

HSG-IMIT



Abschlussbericht - Kurzfassung

Der vollständige Bericht kann bei Interesse angefordert werden

eBand

Erarbeitung von Grundlagen zum Entwurf von Vibrationswandlern mit verbesserter Frequenzbandcharakteristik zur Steigerung der effektiven Energiewandlung

Projektdaten

Forschungsstelle

HSG-IMIT
Wilhelm-Schickard-Str. 10
78052 Villingen-Schwenningen

Projekt

eBand

Erarbeitung von Grundlagen zum Entwurf von Vibrationswandlern mit verbesserter Frequenzbandcharakteristik zur Steigerung der effektiven Energiewandlung

Laufzeit:

07/2011 – 03/2014

AiF-Nummer:

16910N

Projektnummer

314207

Abschlussbericht

Datum:

24.06.2014

Verfasser:

Daniel Hoffmann

e-Mail:

daniel.hoffmann@hsg-imit.de

Mitglieder des projektbegleitenden Ausschusses

- MTS Gesellschaft für Maschinentechnik & Sonderbauten mbH
- ABB AG
- ARVENI
- EnOcean GmbH
- Fritz Kübler GmbH
- Festo AG & Co. KG
- Visenso GmbH
- CADFEM GmbH
- EnginSoft GmbH

Inhaltsverzeichnis

Projekt daten	2
Inhaltsverzeichnis	3
1 Zusammenfassung	4
2 Motivation und Forschungsziel	6
3 Wissenschaftlich-technische Ergebnisse	7
3.1 Klassifikation von Vibrationsprofilen	7
3.2 Bewertung und Auswahl geeigneter Prinzipien	8
3.3 Modellierung und Simulation	9
3.4 Nichtlinear-bistabiles System	11
3.4.1 Konstruktion und Aufbau	11
3.4.2 Experimentelle Charakterisierung (AP 8.1 – AP 8.2)	11
4 Bewertung der Arbeit und Ergebnisse	17
4.1 Bewertung und innovativer Beitrag	17
4.2 Nutzen und wirtschaftliche Bedeutung	18
5 Förderhinweis	19

1 Zusammenfassung

Ziel des Projektes war, die Grundlagen für die Entwicklung neuartiger Vibrationsgeneratoren mit besserer Effektivität hinsichtlich breitbandiger Vibrationsprofile zu schaffen und somit einen wesentlichen Beitrag zur Weiterentwicklung energieautonomer Sensorsysteme auf dem Weg in die industrielle Etablierung zu leisten.

Durch diese Arbeit wird erstmalig eine vergleichende Untersuchung unterschiedlicher Prinzipien der industriellen Öffentlichkeit zur Verfügung gestellt. Diese Untersuchung beinhaltet dabei vier potentielle Prinzipien zur Verbesserung der Frequenzbandcharakteristik linearer Vibrationsgeneratoren und basiert auf theoretischen Modellen, die im Rahmen des Projektes entwickelt wurden. Mit Hilfe der Modelle können nun weiterführende Parameterstudien durchgeführt werden. Damit steht ein nützliches und effektives Werkzeug zur Verfügung, um Systemparameter unter Berücksichtigung applikationsspezifischer Randbedingungen untersuchen zu können. Die gewonnenen Ergebnisse haben wesentlich zum Verständnis der unterschiedlichen Prinzipien beitragen. Dabei spielte die Erkenntnis über das Systemverhalten unter Variation relevanter Systemparameter sowie unter Einprägung unterschiedlicher Vibrationsprofile eine wesentliche Rolle. Auf Basis experimenteller Arbeiten eines nichtlinear bistabilen Prinzips sowie eines bistabil-gekoppelten Prinzips konnte die Systemverhalten nichtlinearer Systeme mit Hinblick auf breitbandige Vibrationsprofile eingehend untersucht werden. Dabei wurde das Wissen über die Wirkungsweise solcher Systeme wesentlich untermauert.

Folgende Kernaussagen können den Ergebnissen dieser Arbeit entnommen werden:

- Auf Grundlage des Frequenzspektrums lassen sich Vibrationsprofile grundsätzlich in 5 Vibrationsklassen einteilen: VK1: singuläre dominante Frequenz, zeitlich unveränderlich; VK2: singuläre dominante Frequenz, zeitlich veränderlich; VK3: multiple dominante Frequenzen, zeitlich unveränderlich; VK4: multiple dominante Frequenzen, zeitlich veränderlich; VK5: keine dominanten Frequenzen bzw. breitbandiges Frequenzspektrum.
- Vibrationsprofile der Prozess- und Automatisierungstechnik können im Allgemeinen der Vibrationsklasse VK2 oder VK4 zugeordnet werden.
- Die Ergebnisse dieser Arbeit bestätigen, dass ein in Resonanz operierender Vibrationsgenerator einen bereits optimalen Betriebsmodus darstellt. Dieser optimale Fall stellt sich allerdings nur dann ein, wenn die Eigenfrequenz des Vibrationsgenerators an eine im Frequenzspektrum des Vibrationsprofils vorkommende dominante Frequenz angepasst ist. Verschiebt sich die Lage dieser dominanten Frequenz aufgrund veränderter Betriebsbedingungen, so führt dies zu einer Verstimmung des Systems und somit zu einem Verlassen des optimalen Betriebsmodus (Resonanz).
- Das Kaskadenprinzip ist für ein Vibrationsprofil der Klasse VK2 und VK4 nur dann sinnvoll einsetzbar, wenn sich die im Spektrum enthaltenen dominanten Frequenzen diskon-

tinuierlich verändern und die Anzahl der Diskontinuitätsstufen auf wenige beschränkt ist (z.B. Vibrationsprofil VP-1). Die generierte durchschnittliche Leistung des jeweiligen Subgenerators bezogen auf die jeweilige dominante Frequenz muss dabei den Mindestenergiebedarf der Anwendung decken. Für die übrigen Vibrationsklassen VK1, VK3 und VK5 ist das Kaskadenprinzip nicht geeignet.

