

Adaptive Schwingungstilger für Fussgängerbrücken

Daniel Gsell und Glauco Feltrin

Abteilung Ingenieur-Strukturen
Eidgenössische Materialprüfungs- und Forschungsanstalt (EMPA)
Dübendorf (CH)

Zusammenfassung: Leichte Brückenbauwerke weisen ein hohes Verhältnis Nutzlast zu Eigengewicht auf. Da die Nutzlasten als zusätzliche Trägheitsmasse der Struktur betrachtet werden können, sind deshalb die Resonanzfrequenzen stark vom momentanen Belastungszustand abhängig und können in einem breiten Frequenzband variieren. Aufgrund dieser Charakteristik ist die effiziente Minderung der Schwingungen solcher Tragwerke eine grosse technische Herausforderung. Herkömmliche passive Schwingungstilger arbeiten nur in einem engen Frequenzband optimal. Adaptive Dämpfungssysteme sind notwendig, um die Schwingungen leichter Tragwerke in allen Zuständen effizient zu mindern.

Schwingungstilger werden zur Minderung von Brückenschwingungen erfolgreich eingesetzt. Dieser Artikel diskutiert verschiedene Strategien zur Entwicklung adaptiver Schwingungstilger, welche sich den ändernden Resonanzfrequenzen der Struktur anpassen können und somit immer eine optimale Dämpfung ermöglichen. Der Schwerpunkt dieses Beitrages liegt in der Untersuchung eines Systems, welches auf vorspannbaren Blattfedern basiert.

Einführung

Im aktuellen Brückenbau, speziell bei Fussgängerbrücken, kann ein Trend zu immer leichteren und schlankeren Tragwerken beobachtet werden. Diese Entwicklung kann unter anderem auf neuartige Hochleistungswerkstoffe sowie auf bessere Simulationsmodelle, was eine bessere Ausnutzung der Konstruktionsmaterialien zur Folge hat, zurückgeführt werden. Eine Konsequenz diese Entwicklung ist, dass solche Konstruktionen anfälliger auf Schwingungen sind. Aufgrund der reduzierten Bauwerksmasse hat eine äussere dynamische Anregung grössere Schwingungsamplituden zur Folge. Das führt zu einer erhöhten Ermüdungsbelastung und somit zur vorzeitigen Alterung der Struktur. Sichtbare, grosse Schwingungsamplituden beeinträchtigen zusätzlich das Wohlbefinden der Benutzer der Bauwerke. Schlanke Bauwerke weisen niedrige Steifigkeiten auf, was tiefe Resonanzfrequenzen zur Folge hat. Dadurch werden die tiefsten Eigenfrequenzen immer mehr in den Frequenzbereich der äusseren Anregungen verschoben, in dem die grössten Energien lokalisiert sind. Dies führt wiederum zu erhöhten Schwingungsamplituden.

Um die Ermüdungsbeanspruchung zu reduzieren, werden diese Vibrationen mit adäquaten Dämpfungsstrategien gemindert. Die Parameter herkömmlicher Schwingungsdämpfer, wie zum Beispiel viskose Dämpfer oder Schwingungstilger (Tuned Mass Damper), werden für eine bestimmte Resonanzfrequenz der Struktur ausgelegt, wodurch sie optimal arbeiten

können. Ändert diese Frequenz, lässt die Effektivität dieser Systeme stark nach. Leichte Strukturen haben ein sehr hohes Verhältnis Nutzlast zu Eigengewicht. Dies hat zur Folge, dass die Resonanzfrequenzen stark vom aktuellen Belastungszustand abhängig sind. Um die Schwingungen solcher leichter Strukturen optimal mindern zu können, müssen die Parameter der verwendeten Dämpfungssysteme dem jeweiligen Belastungszustand und somit der aktuellen Resonanzfrequenz angepasst werden.

Dieser Beitrag diskutiert verschiedene Möglichkeiten einen adaptiven Schwingungstilger zu realisieren. Ein System basierend auf vorspannbaren Blattfedern wird als Prototyp realisiert und erste experimentelle Resultate werden vorgestellt.

Fussgängerbrücke an der Empa

Zur Erforschung und Entwicklung von neuen Dämpfungs- sowie Strukturüberwachungssystemen, wurde in der Bauhalle der Empa Dübendorf eine Fussgängerbrücke erstellt [1]. Ziel der ersten Projektphase war es, eine Struktur zu entwerfen und zu bauen, die anfällig auf Schwingungen ist. Dies wurde erreicht, indem die Brücke sehr leicht und schlank gebaut wurde. Die Brückenplatte wurde aus pultrudierten glasfaserverstärkten Kunststoffprofilen (GFK) gebaut, wodurch ein äusserst leichter Träger entstand. Das Gewicht dieser Platte beträgt ca. 1500 kg, während die maximale Nutzlast das Zehnfache beträgt. Damit trotz den relativ weichen GFK-Profilen eine schlanke Konstruktion errichtet werden konnte, wurde das System einer Schrägseilbrücke gewählt (Abb. 1).



