

Magnetostriktiver Pendelaktor zur Erzeugung oder Dämpfung tonaler Schwingungen

Magnetostrictive Pendulum Actuator for Generating or Attenuating Tonal Vibrations

Ch. May, B.Sc.; Prof. Dr.-Ing. habil. **H. Janocha**,
Universität des Saarlandes, Saarbrücken

Kurzfassung

Basierend auf einem existierenden magnetostriktiven Hilfsmassendämpfer ist ein neuartiger Pendelaktor entstanden, der tonale Kräfte bei adaptierbarer Betriebsfrequenz generiert. Dabei dient ein aktives Wandlerelement im Aktor einerseits zur Einstellung der Pendelkraft und der Pendelfrequenz, andererseits wird damit die Oszillation der Pendelmasse mittels einer geeigneten elektrischen Ansteuerung aufrechterhalten. Zwei Perioden der Auslenkung des aktiven Elementes werden hierbei in eine Schwingungsperiode der Pendelmasse umgesetzt, wodurch sinusoidale Kraftverläufe vergleichsweise hoher Amplitude generiert werden können. In diesem Beitrag wird die Wirkungsweise des neuen Kraftgenerators mit dem sog. ebenen mathematischen Pendel verglichen. Die analytische Beschreibung der Pendelbewegung unterstützt den Entwurf des Pendelaktors. An einem Laboraufbau wird abschließend seine Eignung als Kraftgenerator demonstriert.

Abstract

A novel „pendulum actuator“ was extrapolated from an existing magnetostrictive auxiliary mass damper for generating tonal forces with adaptable operating frequency. The transducer element in the actuator serves to set the pendulum force and therefore the pendulum frequency but can also maintain oscillation of the pendulum mass with an appropriate dynamic driving signal. Two periods of active element elongation are added for each oscillation of the pendulum mass, thereby resulting in larger sinusoidal force amplitudes in comparison with the original force generator design. The operating principle of the novel force generator is established through a detailed review of the mathematical pendulum. The resulting mathematical formulas support the dimensioning of such a pendulum actuator. A laboratory prototype and a measurement documenting its behaviour as a force generator are shown.

1. Einführung

Die Bekämpfung von Strukturschwingungen auf der Basis aktiver Werkstoffe ist ein Ziel aktueller Forschungs- und Entwicklungsarbeiten. Vor allem in technischen Prozessen wie der spanenden Werkstückbearbeitung oder in Fahrzeugen wie Flugzeugen und Automobilen kommen überwiegend tonale bzw. harmonische Störungen vor, deren Frequenzen und Amplituden sich mit unterschiedlichen Betriebsbedingungen ändern. So wird beispielsweise bei Hubschraubern nach Lösungen gesucht, die in der Lage sind, die von den Flugzuständen abhängigen Strukturschwingungen zu dämpfen, um den Pilot und die Passagiere vor einer erheblichen Dauerbelastung zu schützen. Hierfür sind Systeme zur Schwingungsdämpfung gefragt, die sich an die veränderlichen Störfrequenzen mit Kraftamplituden bis ca. 1000 N selbsttätig anpassen können.

Aufbauend auf einem patentierten magnetostriktiven Hilfsmassedämpfer [1-6] aus dem europäischen Verbundprojekt MESA wurde im Rahmen des kürzlich abgeschlossenen Folgeprojektes MESEMA („Magnetoelastic Energy Systems for Even More Electric Aircraft“) [7,8] ein neuartiger Kraftgenerator konzipiert, aufgebaut und im Labor getestet. Besonderes Merkmal der hier vorgestellten Ausführung ist die zusätzliche Frequenzverdoppelung, die sich durch eine geeignete Festlegung des kinematischen Nullpunktes ergibt. Über die dadurch verbesserte Nutzung der Eigenmasse für die Erzeugung von seismischen Kräften kann es gelingen, die in der Hubschrauberanwendung gestellten Kraft- und Frequenzanforderungen zu erfüllen. Es wird gezeigt, dass der neue Kraftgenerator als Pendel interpretierbar ist. Aus dessen mathematischer Beschreibung werden die wesentlichen Parameter für die Dimensionierung des Kraftgenerators abgeleitet. Ein experimenteller Aufbau und ein damit erzeugter Kraft-Zeit-Verlauf werden vorgestellt, gefolgt von einem Ausblick.