- Das Multimodeprinzip ist für keine der untersuchten Vibrationsprofile besonders geeignet.
- Das nichtlinear monostabile Prinzip ist für ein Vibrationsprofil der Klasse VK2 (z.B. Vibrationsprofil VP-2) sehr gut geeignet, sofern sich die dominante Frequenz kontinuierlich in einem bestimmten Frequenzfenster verändert. Dabei muss die Nichtlinearität und die Eigenfrequenz optimiert werden. Das nichtlinear monostabile Prinzip ist für ein Vibrationsprofil der Klasse VK5 (z.B. Vibrationsprofil VP-4) gut geeignet. Nichtlinearität und Eigenfrequenz müssen entsprechend optimiert werden.
- Das nichtlinear bistabile Prinzip ist für Vibrationsprofile der Klasse VK2 (z.B. Vibrationsprofil VP-2) und der Klasse VK5 (z.B. Vibrationsprofil VP-4) bedingt geeignet, und zwar nur für den Fall der monostabilen Konfiguration (was dann wiederum einem nichtlinear monostabilen Prinzip entspricht). Die bistabile Konfiguration in Zusammenhang mit dem bistabilen Betriebsmodus (Interwell-Modus) bewirkt keine Verbesserung der Ausgangsleistung, egal welches Vibrationsprofil zu Grunde liegt.

Bezugnehmend auf reale Vibrationsprofile der Automatisierungstechnik (z.B. drehzahlgesteuerte Pumpen) offenbaren die Ergebnisse dieser Arbeit eine essentielle Kernaussage: für Vibrationsprofile der Vibrationsklassen VK2 und VK4, wie sie bei drehzahlgesteuerten Pumpen oder Schiffsgetriebenen anzufinden sind, führt der Einsatz der hier untersuchten Prinzipien (Kaskade, Multimode, nichtlinear monostabil, nichtlinear bistabil) grundsätzlich zu keiner Verbesserung der Ausgangsleistung. Liegen dagegen Vibrationsprofile der Klasse VK5 vor, so kann eine Leistungssteigerung von bis zu 50% durch Einsatz nichtlinearer Prinzipien erzielt werden.

Die Ergebnisse dieser Arbeit haben gezeigt, dass noch große Herausforderungen genommen werden müssen sowie jede Menge Forschungsarbeit geleistet werden muss, damit in Zukunft passive oder gar aktive Prinzipien zur Verbesserung der Bandbreite herkömmlicher Vibrationsgeneratoren erfolgreich entwickelt und der Industrie zur Verfügung gestellt werden können.

Das Projektziel wurde zu 80% erreicht.

2 Motivation und Forschungsziel

Der Begriff „Energy Harvesting“ beschreibt den Prozess des Sammelns und Speicherns von elektrischer Energie aus der Umwelt. Dabei muss die jeweils nicht-elektrische Energieform (z.B. kinetische Energie aus Vibrationen oder thermische Energie) in elektrische Energie umgewandelt werden. Das Gebiet der kinetischen Energiewandler, die insbesondere Vibrationen in elektrische Energie wandeln, spielt eine besonders wichtige Rolle im Themenfeld der Energy Harvesting Technologien. Das Projekt eBand befasste sich speziell mit der Weiterentwicklung kinetischer Vibrationswandler.

Ziel des Projektes war, die Grundlagen für die Entwicklung neuartiger Vibrationsgeneratoren mit besserer Effektivität hinsichtlich breitbandiger Vibrationsprofile zu schaffen und somit einen wesentlichen Beitrag zur Weiterentwicklung energieautonomer Sensorsysteme auf dem Weg in die industrielle Etablierung zu leisten.

3 Wissenschaftlich-technische Ergebnisse

3.1 Klassifikation von Vibrationsprofilen

Um eine Klassifizierung vornehmen zu können, müssen zuvor Vibrationsklassen definiert werden. Auf Basis der zur Verfügung stehenden Vibrationsprofile sowie der Erfahrungen auf dem Gebiet der kinetischen Energy Harvester wurden folgende Vibrationsklassen definiert:

- VK1: Singuläre dominante Frequenz, über die Zeit unveränderlich
- VK2: Singuläre dominante Frequenz, über die Zeit veränderlich
- VK3: Multiple dominante Frequenzen, über die Zeit unveränderlich
- VK4: Multiple dominante Frequenzen, über die Zeit veränderlich
- VK5: Keine dominante Frequenz

Über die Zeit veränderlich heißt per Definition, dass die dominante Frequenz ihre Lage im Frequenzspektrum zeitabhängig verändert. Dabei kann sich aber auch die Amplitude der dominanten Frequenz ändern. Verändert sich beispielsweise in Abhängigkeit der Zeit nur die Amplitude der dominanten Frequenz während die Lage im Frequenzspektrum unverändert bleibt, so ist dieses Vibrationsprofil der Vibrationsklasse VK1 zuzuordnen.

Die Klassifizierung der Vibrationsprofile wurde anhand der im Frequenzspektrum vorherrschenden dominanten Frequenzen vorgenommen (Tabelle 1):

Tabelle 1: Klassifizierung der Vibrationsprofile

Vibrationsumgebung	Beschleunigungsamplituden	Frequenzbereich	Bandbreite	Vibrationsklasse
Drehzahlgesteuerte Pumpen (FPTR)	< 0.5 g	25 Hz – 50 Hz	25 Hz	VK2
Rüttelplatten (Bodenverdichtung)	10 g – 50 g	35 Hz, 45 Hz, 60 Hz	25 Hz	VK2
Rütteltische (Betonsteinfert.)	10 g – 50 g	30 Hz – 80 Hz	50 Hz	VK2
Fahrzeuginnenraum	< 0.02 g	10 Hz – 100 Hz	90 Hz	VK1, VK4, VK5
Fahrzeugmotorraum	< 0.2 g	10 Hz – 200 Hz	190 Hz	VK1, VK4, VK5
Baggerarm	< 0.03 g	190 Hz – 420 Hz	230 Hz	VK3, VK5
Schiffsgetriebe	< 0.3 g	10 Hz – 90 Hz	80 Hz	VK2