Abb. 1: Fussgängerbrücke in der Bauhalle der Empa in Dübendorf. Die 20 m lange Brückenplatte besteht aus pultrudierten GFK-Profilen, wodurch eine äusserst leichte Konstruktion resultiert.

Um die Vibrationen der Brückenplatte effizient mindern zu können, wurde die Struktur zuerst im unbelasteten Zustand einer experimentellen Modalanalyse unterzogen. Es resultieren genaue Daten über die Resonanzfrequenzen, deren Schwingungsformen sowie den dazugehörigen Dämpfungsparametern. Diese experimentell bestimmten Werte bilden die Grundlage für den Entwurf jedes Schwingungsdämpfungssystems. Zusätzlich konnte mit den gewonnenen Daten das Simulationsmodell angepasst werden, sodass das mechanische Verhalten der Brücke sauber abgebildet werden kann. Im Simulationsmodell ist der Einfluss

der Auflast auf die Frequenz der ersten Biegeeigenschwingung untersucht worden. In unbelastetem Zustand weist die Brücke eine Resonanzfrequenz von 6 Hz und in voll belastetem Zustand von 2 Hz auf. Im Folgenden soll ein adaptiver Schwingungstilger für dieses Frequenzband entworfen werden.

Schwingungstilger

Mechanik des Schwingungstilgers

Dämpfen der tiefsten Eigenschwingung von Hochhäusern (windinduzierte Schwingungen) oder von Biegeschwingungen von Brückenträgern sind typische Anwendungen bei denen Schwingungstilger als hoch effiziente Dämpfungssysteme eingesetzt werden. Das heisst, überall dort, wo kein herkömmlicher viskoser Dämpfer zwischen dem schwingenden Bauteil und einem fixen Referenzpunkt angebracht werden kann. Ein Schwingungstilger besteht aus einer, im Vergleich zur Struktur, kleinen Trägheitsmasse, welche über eine Feder und ein Dämpfungselement mit dem Bauteil verbunden ist (Abb. 2).

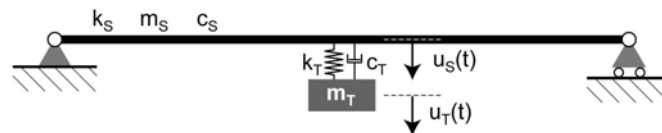


Abb. 2: Skizze einer Brücke; modelliert als einfacher Balken mit angebrachtem Schwingungstilger. Wobei die Grössen k_S, c_S, m_S und u_S die Steifigkeit, den Dämpfungsparameter, die Masse beziehungsweise die Durchbiegung der Struktur darstellen. Die Grössen mit Index T beziehen sich auf Parameter des Schwingungstilgers.

Die Masse m_T wird im Schwingungsbauch des zu dämpfenden Modes angebracht, das heisst, an der Stelle mit der grössten Auslenkung. Typischerweise wird das Gewicht dieser Masse im Bereich von einigen Prozenten (3% – 5%) der Strukturmasse m_S gewählt. Die Steigerung der Effektivität des Tilgers ist oberhalb 5% nur noch marginal, wie in Abb. 3 ersichtlich ist.

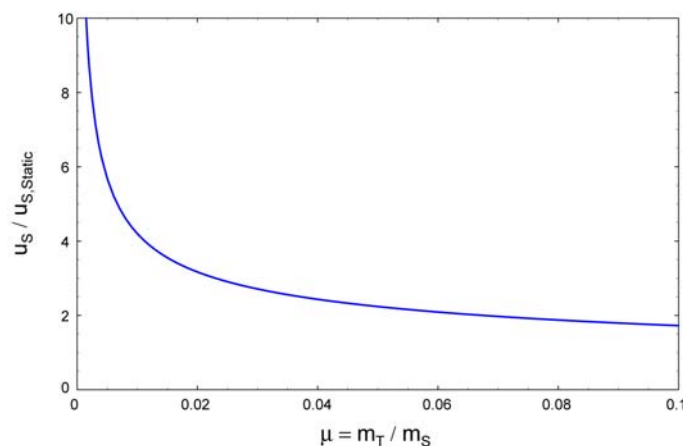


Abb. 3: Einfluss des Massenverhältnisses auf die maximale Auslenkung der Struktur bei optimal gestimmtem Schwingungstilger.

Die Steifigkeit der Feder k_T wird so gewählt, dass die Resonanzfrequenz des Schwingungstilgers $\omega_T \approx \sqrt{k_T/m_T}$ in unmittelbarer Nähe der zu dämpfenden Eigenfrequenz der Struktur $\omega_S \approx \sqrt{k_S/m_S}$ liegt. Dadurch wird gewährleistet, dass die kinetische Energie des schwingenden Bauteiles effizient in den Schwingungstilger transferiert wird. Das führt zu grossen relativen Verschiebungen zwischen der Tilgermasse und der Struktur. Das zwischengeschaltete Dämpfungselement kann so die mechanische Energie äusserst effizient vernichten.