2. Konzeptentstehung

Das nachfolgend beschriebene neue Aktorkonzept basiert ursprünglich auf technischen Anforderungen zur Regelung von Strukturschwingungen in Hubschraubern. Im Unterschied zu Düsenflugzeugen, wo Aktoren zur Schwingungsdämpfung eine breitbandige Frequenzcharakteristik aufweisen sollen [8], verlangt diese Anwendung einen Kraftgenerator, der Gegenkräfte lediglich bei der Hauptstörfrequenz in die Struktur einleitet [12]. Diese Frequenz ist abhängig von der Drehzahl des Hauptrotors sowie der Anzahl der Rotorblätter und beträgt

in diesem Fall nominell 25,56 Hz. Entsprechend den Flugbedingungen schwankt die Frequenz der Hauptstörung jedoch zwischen 96% und 106% des Nominalwertes. Die Hubschrauberanwendung verlangt darum einen adaptiven tonalen Kraftgenerator.

Ein magnetostriktiver Aktor mit breitbandiger Kraftcharakteristik wurde im Vorfeld der vorliegenden Aufgabenstellung für die Schwingungsdämpfung in Flugzeugen konzipiert, aufgebaut und patentiert [1-6]. Dieses Konzept nutzt das aktive Material zur Anregung von Schwingungen einer Hilfsmasse und erzeugt somit dynamische Gegenkräfte, die über einen Montagerahmen in die Struktur geleitet werden. Dabei werden die verhältnismäßig kleine Auslenkung des aktiven Elementes in x -Richtung sowie die Wirkkraft F entsprechend dem Winkel θ mit dem Faktor $dy/dx = \cot \theta$ in die y -Richtung übersetzt, vgl. **Bild 1**. Sofern die Winkeländerung $d\theta$ klein ist, bleibt auch der Übersetzungsfaktor nahezu konstant; die Nichtlinearität hält sich in Grenzen. Die kinematische Nichtlinearität nimmt erst bei großen Auslenkungen in Resonanznähe zu.

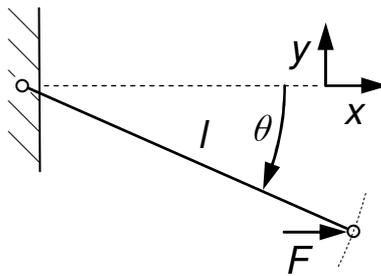


Bild 1: Mechanische Übersetzung mittels Winkelaufhängung

Das oben beschriebene Verhalten entspricht einem aktiven Hilfsmassedämpfer erster Ordnung (Einmassenschwinger). Er kann im Bereich seiner Resonanz eingesetzt werden zur Generierung von höheren Kraftamplituden wie auch oberhalb der Resonanzfrequenz auf seinem sog. Kraftplateau. Simulationen mit einem nichtlinearen mathematischen Aktormodell zeigten jedoch, dass die für die Hubschrauberanwendung geforderte Kraftamplitude von 1000 N bei begrenzter Aktormasse ($m \approx 5$ kg) sowie beschränktem Bauraum selbst unter Nutzung der Resonanzüberhöhung mit dem bestehenden Konzept nicht erreichbar ist.

Eine Verkleinerung des Ausgangswinkels (= Arbeitspunkt θ_0) erhöht zwar das Übersetzungsverhältnis; das Übertragungsverhalten wird jedoch dadurch zunehmend nichtlinear. Beträgt

θ_0 genau 0° , so entsteht eine Singularität: Eine Krafteinwirkung parallel zur x -Achse ist von einer Bewegung in der y -Richtung entkoppelt. In der Praxis reicht jedoch eine kleine Störung, um die Kopplung der Bewegungen in den beiden Koordinatenrichtungen wieder herzustellen. Unter dynamischen Bedingungen (schwingende Basisstruktur) sorgt die Trägheit der Hilfsmasse für eine kontinuierliche Bewegung durch die Singularität hindurch.

