2003] B. Halkon, S. Rothberg. "Continuous scanning laser vibrometry for measurements on rotating structures." *Materials science forum*. Vol. 440. Trans Tech Publications, 2003.

Verwendete Geräte

- [Patent1997] Patent US5641910 Electrodynamic transducer shaker and method for its manufacture, Date of Patent Jun. 24, 1997.

Energy Harvesting

- [Lynch2006] J. Lynch, J. Kenneth. "A summary review of wireless sensors and sensor networks for structural health monitoring." *Shock and Vibration Digest* 38.2 (2006): 91-130.

-
- [Li2017] X. Li et al. "A review of industrial wireless networks in the context of industry 4.0." *Wireless networks* 23.1 (2017): 23-41.
- [Zhou2013] G. Zhou, T. Yi. "Recent developments on wireless sensor networks technology for bridge health monitoring." *Mathematical Problems in Engineering* 2013, Article ID 947867 (2013).
- [Fadaeinedjad2009] R. Fadaeinedjad, G. Moschopoulos and M. Moallem. "The impact of tower shadow, yaw error, and wind shears on power quality in a wind–diesel system." *IEEE Transactions on Energy Conversion* 24.1 (2009): 102-111.
- [Beeby2006] S. Beeby, , M. Tudor, N. White. Energy harvesting vibration sources for microsystems applications. *Measurement science and technology*, 2006, 17(12), R175.
- [Boisseau2012] S. Boisseau, G. Despesse, B. Seddik. Electrostatic conversion for vibration energy harvesting. *Intech*, 2012, DOI: 10.5772/51360.
- [Vullers2009] R. Vullers, R. van Schaijk, I. Doms, C. Van Hoof, R. Mertens. Micropower energy harvesting. *Solid-State Electronics*, 2009, 53(7), 684-693.
- [Breaux1976] O. Breaux. Electrostatic energy conversion system. Patent US04127804 (1976).
- [Harb2011] A. Harb. "Energy harvesting: State-of-the-art." *Renewable Energy* 36.10 (2011): 2641-2654.

-
- [Mahmoud2006] M. Mahmoud, E. El-Saadany, R. Mansour. Planar electret based electrostatic micro-generator. In Proceedings of the Sixth International Workshop on Micro and Nanotechnology for Power Generation and Energy Conversion Applications: PowerMEMS (pp. 223-226, 2006).
- [Halim2014] M. Halim, J. Park. "A non-resonant frequency up-converted electromagnetic energy harvester from human-body-induced vibration for hand-held smart system applications." J. Appl. Phys. 2014, 115, 094901, doi: 10.1063/1.4867216.
- [Friedmann2012] H. Friedmann. Abschlussbericht SHM Wind. Modelgestütztes Structural Health Monitoring für Rotorblätter von Windenergieanlagen. Projekt-Zeitraum: 01.10.2009 bis 31.03.2012, <http://www.cleaner-production.de>.
- [Zhu2011] D. Zhu, S. Beeby, J. Tudor, N. Harris. A planar electromagnetic vibration energy harvester with a Halbach array. Proceeding of PowerMEMS 2011, 15.-18. Nov. 2011 in Seoul, South Korea.
- [Halbach1980] K. Halbach. Design of permanent multipole magnets with oriented rare earth cobalt material. Nuclear Instruments and Methods 1980, 169, 1 - 10, doi: 10.1016/0029-554X(80)90094-4.
- [Mallinson1973] J. Mallinson. One-sided fluxes - A magnetic curiosity? IEEE Transactions on Magnetics 1973, 9, 678 - 682, doi: 10.1109/TMAG.1973.1067714.
- [Zhu2013] D. Zhu, S. Beeby. "A broadband electromagnetic energy harvester with a coupled bistable structure." Journal of Physics: Conference Series. Vol. 476. No. 1. IOP Publishing, 2013.