Heute werden Schwingungstilger als Standard Dämpfungssysteme betrachtet. Es existieren verschiedene Ansätze wie die Auslegung des Tilgers optimiert werden kann. Diese beruhen auf unterschiedlichen Optimierungskriterien [2-4]. Schwingungstilger arbeiten nur dann effizient, wenn sie sorgfältig ausgelegt sind, das heisst, ihre Frequenz und Dämpfung sauber auf die Struktur abgestimmt sind. Nachstehend steht ein Satz solcher optimaler Werte:

Massenverhältnis:
$$\mu = \frac{m_T}{m_S}$$

Optimales Dämpfungsmass:
$$\zeta_{T,opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}}, \text{ wobei } c_{T,opt} = 2 \cdot m_T \cdot \omega_T \cdot \zeta_{T,opt}$$

Optimale Tilgerfrequenz:
$$\omega_{T,opt} = \frac{1}{1+\mu} \omega_S$$

Diese Werte sind optimal für eine Struktur, welche durch eine harmonische Last angeregt wird [3]. Dabei wird die maximale Auslenkung der zu dämpfenden Struktur minimiert. Anzumerken bleibt, dass diese einfachen Beziehungen nur für ungedämpfte Hauptssysteme gelten. Ist Strukturdämpfung vorhanden, was immer der Fall ist, resultieren leicht unterschiedliche Werte, für die jedoch keine so einfache Beziehung mehr hergeleitet werden kann, da das System analytisch nicht geschlossen lösbar ist. Sehr genaue Näherungslösungen sind in [5] zu finden.

Im Folgenden wird das Verhalten des Schwingungstilgers auf die Veränderung seiner Parameter untersucht. Dabei wird jeweils vorausgesetzt, dass das Massenverhältnis $\mu = 0.03$ beträgt und das Dämpfungsmass der Hauptstruktur $\zeta_S = 0.02$ ist.

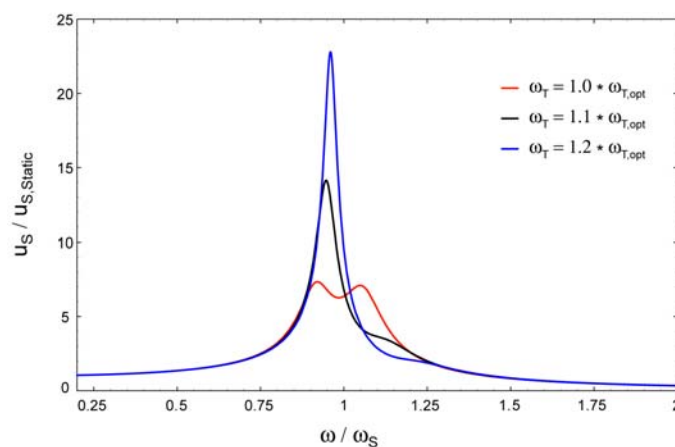


Abb. 4: Antwort der Hauptstruktur (normiert mit der statischen Auslenkung) auf eine harmonische äussere Last mit der Kreisfrequenz ω . Der Einfluss einer Verstimmung des Schwingungstilgers in der Frequenz ist dargestellt, wobei $\zeta_{T,opt}$ als Dämpfungsmass gewählt wurde.

In Abb. 4 ist der Einfluss der Verstimmung des Tilgers in der Frequenz dargestellt. Die rote Kurve stellt die Antwort des Hauptsystems dar, bei harmonischer Anregung sowie optimal gewählter Frequenz und Dämpfung des Tilgers. Nebenbei bemerkt: im Falle eines ungedämpften Hauptsystems wären die beiden Maxima in der Amplitude gleich. Der kleine, hier auftretende Unterschied ist ein Hinweis auf den untergeordneten Einfluss der Strukturdämpfung auf die optimalen Tilger Parameter. Wie aus Abb. 4 entnommen werden kann, entspricht eine Änderung der Frequenz des Tilgers um 10% einer Zunahme der maximalen Amplitude um ca. 100%.

Wie Abb. 5 zeigt, ist der Einfluss einer Veränderung des optimalen Dämpfungsmasses auf die Antwort der Struktur eher klein. Daraus kann geschlossen werden, dass für den Bau eines adaptiven Schwingungstilgers, welcher ein breites Frequenzband abdecken soll, der Fokus auf anpassbare Tilgerfrequenzen gelegt werden muss.

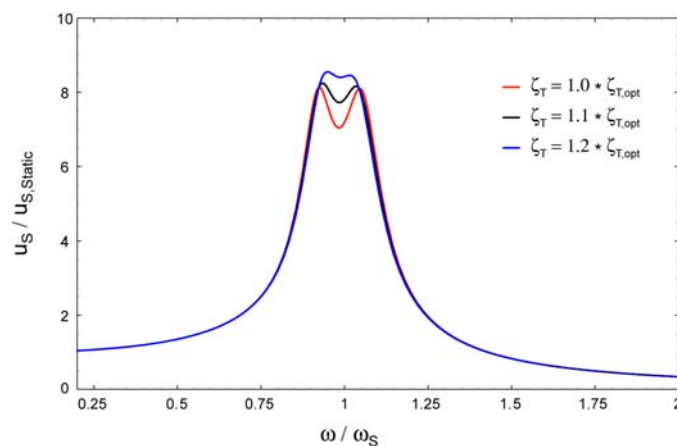


Abb. 5: Antwortspektrum der Struktur; bei optimaler Frequenzabstimmung des Tilgers und unterschiedlichen Dämpfungsparametern.

