

Massendämpfer für Hochhäuser

Felix Weber¹, Hans Distl², Peter Huber³ und Christian Braun³

(1) Maurer Switzerland GmbH, Neptunstrasse 25, CH-8032 Zürich; F.Weber@maurer-soehne.de

(2) Maurer Söhne Engineering GmbH & Co. KG, Frankfurter Ring 193, D-80807 München

(3) MAURER AG, Frankfurter Ring 193, D-80807 München

Zusammenfassung

Bauwerke werden immer höher. Berühmte Beispiele sind der Taipei 101 mit 508 m und der im Bau stehende Kingdom Tower im saudi-arabischen Dschidda, der mit 1007 m das höchste Bauwerk der Welt sein wird. Diese Bauwerke sind wegen ihrer geringen Steifigkeit und Dämpfung anfällig auf grosse Schwingungen durch Windanregung. Um die maximal tolerierbaren horizontalen Bauwerksbeschleunigungen einzuhalten, müssen Massendämpfer eingesetzt werden. Da solch hohe Bauwerke eine sehr tiefe erste Eigenfrequenz und eine enorm grosse modale Masse haben, wird die Pendellänge sehr lang und die Dämpfermasse sehr gross, auch wenn diese oft im Bereich von nur 0.65% bis 1% der modalen Masse ist. Daher benötigen solche Massendämpfer viel Einbauraum, und zwar auch in der Höhe, was aus ökonomischen Gründen vom Bauherrn nicht erwünscht ist. Es sind also Massendämpferkonzepte gefragt, die den erforderlichen Einbauraum minimieren, wovon drei Konzepte in diesem Aufsatz beschrieben sind. Das eine verringert die erforderliche Dämpfermasse im Vergleich zum konventionellen Massendämpfer, die anderen zwei reduzieren die Einbauhöhe und dies für alle Konzepte ohne Einbusse in der Schwingreduktion des Bauwerks.

Einleitung & Problemstellung

Hochhäuser haben typischerweise eine geringe Dämpfung im Bereich um 1%, weshalb Windanregung zu grossen Schwingungen in horizontaler Richtung führen kann [1, 2]. Die resultierenden Gebäudebeschleunigungen dürfen nicht grösser als die maximal tolerierbaren Werte sein, welche je nach Projekt im Bereich von einigen mg bis 100 mg liegen können ($g=9.81 \text{ m/s}^2$), damit der Nutzungskomfort gewährleistet ist. Zeigen die Berechnungen des Bauwerks unter Windanregung, dass die maximal tolerierbaren Beschleunigungen nicht eingehalten werden können, muss ein Massendämpfer in Pendelbauform für die Schwingreduktion in horizontaler Richtung eingebaut werden; das Konzept der hin- und herschwappenden Wassermasse in einem Tank mit Verwirbelungsstäben/-gitter wird auch eingesetzt, jedoch hier nicht weiter beschrieben. Die Masse m_2 des Pendeldämpfers wird so gewählt, dass die resultierende Gebäudebeschleunigungsamplitude \ddot{X}_1 oder Gebäudeverschiebungsamplitude X_1 gerade unter ihrem tolerierbaren Wert liegt, was das Gewicht und die Kosten der Pendelmasse minimieren.

Üblicherweise werden Massendämpfer über ihr Massenverhältnis

$$\mu = \frac{m_2}{m_1} \quad (1)$$

ausgelegt, wo m_1 die modale Masse der zu bedämpfenden Eigenschwingung ist. Das minimal erforderliche Massenverhältnis resp. die minimal erforderliche Dämpfermasse m_2 , welche garantiert, dass die Gebäudeverschiebungsamplitude X_1 für die gegebene Anregungskraftamplitude P durch den Wind (Abbildung 1(a)) und Steifigkeit k_1 der zu bedämpfenden Eigenschwingung nicht grösser als ihr maximal tolerierbarer Wert $X_{1\text{-max}}$ ist, kann aus folgender Beziehung berechnet werden