Dieses Verhalten bildet den Ausgangspunkt des neuen Konzepts: Lässt man die Hilfsmasse um die Singularität $\theta_0 = 0^\circ$ herum pendeln, so entsteht eine Art Wegverdoppelung: der Gesamthub der Hilfsmasseschwingung folgt aus dem zweifach übersetzten Hub des aktiven Elementes einmal pro Halbperiode der Hilfsmasseschwingung. Damit geht eine Art Frequenzhalbierung einher: Pro Ansteuerperiode des aktiven Elementes entsteht eine Halbschwingung der Hilfsmasse. Der Vorteil der Wegverdoppelung wird noch ergänzt durch die Tatsache, dass der Übersetzungsfaktor nahe der Singularität sehr groß wird. Auch wenn sich diese Betriebsweise aufgrund ihrer ausgeprägten Nichtlinearität für die breitbandige Anwendung nicht eignet, ist sie zur Generierung eines sinusoidalen Kraft-Zeit-Verlaufs geradezu prädestiniert wie die folgende Analyse zeigt.

3. Mathematisches Pendel

Bei einem ebenen mathematischen Pendel schwingt eine punktförmig konzentrierte Masse m , die an einem masselosen, nicht elastischen Faden aufgehängt ist, unter dem Einfluss einer Kraft $F(t)$ reibungsfrei in einer Ebene, vgl. **Bild 2** [9,10].

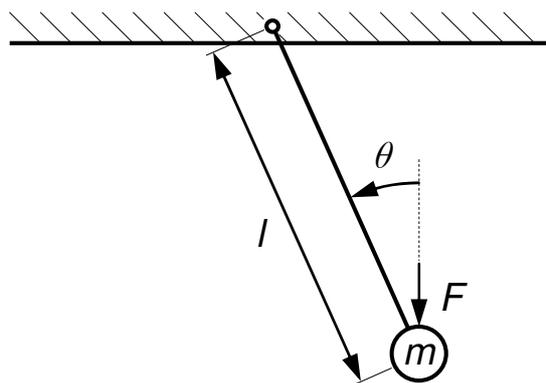


Bild 2: Ebenes mathematisches Pendel

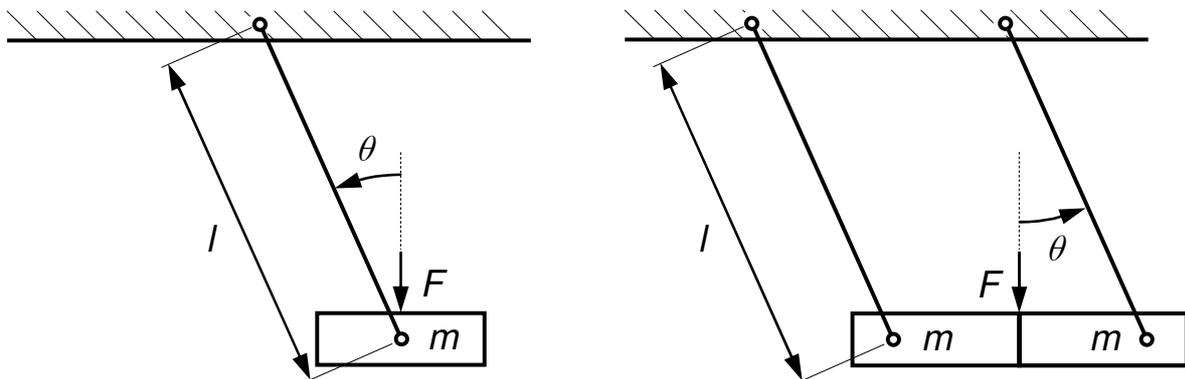
Unter Zugrundelegung eines polaren Koordinatensystems mit dem Ursprung im Aufhängungspunkt des Pendelfadens erhält man die Bewegungsdifferentialgleichung

$$J \cdot \ddot{\theta}(t) - F(t) \cdot l \cdot \sin(\theta(t)) = 0, \quad (1)$$

wobei $\theta(t)$ die zeitabhängige Winkelstellung des Pendelfadens relativ zur Kraft $F(t)$, l die Länge des Fadens und $J = m \cdot l^2$ das Trägheitsmoment der Punktmasse um den Aufhängungspunkt beschreiben. Die Kraft kann beliebigen Ursprungs sein und auch, wie im Falle des Erdschwerefeldes, einen konstanten Wert aufweisen ($F = m \cdot g$).