Als Ergebnis dieser Untersuchung lässt sich festhalten, dass die Anforderungen an die Bandbreite eines Vibrationsenergiewandlers in Abhängigkeit der Vibrationsumgebung unterschiedlich ausfallen. Für drehzahlgesteuerte Pumpen und Rüttelplatten genügt eine Bandbreite von 25 Hz. Mit Hinblick auf Rütteltische für die Steinfertigung ist eine Bandbreite von 50 Hz erforderlich. Eine Bandbreite von 80 Hz – 90 Hz ist gefordert, wenn ein Vibrationsgenerator im Fahrzeuginnenraum oder am Schiffsgetriebe zum Einsatz kommen soll. Eine noch größere Bandbreite von ca. 200 Hz ist bei Anwendungsumgebungen im Fahrzeugmotorraum oder am Bagger erforderlich. Der Begriff „Breitbandigkeit“ ist damit definiert und hängt von der Anwendung ab.

3.2 Bewertung und Auswahl geeigneter Prinzipien

In Tabelle 2 ist das Ergebnis der übergreifenden Bewertung für die Vibrationsklassen VK2, VK4 und VK5 dargestellt. Je kleiner die Zahl, umso besser ist die Bewertung. Da die Ergebnisse in den Veröffentlichungen nicht direkt miteinander vergleichbar sind, stellt die in Tabelle 2 gezeigte Bewertung nur eine grobe Abschätzung dar. Ein direkter Vergleich der in den Veröffentlichungen dargestellten Prinzipien ist streng genommen nicht möglich, da die vorgestellten Prinzipien und Funktionsmuster sich in den folgenden Punkten unterscheiden:

- Größe der aktiven Struktur
- Architektur und konstruktive Ausführung
- Wandlungsprinzip (elektrostatisch, piezoelektrisch, elektromagnetisch)
- Randbedingungen (Anregungsbedingungen, Spulen- und Magnetparameter, Lastwiderstand)

Aus diesem Grund ist eine genaue Bewertung sehr schwierig. Die hier durchgeführte Bewertung basiert daher auf den langjährigen Erfahrungen im Bereich Energy Harvesting und auf fachlichem Einschätzungsvermögen.

In Tabelle 2 kristallisieren sich vier Prinzipien mit einer relativ guten Bewertung heraus. Die Prinzipien Resonanz-Tuning und Frequenzkonvertierung gehen mit der schlechtesten Bewertung aus dem Rennen. Auf Basis dieser Bewertung wurden die vier besten Prinzipien für weiterführende Untersuchungen ausgewählt: nichtlineare Steifigkeit - monostabil, nichtlineare Steifigkeit - bistabil, Generator Kaskade sowie Multimode.

Tabelle 2: Übergreifende Bewertung für die Vibrationsklassen VK2, VK4 und VK5

Kriterium	Wichtigkeit (%)	Nichtlineare Steifigkeit		Kaskade	Tuning	Frequenzkonvertierung	Multi-mode
		monostabil	bistabil				
Bandbreite	40	3	2	1	4	2	2
Design-Komplexität	10	1	2	3	4	4	2
Implementierung	5	1	4	3	2	5	2
Leistungs-Erwartung	20	2	1	3	4	3	3
Anregungs-Amplitude	25	2	3	1	4	3	2
Bewertung	100	9 / 2,25	12 / 2,15	11 / 1,7	18 / 2,9	17 / 2,8	11 / 2,2

3.3 Modellierung und Simulation

Im Rahmen des Arbeitspakets AP 3.3 wurde für jedes der ausgewählten Prinzipien ein eigenständiges Modell entwickelt. Mit Hilfe der prinzip-spezifischen Modelle wurde das Systemverhalten untersucht und die Ausgangsleistung unter Einwirkung definierter Vibrationsprofile bestimmt. Die Modellbildung beruht auf Basis mathematisch-physikalischer Gleichungen (Bewegungsdifferentialgleichungen), die in der Softwareumgebung Matlab/Simulink implementiert wurden. Alle erarbeiteten Modelle wurden parametrisiert aufgebaut. Mit Hilfe einer Parameteroptimierung wurde dann für jedes Prinzip ein optimaler Parametersatz ermittelt, für den die Leistung maximal wird. Dabei war die Vorgabe und Einhaltung bestimmter Randbedingungen für jedes der Prinzipien besonders wichtig, um hier eine Vergleichbarkeit garantieren zu können.

Die effektive Energiewandlungsfähigkeit der einzelnen Prinzipien bei Einwirken der idealisierten Vibrationsprofile wurde der eines Referenzgenerators gegenübergestellt. Der Referenzgenerator stellt einen herkömmlichen linearen Vibrationswandler dar. Auf Grundlage der durchschnittlichen Gesamtleistung lassen sich nachfolgende Schlussfolgerungen für ein Generatorvolumen von 10 cm³ ableiten (Tabelle 3):

Tabelle 3: Effektivität der Energiewandlung für ein Generatorvolumen von 10 cm³

Prinzip	VP 1	VP 2	VP 3	VP 4
Referenz	100 %	100 %	100 %	100 %
Kaskade	-79 %	-50 %	-79 %	-52 %
Multimode	-73 %	-29 %	-73 %	-26 %
Nichtlinear Monostabil	+0 %	+479 %	+0 %	+52 %
Nichtlinear Bistabil	+11 %	+364 %	+11 %	+33 %