$$\frac{X_1}{P/k_1} = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} \quad (2)$$

indem x_1 durch $x_{1-\max}$ ersetzt wird. Aus dem resultierenden Massenverhältnis können nun die natürliche Frequenz f_{r2} und Dämpfung ζ_2 des Pendeldämpfers für **minimale Gebäudeverschiebung** nach [3] ausgelegt werden

$$f_{r2} = \frac{f_{r1}}{1+\mu} \quad (3)$$

$$\zeta_2 = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \quad (4)$$

wo f_{r1} die Eigenfrequenz der zu bedämpfenden Eigenschwingung darstellt. Soll die **Gebäudebeschleunigung minimiert** werden, dann sind f_{r2} und ζ_2 wie folgt anzusetzen

$$f_{r2} = \frac{f_{r1}}{\sqrt{1+\mu}} \quad (5)$$

$$\zeta_2 = \sqrt{\frac{3\mu}{4(2+\mu)(1+\mu)}} \quad (6)$$

wobei (5, 6) mit einem leicht anderen Massenverhältnis berechnet werden müssen, da (2) für minimale Gebäudeverschiebung gilt. Aus f_{r2} folgt der Steifigkeitskoeffizient k_2 des Massendämpfers mit Feder-Masse-Paket

$$k_2 = m_2 (2\pi f_{r2})^2 \quad (7)$$

resp. die Pendellänge L_2 des Massendämpfers in Pendelbauform

$$L_2 = \frac{g}{(2\pi f_{r2})^2} = \frac{g m_2}{k_2} \quad (8)$$

und aus ζ_2 ergibt sich der viskose Dämpferkoeffizient c_2 des Öldämpfers des Massendämpfers

$$c_2 = 2\zeta_2 m_2 (2\pi f_{r1}) \quad (9)$$

Die Gleichung (8) zeigt, dass die Pendellänge L_2 umso grösser wird, je tiefer f_{r2} ist, was der Fall ist, wenn f_{r1} sehr tief ist, also wenn das Bauwerk sehr hoch ist. **Sehr grosse Pendellängen bedingen aber einen hohen Einbauraum über mehrere Stockwerke, was aus Sicht des Bauherrn unerwünscht ist, da so weniger Quadratmeter Wohn- und Büroflächen vermietet werden kann.** Es sei hier erwähnt, dass der Quadratmeterpreis in den oberen Stockwerken von sog. „supertall skyscrapers“ um 50'000 \$/m² ist und im Penthouse noch höher.

Daher ergeben sich folgende zwei Anforderungen an Massendämpfer für sehr hohe Bauwerke:

- minimale Pendelmasse** aus Preis- und Gewichtsgründen und
- minimale Pendellänge** für minimale Raumanforderungen in vertikaler Richtung.

Im Folgenden werden drei Massendämpferkonzepte beschrieben, welche Vorteile bez. diesen beiden Anforderungen im Vergleich zum herkömmlichen Pendeldämpfer bieten.

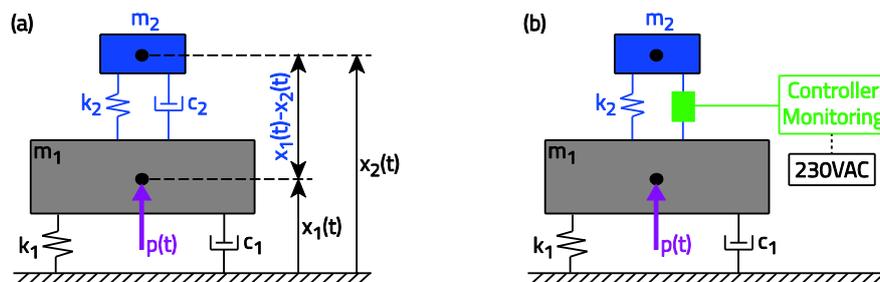


Abbildung 1. (a) Passiver Massendämpfer (Englisch: TMD) und (b) Echtzeit-geregelter Massendämpfer