4. Erweiterung des Pendelmodells

Bei einem realen Pendel ist die Masse m räumlich verteilt, vgl. **Bild 3a**. Hierbei ist die Bewegung der Masse aufgrund der reibungslosen Drehlagerung um eine Achse durch den eigenen Schwerpunkt vom darauf bezogenen Trägheitsmoment entkoppelt. So kann die Bewegungsdifferentialgleichung für eine Punktmasse in Gleichung (1) auch auf die räumlich ausgedehnte Masse in **Bild 3a** angewendet werden.



(a)

(b)

Bild 3: Erweiterung des Pendelmodells: (a) Räumlich ausgedehnte Masse;
(b) Parallelanordnung

Gleichung (1) gilt auch, wenn zwei parallel schwingende Massen zu einer Masse verbunden werden, wodurch eine parallelkinematische Aufhängung entsteht, vgl. **Bild 3b**. Die Gesamtmasse kann sich aufgrund der Parallelaufhängung nicht um die eigene Schwerpunktsachse drehen; sie verhält sich wie eine Punktmasse. Diese Anordnung hat die weitere Besonder-

heit, dass alle Punkte der Masse, wie auch der Massenschwerpunkt, einer durch die Armlänge l bestimmten Kreisbahn folgen. Demzufolge muss der Massenschwerpunkt nicht um den Abstand l vom Aufhängungspunkt entfernt sein, um Gleichung (1) hierfür ansetzen zu können.

Aus einer weiteren Spiegelung an der Verbindungslinie zwischen den beiden Aufhängungspunkten in Bild 3b entsteht die in **Bild 4a** abgebildete Anordnung. Die auf die Massen wirkenden Kräfte können von ein und demselben Element stammen, welches die sich spiegelnden Pendelbewegungen koppelt, die jeweils entsprechend Gleichung (1) wirken. Dieses Element muss in der Lage sein, entweder andernorts erzeugte Kräfte bzw. Auslenkungen zu übertragen oder diese selbst als Ausgangsgrößen zu generieren („aktives Element“).

Das aktive Wandlerelement ermöglicht eine Reihe von unterschiedlichen Betriebsmodi, vgl. [6]. Wird das Element elektrisch nicht angesteuert, so reagiert die Anordnung nach **Bild 4a** *passiv* auf mechanische Einflüsse. Mit einem dynamischen elektrischen Steuersignal arbeitet das Pendel *aktiv*; der „Pendelaktor“ ist geboren. Das passive Pendel wird *semiaktiv* oder auch *adaptiv*, wenn, wie im nächsten Kapitel gezeigt, die Pendelfrequenz f mit Hilfe der Pendelkraft F nachgestellt wird. Man bezeichnet den Betriebsmodus als *hybrid*, wenn eine langsame Verstellung der Pendelfrequenz mit dem aktiven Betrieb (dynamische Ansteuerung) einhergeht.

Im Ausführungsbeispiel **Bild 4b** bestehen die zwei spiegelbildlich angeordneten Pendelmassen aus je einer Endplatte, einer Spule und der Hälfte des magnetostriktiven Wandlerelementes. Einen kleinen Massebeitrag liefert ein Teil der mitschwingenden Pendelarme. Lediglich die mittlere Rahmenleiste, die zur Fixierung des Pendelaktors auf der Basisstruktur genutzt wird, beteiligt sich nicht an der Pendelbewegung. Dieser Aufbau entspricht dem Aktor in [5], wobei $\theta_0 = 0^\circ$ der Arbeitspunkt ist.

5. Einstellung der Pendelfrequenz

Ziel der vorgegebenen Anwendung ist die Generierung eines in Frequenz und Amplitude einstellbaren, sinusförmigen Kraft-Zeit-Verlaufs entsprechend der Hauptstörkomponente der Strukturschwingung. Dass der Pendelaktor sich für periodische Bewegungsabläufe eignet, lässt sich durch den Vergleich mit einer Pendeluhr leicht nachvollziehen – schließlich ist das Pendel als Taktgenerator maßgebend verantwortlich für die Ganggenauigkeit der Uhr. Für

kleine Auslenkungswinkel θ gilt $\sin\theta \approx \theta$, und Gleichung (1) lässt sich in der Form einer gewöhnlichen Differentialgleichung schreiben:

$$J \cdot \ddot{\theta}(t) - F(t) \cdot l \cdot \theta = 0. \quad (2)$$

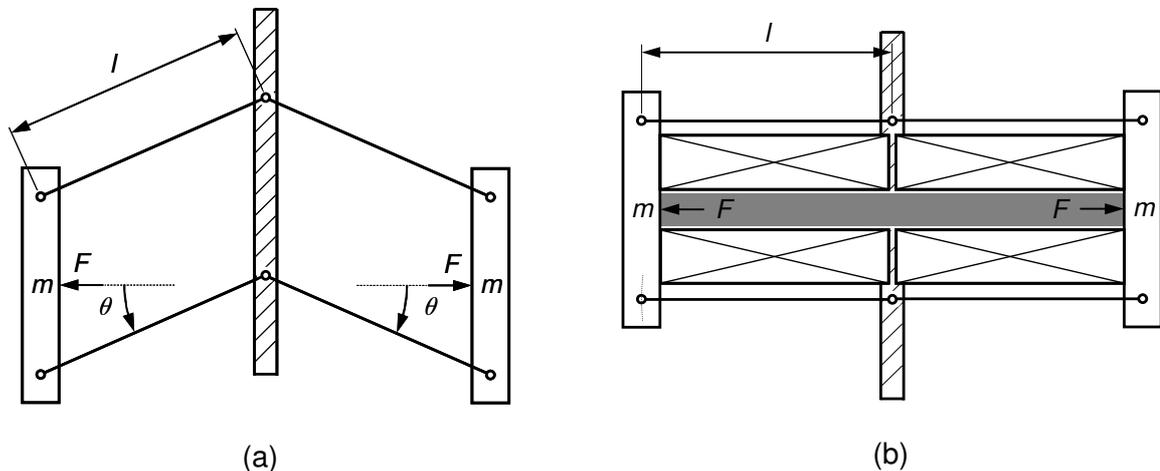


Bild 4: Spiegelsymmetrisches Pendelmodell: (a) Schematische Darstellung;
(b) Realisierung als magnetostriktiver Pendelaktor (Ruhelage: $\theta = 0^\circ$)

Hieraus kann man die Eigenfrequenz f bei einer Konstantkraft F bestimmen:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{F \cdot l}{J}} \quad \text{oder} \quad f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{F}{m \cdot l}}. \quad (3)$$

Gleichung (3) zeigt, dass die Grundfrequenz f des Pendelaktors sich über die Pendelkraft F (das ist die Wirkkraft F in **Bild 1**) einstellen lässt. In dem spiegelsymmetrischen Pendelmodell bezeichnet m die Hälfte der beweglichen Masse; im Falle des Kraftgenerators für die Hubschrauberanwendung beträgt sie ca. 2,5 kg. Um die Betriebsfrequenz f des Pendelaktors auf die Störfrequenz im Bereich 24,5...27,1 Hz anzupassen, müsste nach Gleichung (3) für eine Pendelarmlänge $l = 300$ mm die Pendelkraft F im Bereich 17,7...21,8 kN verändert werden können.

Ohne Linearisieren der Bewegungsdifferentialgleichung (1) stellt man jedoch fest, dass die Eigenfrequenz f der Pendelschwingung sowohl von der Pendelkraft F als auch von der Amplitude des Auslenkungswinkels $\hat{\theta}$ abhängt (nach [10]):

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{F}{m \cdot l}} \cdot \left(1 + \left(\frac{1}{2}\right)^2 \sin^2\left(\frac{\hat{\theta}}{2}\right) + \left(\frac{1 \cdot 3}{2 \cdot 4}\right)^2 \sin^4\left(\frac{\hat{\theta}}{2}\right) + \dots \right)^{-1}. \quad (4)$$

Dieser Zusammenhang hat, wie unten gezeigt wird, Konsequenzen sowohl für die Anpassung der Pendelfrequenz als auch für die Einstellung der Kraftamplitude, wenn der Pendelaktor als tonaler Kraftgenerator dienen soll.