- Die Prinzipien Kaskade (Array) und Multimode führen zu keiner Verbesserung gegenüber dem Referenzgenerator. Je nach Vibrationsprofil werden bis zu 80% weniger Leistung erzeugt als bei einem herkömmlichen Vibrationswandler.
- Mit Hilfe des nichtlinearen Prinzips lässt sich die generierbare Leistung um bis zu 480% steigern. Dies gilt jedoch nur für das Vibrationsprofil VP-2, bei dem die Frequenz kontinuierlich mit der Zeit steigt. Betrachtet man die Charakteristik eines nichtlinearen Systems (**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**), so wird klar, warum hier ein großer Anstieg zu beobachten ist. Der optimale Nichtlinearitätskoeffizient (**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**) für das Vibrationsprofil VP-2 ist sehr hoch. Dies führt zu einem hardening Effekt mit stark nach rechts (in Richtung steigender Frequenz) geneigter Resonanzkurve. Wird das System nun entsprechend des Profils VP-2 angeregt, so wandert die Amplitude stetig aufwärts. Dies ist auch sehr gut in **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** zu erkennen. Für das Vibrationsprofil VP4 ergibt sich eine Leistungssteigerung von 52%. Die positive Auswirkung einer Nichtlinearität hinsichtlich breitbandiger Anregungsprofile ist allgemein bekannt. Für die Vibrationsprofile VP-1 und VP-3 ist keine Steigerung der Leistung zu verzeichnen. Der optimale Nichtlinearitätskoeffizient (**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**) ist für diese Vibrationsprofile sehr klein, d.h. es liegt ein System mit quasi-linearer Charakteristik vor. Da die Geometrieparameter des Referenzmodells und des nichtlinearen monostabilen Modells sehr ähnlich sind, ergeben sich nahezu identische Ausgangsleistungen für die Profile VP-1 und VP-2.
- Das bistabile Prinzip führt bei allen Vibrationsprofilen zu einer Steigerung der effektiven Energiewandlung. Wie beim nichtlinear monostabilen Prinzip ist auch hier die größte Steigerung beim Vibrationsprofil VP-2 zu verzeichnen. Mit Hinblick auf das breitbandige Vibrationsprofil VP-4 ist eine Steigerung der Ausgangsleistung von 33% möglich. Bei genauerer Betrachtung der Simulationsergebnisse war jedoch aufgefallen, dass keine Interwell-Oszillationen aufgetreten waren. Zwar war das System bei einem Abstand von 1.7 mm bzw. 1.9 mm bistabil konfiguriert, jedoch oszillierte das System nur innerhalb eines Energietopfes um dessen Ruhelage. Die Leistungssteigerung ist also nicht auf Interwell-Oszillationen zurückzuführen. Im Prinzip ist ein bistabil konfiguriertes System, welches im

Intrawell-Modus operiert, mit einem nichtlinearen monostabilen System vergleichbar. Die Leistungssteigerung ist auf die im System vorhandenen Nichtlinearitäten zurückzuführen.

3.4 Nichtlinear-bistabiles System

3.4.1 Konstruktion und Aufbau

Der Aufbau eines bistabilen Systems ist in Abbildung 1 gezeigt und erlaubt mit Hilfe von Präzisionsführungen eine Feinjustierung des bistabilen Statormagneten sowohl in vertikaler als auch in horizontaler Richtung. Somit ist eine sehr gute Symmetrie der bistabilen Charakteristik einstellbar. Durch den starren Aufbau der Linearführungen wird ein Wegdrehen des Statormagneten unterbunden. Weiterhin lässt sich der Abstand zwischen den bistabilen Magneten auf 0.1 mm genau einstellen (Abbildung 1b). Ein Austauschen der Feder zur Variation der Federsteifigkeit ist schnell und effizient durchführbar. Mit diesem Aufbau wurde eine neue Serie an experimentellen Versuchen durchgeführt. Die Ergebnisse werden im Folgenden diskutiert.

3.4.2 Experimentelle Charakterisierung (AP 8.1 – AP 8.2)

Die experimentelle Charakterisierung wurde vorerst ausschließlich mit einem breitbandigen Anregungsprofil basierend auf dem Vibrationsprofil VP-IV durchgeführt. Dabei wurden die RMS-Amplitude sowie die Bandbreite variiert. Die Bezeichnung „30-50-1“ kennzeichnet z.B. ein Profil, welches Frequenzen in einem Frequenzband von 30 Hz – 50 Hz enthält. Die mittlere Amplitude beträgt dabei 1 m/s² (genau dieses Profil ist in **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** dargestellt). Ursprünglich war nicht vorgesehen, das Vibrationsprofil IV zu variieren. Aufgrund des