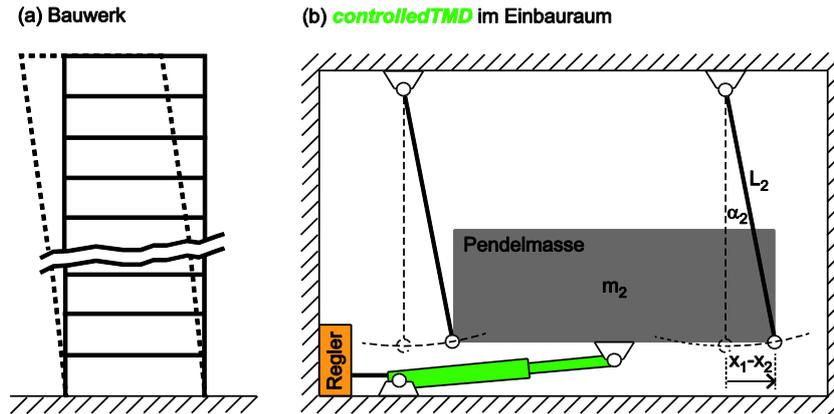


Abbildung 2. (a) Erster Biegemode des Bauwerks angeregt und (b) **controlledTMD** im Einbauraum in den oberen Stockwerken.

Echtzeit-geregelter Pendeldämpfer

Konzept

Der hier beschriebene Echtzeit-geregelte Pendeldämpfer (**controlledTMD**) besteht aus der Pendelmasse und einem regelbaren Dämpfer [4-6] (Abbildung 1(b), Abbildung 2). Der regelbare Dämpfer kann entweder als magnetorheologischer Fluid dämpfer oder Öldämpfer mit regelbarem Bypass realisiert werden. Beide produzieren eine rein dissipative aber regelbare Kraft, womit die Bewegung der Pendelmasse mehr oder weniger gebremst, nicht aber angeregt werden kann. Deshalb werden regelbare Dämpfer der Kategorie semi-aktiver Aktoren zugeordnet. Der regelbare Öldämpfer wird so angesteuert, dass die Frequenz und Dämpfung des **controlledTMD** in Echtzeit an die aktuelle Schwingfrequenz des Bauwerks nach dem Tilgerprinzip angepasst werden, was im Folgenden näher beschrieben ist.

Frequenz- und Dämpfungsabstimmung in Echtzeit

Das Regelkonzept des **controlledTMD** basiert auf dem Prinzip des ungedämpften Schwingungstilgers (Englisch: vibration absorber, [6]), jedoch nicht für eine konstante sondern eine zeitveränderliche Anregungsfrequenz $f_p(t)$. Also wird die Frequenz $f_{2\text{-controlled}}(t)$ des **controlledTMD** zu jedem Zeitpunkt t auf die aktuelle Schwingfrequenz $f_p(t)$ des Gebäudes geregelt

$$f_{2\text{-controlled}}(t) = f_p(t) \quad (10)$$

Da das Pendel des **controlledTMD** ohne Regelung die folgende natürliche Frequenz hat

$$f_{2\text{-passive}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{L_2}} = f_{r1} \quad (11)$$

muss der regelbare Öldämpfer für die Frequenzabstimmung (10) nur die folgende Differenzsteifigkeit emulieren