-
- [Seymour1990] R. Seymour and G. Kauffman. "Piezoelectric polymers: direct converters of work to electricity." J. Chem. Educ 67.9 (1990): 763.
- [Jaffe1971] B. Jaffe, W. Cook. and H. Jaffe. "Piezoelectric Ceramics." New York - Academic Press, 1971.
- [Ueberschlag2001] P. Ueberschlag. "PVDF piezoelectric Polymer." Sensor Review, 21(2): 118-126, 2001.
- [Moulson2003] A. Moulson and J. Herbert. Electrocercamics – Materials, Properties, Applications." Wiley, ISBN: 978-0-471-49748-6, 2003.
- [Anteboth2007] S. Anteboth. "Simulation des elektromechanischen Verhaltens von PZT mit realer Domänenstruktur." Kassel University Press GmbH, 2007.
- [Tichý2010] J. Tichý, J. Erhart, E. Kittinger and J. Prívratská. CFundamentals of Piezoelectric Sensorics." Springer, ISBN 978-3-540-68427-5, 2010.
- [Spies2015] P. Spies, M. Pollak and L. Mateu. "Handbook of energy harvesting power supplies and applications". CRC Press, ISBN: 9789814303064, 2015.
- [Schomburg2015] W. Schomburg. "Introduction to Micro System Design." 2. Auflage, Heidelberg - Springer Verlag, doi: 10.1007/978-3-662-47023-7, 2015.
- [Boisseau2012] S. Boisseau, G. Despresse, B. Seddik. "Electrostatic Conversion for Vibration Energy Harvesting", in book: "Small-Scale Energy Harvesting", ed. M. Lallart, InTech, DOI: 10.5772/51360, 2012.

-
- [Ferrari2009] M. Ferrari, V. Ferrari, M. Guizettei, Bruno Andò, S. Baglio, C. Trigona. "Improved Energy Harvesting from Wideband Vibrations by Nonlinear Piezoelectric Converters." *Procedia Chemistry*, 1203-1206, 2009.
- [Tang2012] L. Tang, Y. Yang, C.-K. Soh. "Improving functionality of vibration energy harvest-ers using magnets." *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Issue 23, 1433-1449, 2012.
- [Gao2009] X. Gao, S. Wei-Heng Y. Wan. "Induced voltage of piezoelectric uni-morph cantilevers of different nonpiezoelectric/piezoelectric length ratios." *Smart Materials and Structures* 18.12 (2009): 125018.

9. Anhang

Datenblatt: Tepex Dynalite 201-C200(x)50% von Lanxess



Tepex® dynalite 201-C200(x)50% Carbon – PA66 Consolidated Composite Laminate

Layout	Test Condition	According to Standard	Unit	Value
			Longitudinal	Transversal
Fiber	-	-	-	Carbon
Weaving style	-	DIN ISO 9354	-	Twill 2/2
Area weight (dry fabric)	-	DIN EN 12127	g/m ²	200
Yarn / Yarn count	-	DIN EN 12654-2/3	tex	3 k
Yarn density	-	DIN EN 1049-2	1/cm	5,0
Weight rate	-	-	%	50
Polymer	-	-	-	Polyamide (PA66)
Fiber content (nominal)	-	-	vol. %	50
Thickness per composite layer (nominal)	-	-	mm	0,22
No. of layers	-	-	-	≥ 9 with 50% _{vol.}
Laminate density	-	ISO 1183-1	g/cm ³	1,48

Mechanical properties	Test Condition	According to Standard	Unit	Value
Flexural modulus	23 °C, dry	ISO 14125 ^{b)}	GPa	48
Flexural strength	23 °C, dry	ISO 14125 ^{b)}	MPa	880
Flexural modulus	23 °C, ISO 1110	ISO 14125 ^{b)}	GPa	43
Flexural strength	23 °C, ISO 1110	ISO 14125 ^{b)}	MPa	640

Thermal properties	Test Condition	According to Standard	Unit	Value
			Longitudinal	Transversal
Melting temperature	10 K/min	ISO 11357-3	°C	260
Glass transition temperature	10 K/min	ISO 11357-2	°C	70
Heat deflection temperature ^{a)}	48 GPa	ISO 75-1/3	°C	249