Verschiedene Konzepte für adaptive Schwingungstilger

Prinzipiell kann zur Veränderung der Tilgerfrequenz die Federsteifigkeit oder die Tilgermasse variiert werden. In der Literatur können zwei Hauptkategorien unterschieden werden: Konstruktionen, welche auf einer veränderlichen Geometrie basieren und Schwingungstilger, die aktive Materialien verwenden. Da eine kontinuierliche Veränderung der Masse in der Realität kaum umzusetzen ist, wird versucht, über die Geometrie die Trägheitsmomente anzupassen [6]. Variable Geometrien haben jedoch bewegliche mechanische Komponenten zur Folge, was mit hohen Wartungskosten verbunden ist. Aufgrund dieses Nachteiles, befasst sich dieser Artikel mit Ansätzen zur Schwingungstilgerkonstruktion, welche aktive Materialien verwenden.

Um für die Fussgängerbrücke der Empa einen Tilger zu entwerfen, muss berücksichtigt werden, dass dieser einen sehr breiten Frequenzbereich abzudecken hat. Mit maximalen äusseren Lasten beträgt die kleinste Frequenz 2 Hz, ohne zusätzliche äussere Lasten 6 Hz. Damit dieses Frequenzband abgedeckt werden kann, muss die Federsteifigkeit in einem Bereich von k_T (entspricht 2 Hz) bis $9 \cdot k_T$ (entspricht 6 Hz) kontinuierlich verändert werden können.

Man findet verschiedene Konzepte um diskret einstellbare Federn zu realisieren. Harold und Nietzsche [7] zum Beispiel schlagen ein System einer so genannten „Smart Spring“ vor, in welchem zwei Federn parallel eingesetzt werden, wobei eine dieser Federn jeweils zu- oder weggeschaltet werden kann. Damit kann ein Tilger realisiert werden, welcher in der Lage ist Schwingungen bei zwei diskreten Frequenzen sauber zu dämpfen. Natürlich lässt sich dieser Ansatz durch Zuschalten weiterer Federn beliebig ausbauen. William et al. [8] verwenden Formgedächtnislegierungen (Shape Memory Alloys, SMA) in ihrem Konzept. Abhängig vom thermomechanischen Zustand und von der Art der Legierung, können zwei verschiedene Phasen vorliegen: Austenit und Martensit, welche unterschiedliche Steifigkeiten aufweisen. William schlägt ein System vor, in welchem die Tilgermasse an den Enden von 9 parallelen eingespannten Balken, welche als Federn wirken, befestigt ist. Durch eine Veränderung der Temperatur der Legierung und somit der Änderung ihrer Phase, kann der Tilger in einem Frequenzbereich von ω_r bis $1.75 \cdot \omega_r$ in diskreten Schritten angepasst werden. In einem weiteren Artikel [9] nutzt William die so genannte R-Phase einer Formgedächtnislegierung. In diesem Zustand kann durch Verändern der Temperatur die Steifigkeit des Materials kontinuierlich angepasst werden. Der Schwingungstilger wurde wiederum als einseitig eingespannter Biegebalken mit Endmasse konstruiert. Dadurch konnte eine Variabilität in der Tilgerfrequenz von $\pm 8\%$ erreicht werden. Alle auf SMA basierten Schwingungstilger sind einerseits nur sehr langsam einstellbar und andererseits ist der Energieverbrauch durch ständiges Heizen oder Kühlen enorm.

Adaptive Schwingungstilger basierend auf vorspannbaren Blattfedern

Um eine höhere, kontinuierliche Frequenzvariabilität des Schwingungstilgers zu erreichen, wird hier ein Konzept basierend auf vorspannbaren Blattfedern vorgestellt. Eine schematische Darstellung des Konzeptes ist in Abb. 6 ersichtlich.

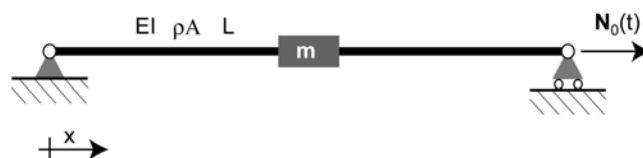


Abb. 6: Mechanisches System des Schwingungstilgers basierend auf vorspannbaren Blattfedern.