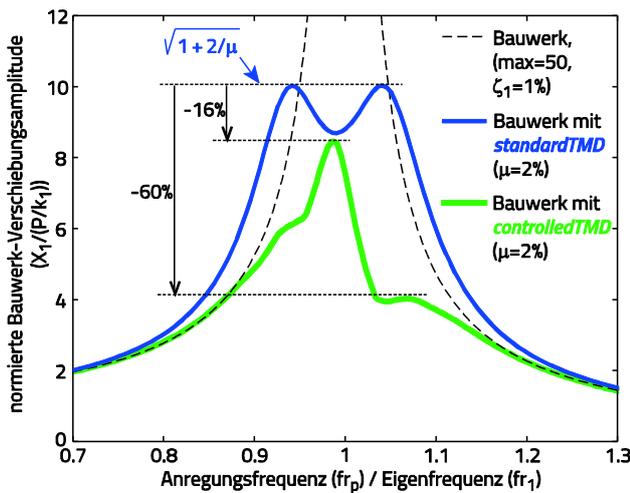
$$k_{2\text{-controlled}}(t) = m_2 \left\{ (2\pi f_{2\text{-controlled}}(t))^2 - (2\pi f_{2\text{-passive}})^2 \right\} \quad (12)$$

Die Dämpfung $\zeta_{2\text{-controlled}}(t)$ des **controlledTMD** wird unter Berücksichtigung des momentanen Pendelausschlags $X_{d\text{-actual}}$ und des maximal tolerierbaren Pendelausschlags $X_{d\text{-max}}$ über eine adaptive Dämpfungsregelung minimiert und an $f_p(t)$ angepasst

$$\zeta_{2\text{-controlled}}(t) = \text{function}(f_p(t), X_{d\text{-actual}}(t), X_{d\text{-max}}) \quad (13)$$

Damit der **controlledTMD** bei maximaler Windanregungskraft P mit dem gleichen Pendelausschlag wie der passive Massendämpfer (**standardTMD**) schwingt, ist das Maximum von $\zeta_{2\text{-controlled}}$ bei maximalem Pendelausschlag $X_{d\text{-actual}}(t) = X_{d\text{-max}}$ gleich ζ_2 gemäss (4) resp. (6) gesetzt. Wegen der semi-aktiven Limitierung regelbarer Öldämpfer kann die Superposition der geregelten Steifigkeit (12) und der geregelten

(a) maximale Windanregungskraft (Worst-Case)



(b) reduzierte Windanregungskraft (<50% Worst-Case)

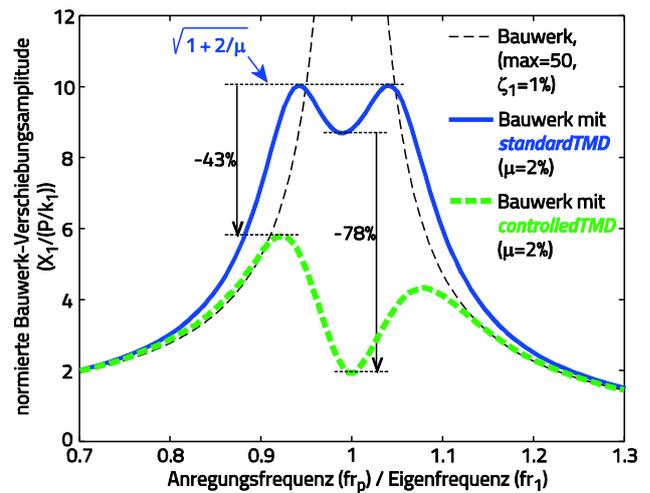
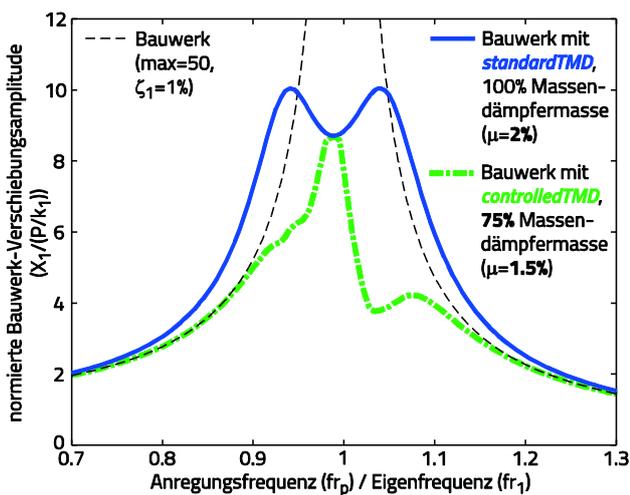


Abbildung 3. Schwingreduktion des Bauwerks mit *controlledTMD* mit 100% m_2 für (a) maximale und (b) mittlere bis kleine Windanregungskräfte.