Tepex® dynalite 201-C200(x)50% Carbon – PA66 Consolidated Composite Laminate

Legend	
-:	Not relevant
dry:	dry as manufactured
ISO 1110:	Conditioned acc. to ISO 1110, 70 °C, 62 % RH, equilibrium
1)	Test specimen (250 x 25 x 2) mm
2)	Test specimen (80 x 25 x 2) mm
3)	Based on ISO 75-1/3


^{a)} Bond-Laminates registered trademark

The values in the datasheet are for this specific composition only, the characteristics of composites depend on the reinforcement level and the fibre orientation. Non-standard thickness may also alter some or all of these properties. The data listed here fall within the normal range of product properties, but they should not be used to establish specification limits nor used alone as basis of design. The underlying tests were conducted out at room temperature and with 2mm specimen thickness.

This information and our technical advice - whether verbal, in writing or by way of trials - are given in good faith but without warranty, and this also applies where proprietary rights of third parties are involved. Our advice does not release you from the obligation to verify the information currently provided - especially that contained in our safety data and technical information sheets - and to test our products as to their suitability for the intended processes and uses. The application, use and processing of our products and the products manufactured by you on the basis of our technical advice are beyond our control. Therefore, strictly your own responsibility for safety procedures, the sale and our advisory service is given in accordance with the current version of our General Conditions of Sale and Delivery.

Caution: Do not use this product in medical applications involving permanent implantation in human body.