Um den Zusammenhang zwischen der Resonanzfrequenz der ersten Eigenschwingung und der angelegten Normalkraft zu erhalten, muss die Bewegungsgleichung dieses Systems gelöst werden. In einem ersten Schritt, um unübersichtliche Formeln zu vermeiden, wird die Masse m noch nicht berücksichtigt. Die folgende Differentialgleichung muss gelöst werden:

$$EI \cdot \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} - N_0 \cdot \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} + \rho A \cdot \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = 0$$

Wobei EI die Biegesteifigkeit, ρA die Masse pro Länge, L die Länge der Blattfeder, N_0 die äussere Normalkraft und $w(x,t)$ die Durchbiegung an der Stelle x zur Zeit t bezeichnet. Durch Einsetzen von Exponentialfunktionen in Zeit und Ort, sowie Lösen der resultierenden charakteristischen Gleichung kann folgende Gleichung für die Resonanzfrequenz der ersten Biegeschwingung gefunden werden:

$$\omega = \frac{\pi}{L} \sqrt{\frac{1}{\rho A} \left(N_0 + \frac{EI \cdot \pi^2}{L^2} \right)}$$

Die Tilgerfrequenz ist somit von der Quadratwurzel der äusseren Normalkraft abhängig. Wird die Zusatzmasse m berücksichtigt, resultiert eine deutlich kompliziertere Beziehung. Die generelle Abhängigkeit der Frequenz von der Quadratwurzel der Normalkraft N_0 bleibt jedoch erhalten.

Basierend auf diesem Konzept wird ein Tilger für die Empa-Fussgängerbrücke ausgelegt. Bei einem mittleren Belastungszustand beträgt die modale Masse des Brückenträgers $m_s = 2000 \text{ kg}$. Um ein Massenverhältnis von $\mu \approx 4\%$ zu erhalten, wird eine Tilgermasse $m_T \approx 80 \text{ kg}$ (entspricht der modalen Masse der Blattfedern und der Zusatzmasse m) gewählt. Die Parameter der Blattfedern werden gewählt als: Länge $L = 1.5 \text{ m}$, Biegesteifigkeit $EI = 750 \text{ N/m}^2$ und die Masse pro Länge $\rho A = 9.4 \text{ kg/m}$. Daraus resultiert die in Abb. 7 dargestellte Beziehung zwischen angelegter Normalkraft N_0 und Resonanzfrequenz ω .

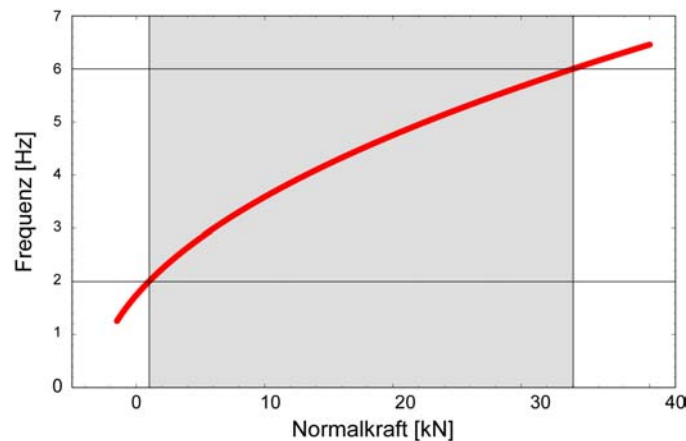


Abb. 7: Abhängigkeit der ersten Eigenfrequenz des adaptiven Schwingungstilgers auf die wirkende äussere Normalkraft.

Der geforderte Frequenzbereich (2 – 6 Hz) kann somit durch das Aufbringen einer äusseren Normalkraft zwischen 0.5 und 32 kN realisiert werden.

Um einen solchen Schwingungstilger zu realisieren, wird speziell auf die zwei folgenden Punkte geachtet:

- Damit der Tilger effizient arbeiten kann, muss sichergestellt werden, dass die Tilgermasse mit relativ grossen Amplituden schwingen kann, denn die mechanische Energie des Hauptsystems muss in das viel leichtere Untersystem des Tilgers übertragen werden. Die zu erwartende Amplitude der Tilgermasse kann vereinfacht über eine Betrachtung der kinetischen Energien abgeschätzt werden. Die kinetische Energie des Hauptsystems, ohne Tilger, beträgt $E_S = \frac{1}{2} m_s (\omega \cdot u_s)^2$ und diejenige des Tilgers $E_T = \frac{1}{2} \mu \cdot m_s (\omega \cdot u_T)^2$. Da der Tilger praktisch die gesamte Energie des Hauptsystems übernimmt, muss dessen Masse mit folgender Amplitude $u_T = u_s / \sqrt{\mu}$ schwingen können. Die genaue Formel ist in [5] zu finden.

- Die Blattfedern müssen kontinuierlich mit relativ hohen Kräften, bis zu 32 kN, vorgespannt werden können. In diesem Beispiel wurde die Querschnittsfläche als $A = 1200 \text{ mm}^2$ gewählt. Bei einer Federlänge von $L = 1.5 \text{ m}$ entspricht diese geforderte Normalkraft einer Verlängerung von $190 \mu\text{m}$. Dieses geforderte Paar „Kraft-Verlängerung“ kann mit piezoelektrischen Stack-Aktuatoren realisiert werden. Diese Hochleistungskeramikelemente werden üblicherweise zur Mikro-Positionierung von schweren Lasten eingesetzt.