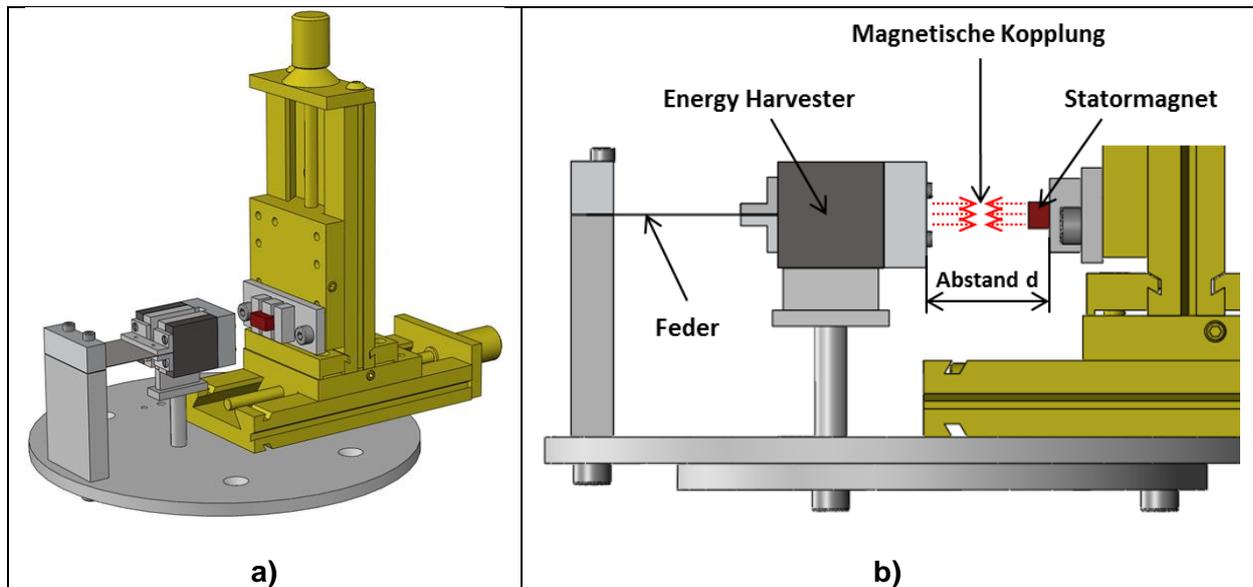


Abbildung 1: a) Gesamtaufbau des bistabilen Systems, b) Seitenansicht

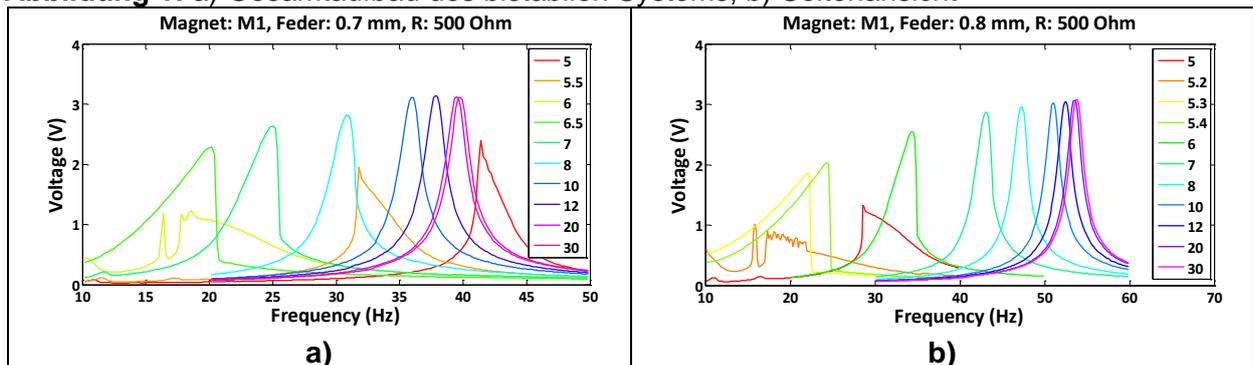


Abbildung 2: Resonanzantwort in Abhängigkeit des Abstands d: a) Feder: 0.7 mm; b) Feder 0.8 mm

komplexen Systemverhaltens eines nichtlinear bistabilen Systems haben wir es als notwendig erachtet das Vibrationsprofil zu variieren. Nachfolgend die Profile, die zur Charakterisierung angewandt wurden: 30-50-1, 30-50-5, 20-60-1 und 20-60-5. Zu jedem Profil wurde eine Messreihe durchgeführt, bei der der Abstand d von anfangs 30 mm auf 4.9 mm reduziert wurde. Jede Messreihe wurde für zwei Federn unterschiedlicher Dicke durchgeführt. Um die Ergebnisse besser interpretieren zu können wurde zuvor die Resonanzantwort des Systems für unterschiedliche Abstände d untersucht. Dabei wurde auch die Feder variiert.

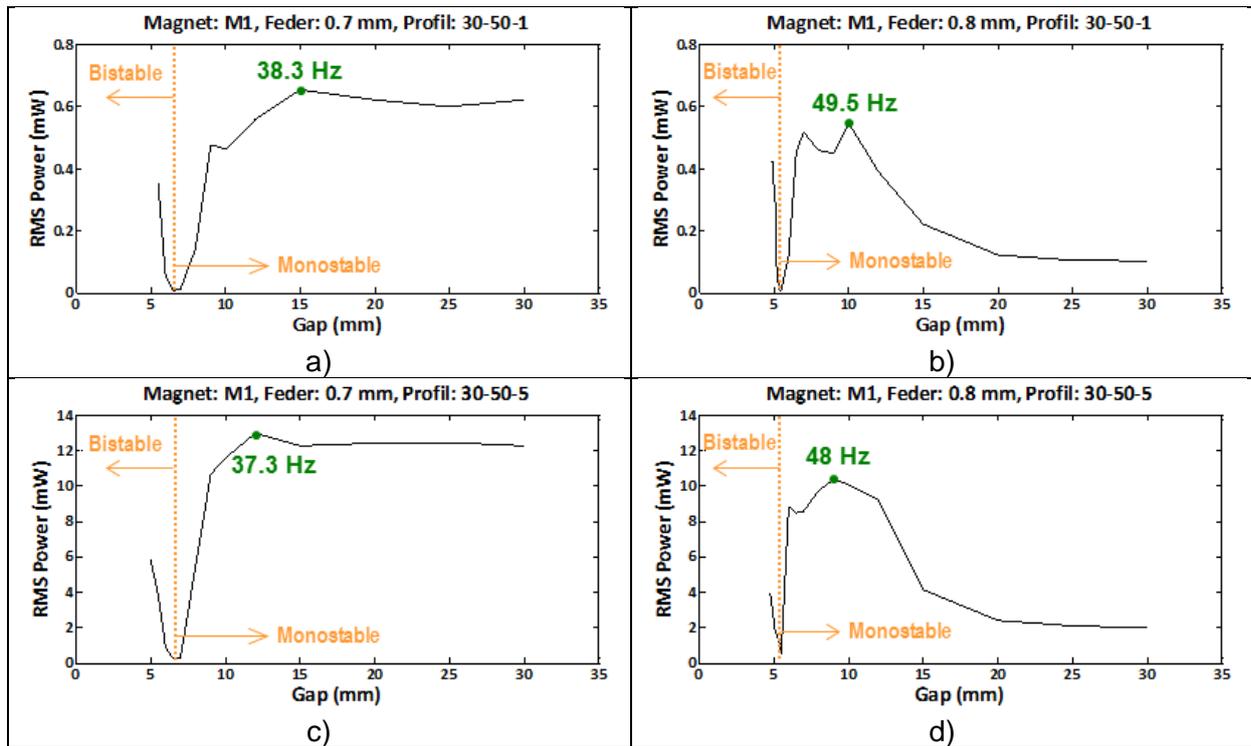


Abbildung 3: Durchschnittliche Gesamtleistung in Abhängigkeit des Abstandes d für ein 30 Hz – 50 Hz Profil: a) Profil: 30-50-1, Feder: 0.7 mm; b) Profil: 30-50-1, Feder: 0.8 mm; c) Profil: 30-50-5, Feder: 0.7 mm; d) Profil: 30-50-5, Feder: 0.8 mm