Datenblatt: Piezokeramische Massen von Johnson Matthey Piezo Products GmbH

 Johnson Matthey Piezo Products	Datenblatt Piezokeramische Massen	Datum: Dez 2014 Seite 1/1									
Piezokeramik wurde bei Johnson Matthey - Piezoproducts aus der Grundlagenforschung heraus zu serienreifen Werkstoffen entwickelt. Hier einige Beispiele unserer Keramikmassen.											
KenngroÙe	Keramikmassen										
	Symbol	Einheit	M420	M524.5	M1100	M202	M455	M1599	M1224	M1334	M1876
Elektrische Daten											
Dielektrizitätszahlen ($\epsilon_0 = 8.85 \text{ pF/m}$)	ϵ_{11}^T ϵ_{33}^T		1.600	---	4.750	960	---	---	700	---	6.500
Dielekt. Verlustfaktor	$\tan \delta$	10^{-3}	20	19	25	7	5	7	30	7	25
Koeffizientstärke	E_p	10^3 V/m	900	1.200	570	2.400	1.280	---	730	615	390
Elektr. Leitfähigkeit	σ	$10^{-12} \text{ 1/}\Omega\text{m}$	<1	<1	<1	<1	<1	<1	<1	<1	<1
Elektromechanische Daten											
Piezoelektrische Kopplungsfaktoren	k_p		0,60	0,64	0,70	0,50	0,57	0,07	0,45	0,64	0,67
	k_{31}		0,34	0,36	0,42	0,28	0,31	0,03	0,24	0,33	0,38
	k_t		0,48	0,44	0,50	0,45	0,47	0,50	0,55	0,47	0,48
	k_{33}		0,69	0,69	0,71	0,60	0,32	0,24	0,45	0,67	0,75
	k_{15}		0,66	0,72	0,67	0,57	---	---	0,64	0,67	0,76
Piezoelektrische Ladungskonstanten	d_{31}	10^{-12} C/N	-160	-230	-315	-90	-120	-3,80	-58	-230	-385
	d_{33}	=	355	430	640	205	125	31	115	500	860
	d_{15}	10^{-12} m/V	525	690	895	295	---	---	310	740	1160
Piezoelektrische Spannungskonstanten	g_{31}	$10^{-3} \text{ (V} \cdot \text{m)/N}$	-11,00	-9,00	-7,90	-10,00	-9,70	-1,70	-12,00	-7,00	-5,90
	g_{33}		25,00	17,00	16,00	27,00	9,90	14,10	23,80	15,50	13,30
	g_{15}		37,00	30,00	21,00	35,00	---	---	50,70	25,00	20,00
Mechanische Daten											
Elastizitätskoeffizienten	S_{11}^E	$10^{-12} \text{ m}^2/\text{N}$	15,40	14,90	14,20	11,80	12,70	7,40	12,00	15,50	15,80
	S_{12}^E		-5,70	-4,80	-3,70	-4,50	-5,10	-2,70	-5,50	-6,10	-5,60
	S_{13}^E		-6,50	-6,00	-6,50	---	-6,70	-4,20	-3,70	-6,50	-8,00
	S_{33}^E		18,70	17,20	20,60	13,80	12,50	7,60	13,50	17,50	20,50
	S_{55}^E		45,00	45,00	43,00	31,00	---	---	39,50	44,50	57,80
Frequenzkonstanten (Schallgeschwindigkeit)	N_p^E	m/s	2.000	2.030	1.940	2.290	2.260	2.900	2.280	2.050	1.970
	$N_{11}^E = 0,5v_s^E$		1.460	1.460	1.470	1.660	1.595	2.200	1.640	1.440	1.400
	N_t		1.940	2.120	2.070	---	2.100	2.200	1.930	2.050	2.030
	$N_{33}^D = 0,5v_s^D$		1.830	1.870	1.870	1.920	1.700	2.250	1.740	1.800	1.860
$N_{15}^D = 0,5v_s^D$	1.140	1.200	1.140	1.240	---	---	1.190	1.130	1.130		
Mechanische Schwinggüte	Q		100	80	50	800	890	1200	135	220	45
Dichte	ρ	10^3 kg/m^3	7,60	7,90	8,10	7,70	7,70	6,90	7,60	7,90	8,00
Depolarisationsdruck (5% Depolarisation)			30	70	30	120	120	---	---	---	---
Druckfestigkeit		10^6 N/m^2	>600	>600	>600	>600	>600	---	---	---	---
Zugfestigkeit			~80	~80	~80	~80	~80	---	---	---	---
Temperaturverhalten											
Temperaturkoeffizienten der: Dielektrizitätszahl	TK_{ϵ}^T	10^{-6} 1/K	3.500	2.500	6.000	3.000	2.400	3.500	4.800	2.500	6.700
Frequenzkonstanten	TKN_p		-100	150	400	100	250	---	-170	400	---
Thermische Daten											
Curietemperatur	θ_c	$^{\circ}\text{C}$	320	290	177	330	300	245	305	200	121
Pyroelektrischer Koeffizient	p	$10^{-6} \text{ As/m}^2\text{K}$	420	---	---	430	---	---	---	---	---
Spezifische Wärme	c	Ws/kgK	380	380	380	380	380	380	380	380	380
Wärmeleitfähigkeit	λ	$\text{W/K} \cdot \text{m}$	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Thermische Ausdehnung	α^E	10^{-6} 1/K	7	7	7	7	7	7	7	7	7
Alle Angaben sind Richtwerte und keine Zusicherung von bestimmten technischen Eigenschaften. Änderungen sind im Zuge des technischen Fortschritts ohne Ankündigung möglich.											
Johnson Matthey Piezo Products GmbH Bahnhofstraße 43 D - 96257 Redwitz						Telefon: +49 9574 81- 453 Fax: +49 9574 81 98- 453 www.piezoproducts.com					

Further disclosure or copying of this document or the
 application in anyway thereof is strictly prohibited unless
 expressly permitted in writing by Johnson Matthey. All
 rights reserved. No part of this document may be
 reproduced, stored in a retrieval system, or
 transmitted in any form or by any means, electronic,
 mechanical, photocopying, recording, or otherwise,
 without the prior written permission of Johnson Matthey.
 All rights reserved.

Weitergabe sowie Vervielfältigung dieser Unterlagen,
 Verwertung und Mitteilung ihres Inhaltes nicht gestattet,
 soweit nicht ausdrücklich zugestanden. Zuwiderhand-
 lungen verpflichten zu Schadensersatz. Alle Rechte für den
 Fall der Patentierung oder GM-Eintragung vorbehalten.