6. Pendelaktor als tonaler Kraftgenerator

Für den Fall, dass der Pendelaktor als Kraftgenerator auf einer festen Basis montiert ist, erhält man den gewünschten, zu generierenden sinusoidalen Kraft-Zeit-Verlauf aufgrund einer Bewegung $y(t) = \hat{y} \cdot \sin(2\pi f t)$ der seismischen Masse m_s zu:

$$F_A(t) = m_s \cdot \ddot{y}(t), \quad (5)$$

wobei $\ddot{y}(t) = -(2\pi f)^2 \cdot y(t)$. Bei einem Pendelaktor gemäß **Bild 4** ist m_s in Gleichung (5) doppelt so groß wie die Pendelmasse m in Kapitel 3. Um die maximal geforderte Kraftamplitude $\hat{F}_{A,\max} = 1000 \text{ N}$ mit einem Pendelaktor der seismischen Masse $m_s = 5 \text{ kg}$ zu generieren, muss die Masse mit einer Amplitude $\hat{y} \approx 8,5 \text{ mm}$ oszillieren, vgl. **Bild 5**, Mitte.

Für den Pendelaktor in Bild 4b erfordert dies bei der Pendelarmlänge $l = 300 \text{ mm}$ eine Verkürzung der Stablänge l_m des magnetostriktiven Aktors entsprechend

$$\Delta l_m = 2 \cdot \sqrt{l^2 - \hat{y}^2} \quad (6)$$

um ca. 0,24 mm, wobei zwei Verkürzungsvorgänge pro Schwingungsperiode der Masse erfolgen (**Bild 5**, unten).

Soll die Kraftamplitude \hat{F}_A und damit zusammenhängend die Winkelamplitude $\hat{\theta}$ bei gleich bleibender Frequenz f variiert werden, muss die Pendelkraft F entsprechend dem Zusammenhang in Gleichung (4) eingestellt werden.

7. Experimenteller magnetostriktiver Pendelaktor

Im Rahmen des EU-Verbundprojektes MESEMA wurden mehrere Pendelaktoren auf magnetostriktiver Basis aufgebaut und getestet. Der in **Bild 6** gezeigte Aktor entspricht der Ausführ-

zung in Bild 4b, wobei jedoch die Aufhängung der beweglichen Masse mit elastischen Armen realisiert wurde.

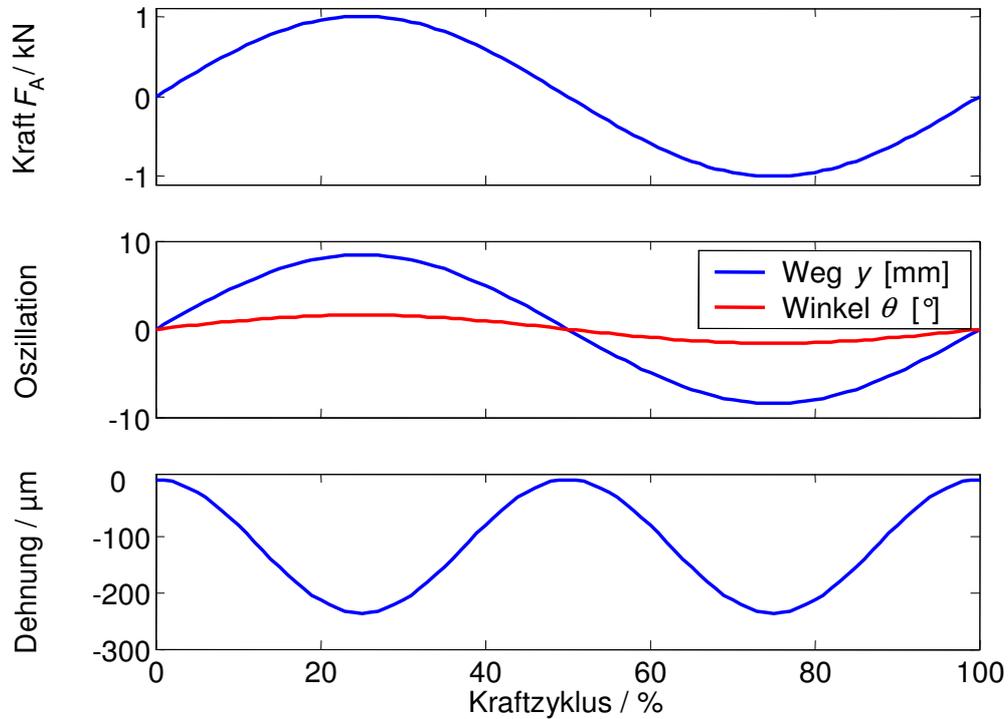


Bild 5: Sinusoidaler Kraftzyklus sowie Oszillation der Masse und zugehörige Dehnung des aktiven Stabs (Simulation)