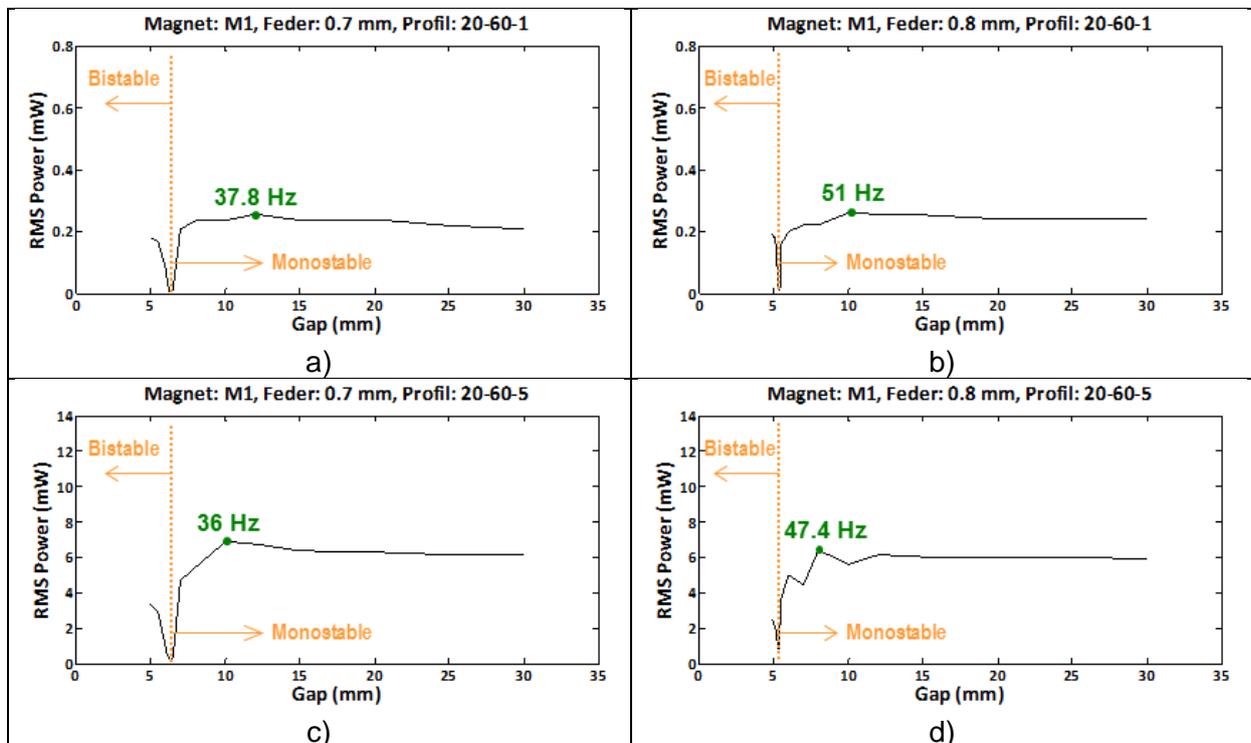


Abbildung 4: Durchschnittliche Gesamtleistung in Abhängigkeit des Abstandes d für ein 20 Hz – 60 Hz Profil: a) Profil: 20-60-1, Feder: 0.7 mm; b) Profil: 20-60-1, Feder: 0.8 mm; c) Profil: 20-60-5, Feder: 0.7 mm; d) Profil: 20-60-5, Feder: 0.8 mm

In Abbildung 2 ist die Resonanzantwort in Abhängigkeit des Abstands d gezeigt. Mit kleiner werdendem Abstand verschiebt sich die Eigenfrequenz des Systems hin zu niedrigeren Frequenzen. Beim sogenannten Grenzabstand (Übergang vom monostabil zum bistabil konfiguriertem System) ist die Eigenfrequenz quasi null. Wird der Abstand weiter verkleinert so steigt die Eigenfrequenz des Systems wieder an. Diese Erkenntnis ist wichtig zur Interpretation der nachfolgenden Ergebnisse.

Allgemein sind folgende Punkte festzuhalten:

- Ab einem bestimmten Grenzabstand d (6.5 mm bei 0.7 mm Feder bzw. 5.2 mm bei 0.8 mm Feder) tritt eine bistabile Konfiguration auf, d.h. aus dem monostabil konfigurierten System wird ein bistabil konfiguriertes System mit 2 stabilen Gleichgewichtslagen. Die schwingfähige seismische Masse (hier der Magnetkreis) kann nun entweder innerhalb einer Gleichgewichtslage oder zwischen den beiden Gleichgewichtslagen oszillieren.
- Sehr charakteristisch für alle Messreihen ist die Tatsache, dass die Leistung am Übergang von der monostabilen zur bistabilen Konfiguration nahezu auf Null abfällt (Abbildung 3 und Abbildung 4). Die Ursache hierfür wird aus Abbildung 2 ersichtlich. Mit abnehmendem Abstand nimmt auch die Eigenfrequenz des Systems ab. Direkt am Übergang zur bistabilen Konfiguration ist die Systemsteifigkeit so gering, dass quasi keine Resonanzüberhöhung stattfindet. Demzufolge ist die relative Schwingamplitude des Magnetkreises sehr gering und folglich wird nur sehr wenig Leistung generiert. Geht das System in die bistabile Konfiguration über, so wächst die Systemsteifigkeit mit weiter abnehmendem Abstand wieder an (Abbildung 2). Die Leistung nimmt dann ebenfalls wieder zu (Abbildung 3 und Abbildung 4).
- Wenn das System bistabil konfiguriert ist, so findet eine Oszillation zwischen den beiden Gleichgewichtslagen (Interwell-Oszillation) nur dann statt, wenn genügend mechanische Energie vorliegt, um die Energiebarriere zwischen den Gleichgewichtslagen zu überwinden. Bei den Vibrationsprofilen 30-50-1 und 20-60-1 war dies nicht der Fall, d.h. es kam zu keiner Interwell-Oszillation. Stattdessen oszillierte der Magnetkreis nur innerhalb einer Gleichgewichtslage (Intrawell-Oszillation). Bei den Vibrationsprofilen 30-50-5 und 20-60-5 wurden Interwell-Oszillationen beobachtet.
- Für eine Feder mit einer Blechstärke von 0.7 mm war zu beobachten, dass die Leistung zu Beginn (30 mm Abstand) mit abnehmendem Abstand bis zu einem bestimmten Punkt bei allen Profilen auf ein Maximum ansteigt (Abbildung 3a und c, Abbildung 4a und c). Dies ist der zunehmenden Nichtlinearität im System zuzurechnen. Bei den entsprechenden Abständen (bei denen die Leistung maximal ist) liegt demnach eine optimale Nichtli-

nearität vor. Anmerkung: bei diesen Abständen ist das System immer noch monostabil konfiguriert.

- Für eine Feder mit einer Blechstärke von 0.8 mm war zu beobachten, dass die Leistung bei den Profilen 30-50-1 und 30-50-5 zu Beginn (30 mm Abstand) mit abnehmendem Abstand stark ansteigt (Abbildung 3b und d). Die Erklärung hierfür findet sich in Abbildung 2b. Bei einem Abstand von 30 mm liegt die Eigenfrequenz des Systems mit ca. 53 Hz außerhalb des Frequenzbandes des Anregungsprofils. Mit abnehmendem Abstand verschiebt sich die Eigenfrequenz immer weiter hinein in das Anregungsband (30 Hz -50 Hz.). Somit steigt die generierbare Leistung an. Ab einem bestimmten Punkt verringert sich die Leistung wieder, da die Eigenfrequenz am unteren Ende des Anregungsbandes wieder hinauswandert.
- Für eine Feder mit einer Blechstärke von 0.8 mm war zu beobachten, dass sich die Leistung bei den Profilen 20-60-1 und 20-60-5 mit abnehmendem Abstand kaum verändert (Abbildung 4b und d). Dies hängt damit zusammen, dass sich die Eigenfrequenz des Systems von Anfang an im Frequenzband des Anregungsprofils befindet. Ein leichter Anstieg der Leistung mit kleiner werdendem Abstand ist der Nichtlinearität zuzurechnen.
- Eine sehr wichtige Erkenntnis ist folgende: ist das System bistabil konfiguriert, so ist die maximal generierbare Leistung definitiv geringer als in der monostabilen Konfiguration (gilt für alle Messreihen), unabhängig davon, ob Interwell-Oszillationen stattfinden oder nicht (Abbildung 3 und Abbildung 4).

Zusammenfassend kann gesagt werden: Bei einem bistabil konfiguriertem Energy Harvester stellt sich ein bistabiler Betriebsmodus (Interwell-Modus) nur dann ein, wenn das Anregungsniveau des Vibrationsprofils ein bestimmtes Maß überschreitet. Dies ist der Fall bei den Profilen 30-50-5 und 20-60-5. Befindet sich ein bistabil konfiguriertes Energy Harvester im bistabilen Betriebsmodus, so ist die generierte Leistung bei den hier untersuchten Vibrationsprofilen geringer im Vergleich zu einem monostabil konfigurierten Energy Harvester (linear oder nicht linear betrieben). Die Ergebnisse lassen den Schluss zu, dass für breitbandige Anregungsprofile mit geringen Beschleunigungsamplituden (Profile 30-50-1 und 20-60-1) der Einsatz bistabil konfiguriertes Energy Harvester keine Verbesserung erbringt. Selbst im Falle höherer Anregungsamplituden (Profile 30-50-5 und 20-60-5) bei denen ein bistabiler Betriebsmodus beobachtet wurde, hat der Einsatz eines bistabil konfiguriertes Energy Harvesters keine Verbesserung gebracht. Es ist jedoch nicht auszuschließen, dass für andere Arten von Vibrationsprofilen der Einsatz bistabil konfiguriertes Energy Harvester sinnvoll ist.

4 Bewertung der Arbeit und Ergebnisse

4.1 Bewertung und innovativer Beitrag

Durch diese Arbeit wird erstmalig eine vergleichende Untersuchung verschiedener Prinzipien zur Verbesserung der Systemeigenschaften herkömmlicher (resonanter) Vibrationsgeneratoren der industriellen Öffentlichkeit zur Verfügung gestellt. Diese Untersuchung beinhaltet vier potentielle Prinzipien zur Verbesserung der Frequenzbandcharakteristik linearer Vibrationsgeneratoren und basiert auf theoretischen Modellen, die im Rahmen des Projektes entwickelt wurden. Mit Hilfe der Modelle können nun weiterführende Parameterstudien durchgeführt werden. Damit steht also ein sehr nützliches und effektives Werkzeug zur Verfügung, um Systemparameter unter Berücksichtigung applikationsspezifischer Randbedingungen weiterführend untersuchen zu können. Die gewonnenen Ergebnisse haben wesentlich zum Verständnis der unterschiedlichen Prinzipien beitragen. Dabei spielte die Erkenntnis über das Systemverhalten unter Variation relevanter Systemparameter sowie unter Einprägung unterschiedlicher Vibrationsprofile eine wesentliche Rolle.