(a) Bauwerkverschiebung (maximale Windanregungskraft)



(b) Pendelausschlag (maximale Windanregungskraft)

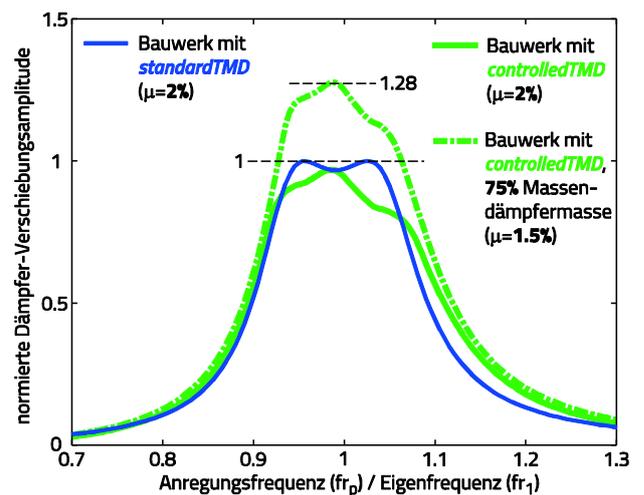


Abbildung 4. (a) Schwingreduktion des Bauwerks mit *controlledTMD* mit 75% m_2 und (b) Pendelamplitude des *controlledTMD* mit 100% m_2 und 75% m_2 (maximale Windanregungskraft).

Dämpfung (13) nicht in jedem Betriebspunkt des *controlledTMD* realisiert werden. Falls dies auftritt, wird die Frequenzabstimmung (10) gegenüber der Dämpfungsabstimmung (13) priorisiert. Die in diesem Fall resultierende suboptimale Dämpfung ist dann grösser als ihr Sollwert (13).

Schwingreduktion mit nomineller Pendelmasse

Die Schwingreduktion des *controlledTMD* mit **nomineller Pendelmasse** (100% m_2) ist für ein typisches Gebäude ($f_{r1}=0.20$ Hz, $m_1=20'000$ Tonnen, $\zeta_1=1\%$) mittels dynamischer Simulation berechnet und verglichen mit der Schwingreduktion des *standardTMD*. Abbildung 3 zeigt die mit der statischen Auslenkung $X_{1-static}=P/k_1$ normierte Verschiebungsamplitude des Bauwerks, welche somit unabhängig von der Windanregungskraftamplitude P ist. Wie Abbildung 3 zeigt, führt der *controlledTMD* zu einer zwischen **15% bis 78% verbesserten Schwingreduktion** des Bauwerks im Vergleich zum *standardTMD*. Die Verbesserung von 78% basiert auf der eher konservativen Annahme, dass die Dämpfung durch die adaptive Dämpfungsregelung (13) höchstens auf 30% ihres Maximalwertes reduziert werden kann; eine weitere Reduktion

des Minimalwertes von $\zeta_{2\text{-controlled}}$ würde zu einer noch besseren Reduktion der Bauwerksschwingung führen. Da die Verbesserung also umso grösser ist, je mehr $\zeta_{2\text{-controlled}}$ minimiert werden kann, ohne dass $\max(X_{d\text{-actua}}(t)) \leq X_{d\text{-max}}$ verletzt wird, führt der **controlledTMD** vor allem bei mittleren bis kleineren und daher sehr häufig auftretenden Windlasten zu einer wesentlich besseren Schwingreduktion als der **standardTMD** (Abbildung 3(b)).