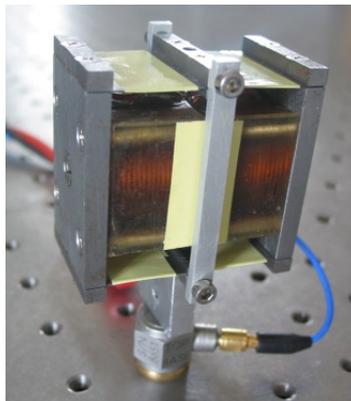


Bild 6: Magnetostruktiver Pendelaktor, montiert auf einer festen Basis unter Zwischenschaltung eines Kraftsensors

Finite-Elemente-Simulationen zeigten nämlich, dass der kinematische Verlauf einer elastischen Aufhängung bei kleinen Auslenkungen dem Verlauf einer Aufhängung mit steifen, drehgelagerten Armen entspricht. Der Aktor weist die Abmessungen $55 \times 55 \times 35 \text{ mm}^2$ auf und wiegt ca. 325 g.

Das Labormuster wurde als Kraftgenerator betrieben und hierzu mit einem Wechselstrom von ca. 100 Hz angesteuert, wodurch die Pendeleigenfrequenz in der Nähe von 50 Hz angeregt wurde. Die Messkurven in **Bild 7** wurden mit dem Pendelaktor in Bild 6 aufgenommen und zeigen den erwarteten Zusammenhang bezüglich Frequenz und Phase zwischen dem Kraft-Zeit- und dem Strom-Zeit-Verlauf, der in diesem Fall der Stabdehnung näherungsweise proportional ist. Abweichungen des Kraftverlaufes von der Sinusform können zum Teil durch Kennlinien-Hysteresen des magnetostriktiven Werkstoffes erklärt werden.

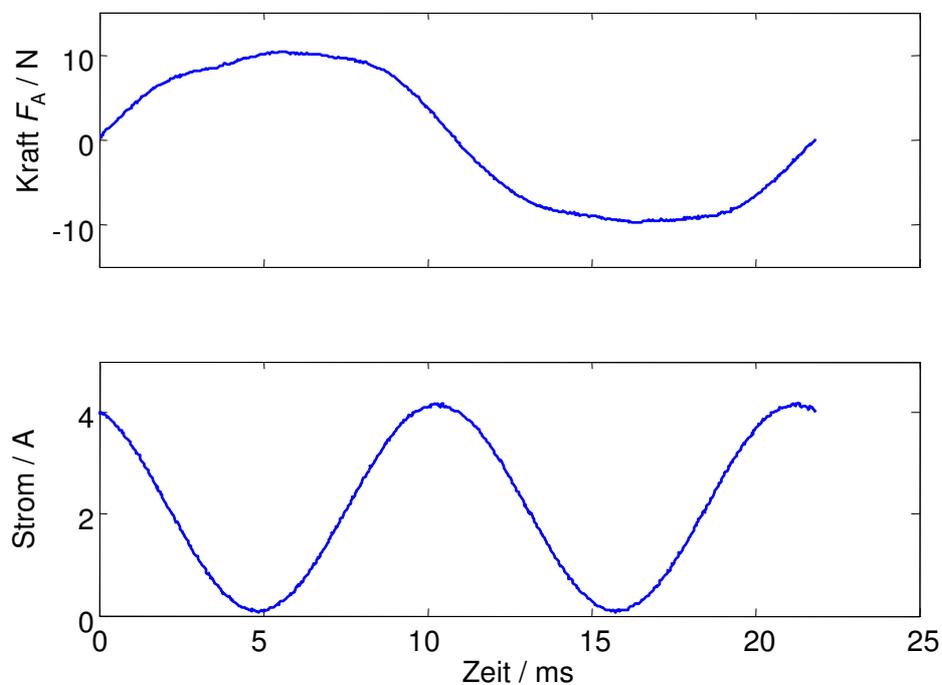


Bild 7: Am Kraftgenerator gemessener Kraft-Zeit-Verlauf und zugehöriges Steuersignal