Prototyp des adaptiven Schwingungstilgers

In einer ersten Phase wurde ein kleiner Schwingungstilger konstruiert. Der soll vor allem dazu dienen, das Konzept zu verifizieren und zu optimieren.

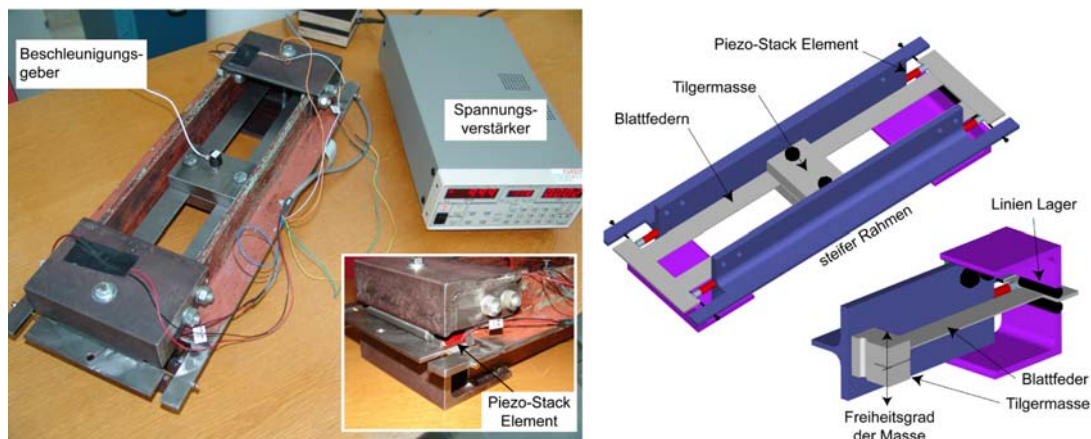


Abb. 8: Links: Prototyp des Schwingungstilgers mit Beschleunigungsgeber auf der Tilgermasse und verwendetem Spannungsverstärker. Rechts: ganzes CAD-Modell des Tilgers sowie zur besseren Veranschaulichung ein Viertel des Modells.

Blattfedern und Masse des Tilgers müssen in einem steifen Rahmen eingebaut sein. Dazu werden zwei jeweils halbierte HEB100 Stahlprofile verwendet. Der Rahmen muss massiv gewählt werden, da die Piezo-Stack Elemente, welche die Blattfedern vorspannen, hier aufliegen. Dadurch wird gewährleistet, dass der grosse Teil der aufgezwungenen Längenänderung dieser Elemente in die Blattfedern geht und nicht in der Deformation des Rahmens verschenkt wird. In der realen Anwendung kann auf diesen zusätzlichen Rahmen verzichtet werden, da die Blattfedern gegenüber der Brückenkonstruktion selbst vorgespannt werden können. Die Parameter des kleinen Tilgers wurden wie folgt gewählt: Tilgermasse $m_T \approx 2 \text{ kg}$, Länge der Blattfedern $L = 0.5 \text{ m}$, Biegesteifigkeit $EI = 8.4 \text{ N/m}^2$ und die Masse pro Länge $\rho A = 0.94 \text{ kg/m}$. Durch diese Wahl resultiert eine Abhängigkeit der Frequenz von der Normalkraft, wie sie in Abb. 9 dargestellt ist.

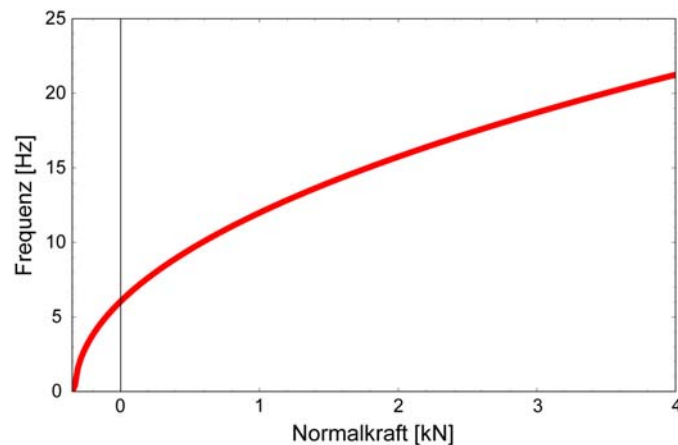


Abb. 9: Normalkraft-Frequenz Beziehung für den kleinen realisierten Prototyp Schwingungstilger.