Schwingreduktion mit reduzierter Pendelmasse

Attraktiv für hohe Bauwerke ist die Tatsache, dass die gleiche Schwingreduktion des **controlledTMD** mit reduzierter Pendelmasse erreicht werden kann, wobei dies bedingt, dass der Maximalwert der geregelten Dämpfung (13) im Algorithmus auch reduziert wird, um die Effizienzeinbusse durch die verkleinerte Masse m_2 zu kompensieren. Ein Beispiel ist in Abbildung 4(a) gezeigt, wo m_2 auf 75% der nominellen Dämpfermasse verringert ist. Die resultierende Schwingreduktion des Bauwerks ist ebenfalls wesentlich besser als mit **standardTMD**. Die Pendelamplitude ist wegen der reduzierten Dämpfung grösser (Abbildung 4(b)), was aber den erforderlichen Einbauraum in x- und y-Richtung wegen der reduzierten Masse m_2 nicht vergrössert, was das folgende Zahlenbeispiel zeigt. Die vom Planer ausgelegte Pendelmasse des Donau City Towers in Wien, wo der **controlledTMD** seit 2014 installiert ist, beträgt 300 Tonnen und die vom Planer spezifizierte maximale Schwingamplitude der Pendelmasse mit passivem Massendämpfer ist 0.6 m. Bei Verwendung von Stahl und einer Höhe von 3 m ergibt sich 3.56 m für Länge und Breite der Pendelmasse. Der totale Raumbedarf (ohne Shock Impact Dämpfer) ergibt sich aus der Länge resp. Breite plus zweimal die Amplitude der Pendelmasse. Für den passiven Massendämpfer mit 100% Masse ergäbe sich somit ein Raumbedarf (ohne Shock Impact Dämpfer) von 4.76 m mal 4.76 m, während der **Raubedarf** des **controlledTMD** mit 75% Masse und maximal 0.768 m Pendelamplitude mit 4.62 m mal 4.62 m **leicht kleiner** ist.

Pendeldämpfer mit invertiertem Pendel

Konzept

Der **compactTMD** besteht aus dem Pendel mit Masse $m_{2\text{-compact}}$ und Länge $L_{2\text{-compact}}$ und einem **invertierten Pendel** mit Masse m_3 , welche sich auf dem Boden über Pendelstützen mit Länge L_3 abstützt und über die Stange mit Länge L_{23} mit der Masse $m_{2\text{-compact}}$ verbunden ist (Abbildung 5). Alle Pendelstützen besitzen sphärische Gelenke, damit der **compactTMD** für die Bedämpfung von horizontalen Schwingungen in beiden Hauptrichtungen funktioniert, wobei dann die Konstruktion der Pendelstützen komplexer ausfällt als in Abbildung 5 dargestellt. Wegen der Stange L_{23} schwingen die Pendelmasse $m_{2\text{-compact}}$ und die invertierte Pendelmasse m_3 , welche sich in Ruheposition in einem labilem Gleichgewicht befindet (Abbildung 6(a)), immer in die gleiche Richtung und wegen der fast horizontalen Lage von L_{23} näherungsweise mit der gleichen Relativverschiebung ($x_1 - x_2$) (Abbildung 6(b)).

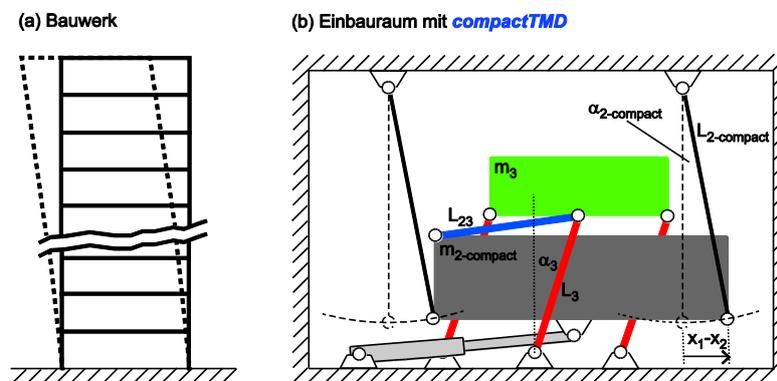


Abbildung 5. (a) Erster Biegemode des Bauwerks angeregt und (b) **compactTMD** im Einbauraum in den oberen Stockwerken.