8. Zusammenfassung und Ausblick

Aus einer erprobten Aktorausführung zur breitbandigen Schwingungsdämpfung in Flugzeugen entstand ein neues, nach der Wirkungsweise eines Pendels arbeitendes Aktorkonzept,

mit dem in der Frequenz adaptierbare tonale Kräfte großer Amplitude generiert werden können. Anhand eines Labormusters wurde die Wirkungsweise des Pendelaktors demonstriert; hierbei ist die Frequenz des Steuersignals doppelt so groß wie die Schwingfrequenz der Hilfsmasse. Aus den Bewegungsgleichungen eines Pendels lassen sich Auslegungsparameter zur Erfüllung der hohen technischen Anforderungen bei der Dämpfung tonaler Schwingungen in Hubschraubern identifizieren. In Zukunft sollen weitere Ausführungsvarianten aufgebaut und in geeignete Regelungskonzepte zur Dämpfung von Strukturschwingungen integriert werden, vgl. [11].

9. Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei den Partnern im europäischen Forschungsprojekt MESEMA (AST3-CT-2003-502915 [7,8]) für den regen Gedankenaustausch sowie für die freundliche Unterstützung bei der Entwicklung und Erprobung des Pendelaktors. Ebenso gilt unser Dank der europäischen Kommission für die Finanzierung der beschriebenen Arbeiten.

10. Literaturangaben

- [1] May, C.; Kuhnen, K.; Pagliarulo, P.; Janocha, H.: *Magnetostrictive Dynamic Vibration Absorber (DVA) for Passive and Active Damping*. In: Proc. 5th European Conf. on Noise Control, Naples, 2003, Aufsatz-Nr. 159.
- [2] DE 103 21 110.1
- [3] Pagliarulo, P.; Kuhnen, K.; May, C.; Janocha, H.: *Tunable Magnetostrictive Dynamic Vibration Absorber*. In: Proc. 9th International Conf. on New Actuators, Bremen, 2004, S. 698-701.
- [4] May, C.; Würtz, T.; Janocha, H.: *Adaptiver magnetostruktiver Tilger für die Schwingungsdämpfung in Strukturen mit tonaler Störung*. In: Tagungsband zum GMA-Kongress 2005 (Baden-Baden, 7.-8.06.2005), VDI-Berichte 1883, S. 303-309. ISBN 3-18-091883-7.
- [5] Kuhnen, K.; Pagliarulo, P.; May, C.; Janocha, H.: *Adaptronische Schwingungsabsorber für einen weiten Einsatzbereich*. at - Automatisierungstechnik, Vol. 54, 2006, S. 294–303.

- [6] May, C.; Pagliarulo, P.; Janocha, H.: *Optimisation of a Magnetostrictive Auxiliary Mass Damper*. In: Proc. 10th International Conf. on New Actuators, Bremen, 2006, S. 344–348.
- [7] MESEMA-Projektwebseite: <http://www.mesema.info>
- [8] Lecce, L.; Monaco, E.; Franco, F.: *MESEMA (Magnetoelastic Energy Systems for even More Electric Aircraft): Objectives and First Results*. Proc. 10th International Conf. on New Actuators, Bremen, 2006, S. 936–939.
- [9] Artikel *Pendel*. In: Wikipedia, Die freie Enzyklopädie. Bearbeitungsstand: 21. Juli 2007, 22:36 UTC. ID-Nr. 34646487.
- [10] Artikel *Mathematisches Pendel*. In: Wikipedia, Die freie Enzyklopädie. Bearbeitungsstand: 27. Juni 2007, 09:20 UTC. ID-Nr. 33685617.
- [11] May, C.; Minardo, A.; Natale, C.; Pagliarulo, P.; Pirozzi, S.: *Modelling and Control of a Smart Auxiliary Mass Damper Equipped with a Bragg Grating*. Akzeptiert zur Präsentation auf der 2007 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, September 2007, Zürich.
- [12] Konstanzer, P.; Jänker, P.; Storm, S.: *A piezo inertial force generator optimized for high force and low frequency*. Smart Mater. Struct. 16 (2007) 1260–1264.