Vier Piezo-Stack Elemente (P-010.20) der Firma PI-Ceramic wurden verwendet. Ein einzelnes Element kann eine maximale freie Verschiebung von $15\mu\text{m}$ realisieren und weist eine Blockierkraft von 2.1 kN auf. Damit Rahmen, Piezoelemente und Blattfedern sauber und schlüssig miteinander verbunden sind, werden die Blattfedern mit insgesamt 1.2 kN vorgespannt. Aufgrund des Steifigkeitsverhältnisses zwischen Piezo-Stack Elementen und der Feder kann ein einzelnes Piezoelement bei maximaler angelegter Spannung von 1.2 kV eine Kraft von 1.4 kN realisieren. Mit Berücksichtigung der Vorspannkraft bleibt eine realisierbare Kraft pro Element von 0.8 kN .

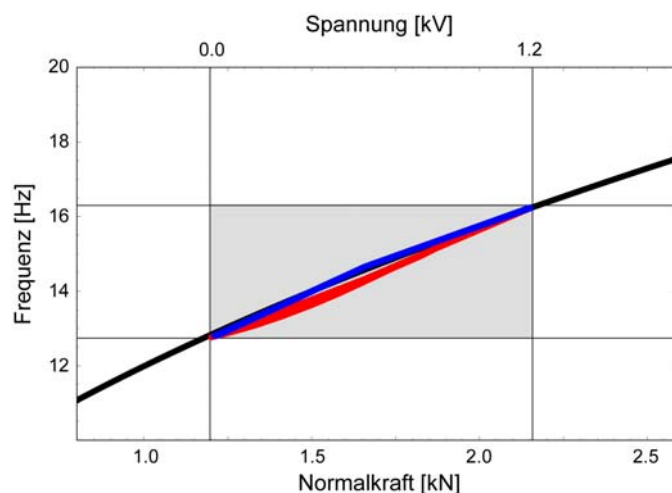


Abb. 10: Experimentell bestimmte Tilgerfrequenzen bei einer Variation der angelegten elektrischen Spannungen an das Piezo-Stack Element von $0 - 1.2\text{ kV}$. Schwarz: berechnetes Verhalten, rot: bei steigender Spannungsänderung und blau: bei abnehmender Spannungsänderung.

Bei einem ersten Experiment wurden die Tilgerfrequenzen bei unterschiedlichen, auf die Piezo-Stack Elemente angelegten, elektrischen Spannungen bestimmt. Dazu wurde die Tilgermasse angeschlagen, deren Beschleunigungsantwort gemessen und aus diesen Signalen jeweils die Resonanzfrequenz bestimmt. Die angelegte elektrische Spannung wurde mehrere Male in diskreten Schritten von 100 V zwischen 0 V und 1200 V (rote Kurve in Abb. 10) und wieder zurück (blaue Kurve in Abb. 10) verändert. Eine Variabilität der Tilgerfrequenz von $\pm 12\%$ konnte erreicht werden.

Zwischen den roten (E-Feld Erhöhung) und den blauen (E-Feld Abnahme) Kurven kann eine leichte Hysterese festgestellt werden. Wie aus den Messwerten ersichtlich ist, kann eine maximale zusätzliche Normalkraft von 1.05 kN realisiert werden, was pro Piezoelement einer Kraft von 0.5 kN entspricht. Dieser Wert liegt unterhalb des angenommenen Wertes von 0.8 kN. Dieser Unterschied ist eine Folge der endlichen Steifigkeit des Rahmens. Einiges an maximaler möglicher Verformung des Piezoelementes wird somit durch Deformation des Rahmens verschenkt, anstatt die Blattfeder weiter zu spannen. Die Veränderbarkeit der Tilgerfrequenz kann durch zwei Massnahmen stark gesteigert werden:

- Verwenden von steiferen Piezo-Stack Elementen. Dadurch können bei gleich bleibender Verlängerung des Elementes deutlich höhere Kräfte realisiert werden.
- Verringern der Vorspannkraft. Damit der variable Bereich der realisierbaren Kräfte im Vergleich zur Vorspannkraft in einem besseren Verhältnis steht.

Konzept zur Regelung des Tilgers

Das System muss so geregelt werden, dass in einem ersten Schritt die Frequenz des Schwingungstilgers optimal auf die momentane Strukturfrequenz abgestimmt ist. In einem zweiten Schritt wird das Dämpfungsmass des Tilgers entsprechend angepasst. In Abb. 11 ist ein Flussdiagramm dieses Prozesses dargestellt.

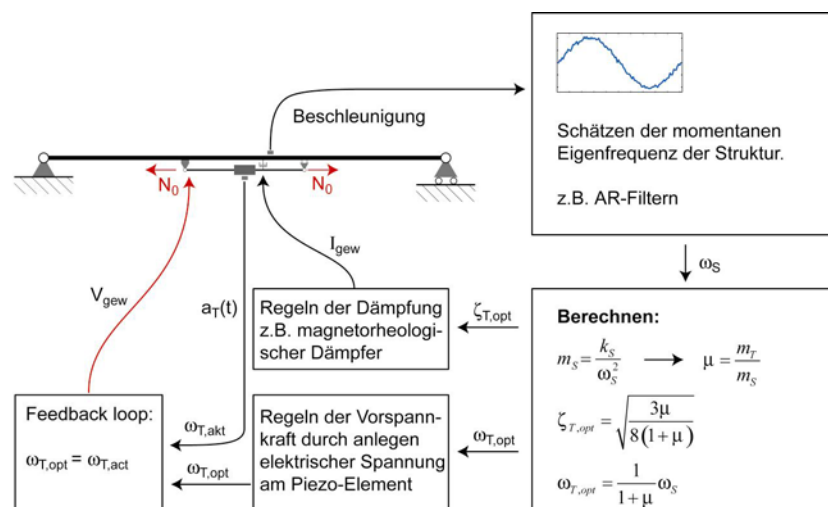


Abb. 11: Schematische Darstellung des Regelungsprozesses des adaptiven Schwingungstilgers.