Bezugnehmend auf reale Vibrationsprofile der Automatisierungstechnik (z.B. drehzahlgesteuerte Pumpen) offenbaren die Ergebnisse dieser Arbeit eine essentielle Kernaussage: für Vibrationsprofile der Vibrationsklassen VK2 und VK4, wie sie bei drehzahlgesteuerten Pumpen oder Schiffsgetriebenen anzufinden sind, führt eine Anwendung der hier untersuchten Prinzipien (Kaskade, Multimode, nichtlinear monostabil, nichtlinear bistabil) grundsätzlich zu keiner bedeutenden Verbesserung der Ausgangsleistung.

Betrachtet man nur das Prinzip, so besitzt das Resonanz-Tuning-Prinzip ein hohes Potential, um bei Vibrationsprofilen der Klassen VK2 und VK4 Energie mit gleich hoher Effektivität über einen relativ großen Frequenzbereich generieren zu können. Diese Annahme stützt sich auf die Tatsache, dass bei Vibrationsprofilen der Klasse VK2 und VK4 mindestens eine dominante Frequenz im Frequenzspektrum vorhanden ist. Wird mit Hilfe des Resonanz-Tuning-Prinzips die Eigenfrequenz des Vibrationsenergiewandlers auf die veränderliche dominante Frequenz zyklisch angepasst, so wird der gewünschte resonante Betriebsmodus stetig aufrecht erhalten. In der Umsetzung hat dieses Prinzip jedoch den entscheidenden Nachteil, dass zusätzlich Energie für einen Verstellmechanismus notwendig ist. Die Energie zur Abstimmung der Eigenfrequenz des Energy Harvesters an die dominante Frequenz erfordert oft mehr Energie als im abgestimmten Fall gesammelt werden kann. Damit ist der Erfolg eines solch aktiven Prinzips sehr von den Randbedingungen und den vorliegenden Beschleunigungsamplituden im Vibrationsprofil abhängig. Daher wurde dieses aktive Prinzip im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht. Eine weiterführende Untersuchung aktiver Prinzipien im Anschluss an dieses jetzt beendete Forschungsvorhaben ist logische Konsequenz.

Die Ergebnisse dieser Arbeit haben gezeigt, dass noch große Herausforderungen genommen werden müssen sowie jede Menge Forschungsarbeit geleistet werden muss, damit in Zukunft passive oder gar aktive Prinzipien zur Verbesserung der Bandbreite herkömmlicher Vibrationsgeneratoren entwickelt und der Industrie zur Verfügung gestellt werden können.

4.2 Nutzen und wirtschaftliche Bedeutung

Die Ergebnisse und Erkenntnisse dieser Arbeit sowie daraus ableitbare Schlussfolgerungen haben einen hohen wissenschaftlichen Wert insofern, dass sie Aufschluss über den Nutzen bzw. über die Eignung passiver Prinzipien zur Verbesserung der bandbreite herkömmlicher Vibrationsenergiewandler geben. Im Ergebnis liefert diese Arbeit ein klareres Bild über die Einsatztauglichkeit passiver Prinzipien mit Hinblick auf Vibrationsprofile verschiedener Vibrationsklassen. Die Ergebnisse deuten darauf hin, dass für Vibrationsprofile der Klassen VK2 und VK4 der Einsatz von passiven Prinzipien nicht zu empfehlen ist. Liegen dagegen Vibrationsprofile der Klasse VK5 vor, so kann eine Leistungssteigerung von bis zu 50% durch Einsatz nichtlinearer Prinzipien erzielt werden.

Von wesentlichem Nutzen ist die Einführung von Vibrationsklassen, welche erstmalig eine Klassifizierung technischer Vibrationsprofile erlaubt. Anhand der Vibrationsklasse kann dann eine unmittelbare Bewertung der zur Verfügung stehenden Prinzipien (Lösungsvarianten) vorgenommen werden, d.h. auf Basis der identifizierten Vibrationsklasse können ungeeignete Prinzipien direkt im Vorfeld ausgeschlossen werden. Diese Vorgehensweise erspart Wege in technologische Sackgassen wodurch Entwicklungskosten gespart und Erfolgsaussichten zukünftiger Entwicklungsprojekte erhöht werden.

In den in dieser Arbeit erzielten Ergebnissen ist somit insgesamt eine wirtschaftliche Bedeutung mit Hinblick auf weitere Entwicklungsarbeiten (Aufträge durch die Industrie, öffentlich geförderte Projekte) zu sehen, da ersichtlich geworden ist, welche der untersuchten Prinzipien für Vibrationsprofile bestimmter Vibrationsklassen geeignet sind und welche von vornherein ausgeschlossen werden können. Damit werden unnötige Entwicklungsarbeiten vermieden.

5 Förderhinweis



Das IGF-Vorhaben 16910 N der Forschungsvereinigung „Hahn-Schickard-Gesellschaft für angewandte Forschung e.V. - HSG, Wilhelm-Schickard-Straße

10, 78052 Villingen-Schwenningen“ wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung und -entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Technologie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

HSG-IMIT

Institut für Mikro- und Informationstechnik
der Hahn-Schickard-Gesellschaft e.V.

Wilhelm-Schickard-Straße 10
D-78052 Villingen Schwenningen



Institutsleiter: Prof. Dr. Yiannos Manoli; Prof. Dr. Roland Zengerle

Villingen-Schwenningen, den 25.09.2014

Ort, Datum

Daniel Hoffmann
(Projektleiter)

HSG-IMIT

Institut für Mikro- und Informationstechnik
der Hahn-Schickard-Gesellschaft
für angewandte Forschung e.V.

Wilhelm-Schickard-Straße 10
78052 Villingen-Schwenningen
Germany

Telefon: +49 7721 943-0
Telefax: +49 7721 943-210
E-Mail: info@hsg-imit.de

www.hsg-imit.de