An einem Punkt der Brücke werden die vertikalen Beschleunigungen aufgezeichnet. Aus diesem Signal wird, z.B. mit Hilfe eines autoregressiven Filters, der aktuelle Wert der zu dämpfenden Resonanzfrequenz ω_s bestimmt. Damit kann die momentane modale Masse des Brückenträgers bestimmt und daraus das Massenverhältnis μ ermittelt werden, was die Berechnung der optimalen Tilgerfrequenz $\omega_{T,opt}$ und des Dämpfungsmasses $\zeta_{T,opt}$ erlaubt. Nun wird durch ändern des elektrischen Feldes, welches auf die Piezoelemente wirkt, die Normalkraft in den Blattfedern angepasst. Dies solange bis die gemessene Tilgerfrequenz $\omega_{T,aktuell}$ der geforderten optimalen entspricht. Zusätzlich wird das Dämpfungsmass des Tilgers entsprechend dem berechneten optimalen Wert eingestellt. Als adaptiver Dämpfer kann zum Beispiel ein magnetorheologischer verwendet werden.

Schlussfolgerungen

Auf Grund des grossen Verhältnisses Nutzlast zu Eigengewicht in leichten, schlanken Tragwerken sind deren Resonanzfrequenzen stark vom momentanen Belastungszustand abhängig. Herkömmliche passive Schwingungstilger arbeiten nur in einem eng begrenzten Frequenzband effizient. Zur wirksamen Schwingungsminderung solcher Strukturen müssen spezielle, adaptive Dämpfungsstrategien eingesetzt werden. In diesem Beitrag wird ein adaptiver Schwingungstilger vorgestellt, welcher auf dem Prinzip variabel vorspannbarer Blattfedern basiert. Durch dieses Konzept ist es möglich, die Tilgerfrequenz kontinuierlich und schnell an sich ändernde Bedingungen anzupassen. Erste experimentelle Untersuchungen zeigen, dass die Tilgerfrequenz in einem relativ breiten Frequenzband angepasst werden kann. Dieser erste Prototyp kann durch zwei einfache Massnahmen wie steifere Piezo-Stack Elemente und verringern der statischen Vorspannkraft (Kapitel 3.4), bezüglich des nutzbaren Frequenzbereichs, stark optimiert werden.

Literatur

1. Gsell, D., et al. *Die Modellbrücke in der Bauhalle der Empa*. in *7. Symposium, Bauwerksdynamik und Erschütterungsmessungen*. 2004. Empa-Dübendorf, Zürich: Ziegler Consultants.
2. Feltrin, G., F. Weber, and D. Gsell, *On the Relative Motion of Tuned Mass Dampers*. *Journal of Sound and Vibration*, 2004(submitted for publication).
3. Ormondroyd, J. and J.P. Den Hartog, *The Theory of the Dynamic Vibration Absorber*. *Transactions of the ASME*, 1928. **APM-50-7**: p. 9-22.
4. Warburton, G.B., *Optimum Absorber Parameters for Various Combinations of Response and Excitation Parameters*. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 1982. **10**(3): p. 381-401.
5. Feltrin, G., D. Gsell, and M. Motavalli, *Analytical Solutions of Optimal Parameters for Tuned Mass Dampers Attached to Damped Structures Subjected to Harmonic Excitation*. *Journal of Engineering Mechanics-Asce*, 2005: p. submitted for publication.
6. Jalili, N. and B. Fallahi, *Design and dynamic analysis of an adjustable inertia absorber for semiactive structural vibration attenuation*. *Journal of Engineering Mechanics-Asce*, 2002. **128**(12): p. 1342-1348.
7. Harold, T. and F. Nitzsche. *The Smart Spring – an indirect-active low-power adaptive structure device for vibration attenuation*. in *Second International Conference on High Performance Structures and Materials*. 2004. Ancona, Italy.
8. Williams, K., G. Chiu, and R. Bernhard, *Adaptive-passive absorbers using shape-memory alloys*. *Journal of Sound and Vibration*, 2002. **249**(5): p. 835-848.
9. Williams, K.A., G.T.C. Chiu, and R.J. Bernhard, *Dynamic modelling of a shape memory alloy adaptive tuned vibration absorber*. *Journal of Sound and Vibration*, 2005. **280**(1-2): p. 211-234.