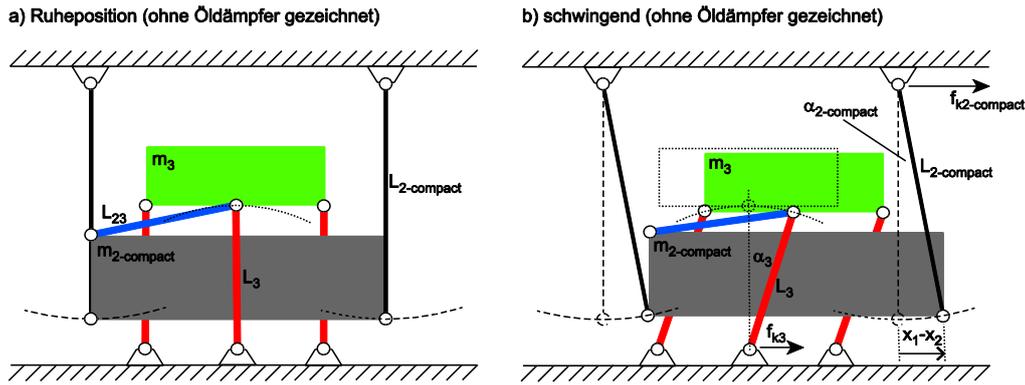


Abbildung 6. **compactTMD** im Einbauraum in den oberen Stockwerken (a) in Ruheposition und (b) schwingend.

Korrekte Frequenzabstimmung mit reduzierter Pendellänge

Schwingen nun die beiden Pendelmassen zusammen nach rechts, so wie in Abbildung 6(b) dargestellt, dann wirken auf das Bauwerk die zwei eingezeichneten Steifigkeitskräfte $f_{k2-compact}$ und f_{k3} , wobei $f_{k2-compact}$ eine positive Steifigkeitskraft ist, die das Gebäude zentriert, und f_{k3} eine **negative Steifigkeitskraft** ist, die das Gebäude „nach aussen“ zieht, also anregt. Dieses Wirkprinzip wird beim **compactTMD** nun so ausgenutzt, als man die Pendellänge $L_{2-compact}$ wesentlich kleiner wählt als L_2 gemäss (8), um so die erforderliche Pendellänge und damit die erforderliche Einbauhöhe signifikant zu reduzieren. Die resultierende natürliche Frequenz des Pendels mit $L_{2-compact}$ ist dann natürlich wesentlich zu hoch im Vergleich zum abgestimmten Fall (3) resp. (5). Das invertierte Pendel jedoch verlangsamt diese zu hohe Frequenz mit seiner negativen Steifigkeit, so dass bei korrekter Auslegung aller Grössen $L_{2-compact}$, $m_{2-compact}$, L_3 und m_3 wiederum die korrekte Frequenzabstimmung nach (3) resp. (5) des gesamten Doppelpendels resultiert.

Die Tabelle 1 zeigt ein mögliches Design des **compactTMD**, welcher auf die Parameter des in Planung begriffenen Suzhou Towers in China ausgelegt ist (Angaben gemäss Planer: $m_1=80'000$ Tonnen, $f_1=0.113$ Hz, $m_2=550$ Tonnen, Tabelle 1). Die resultierende Gesamthöhe ist mit ca. 7 m um **70% kleiner als die Gesamthöhe des konventionellen Pendeldämpfers** mit ca. 20 m, wo $\Delta z_{\text{floor-2}}=0.4$ m angenommen wurde. Dabei ist die gesamte Pendelmass nicht grösser als diejenige des **standardTMD** und die Massen $m_{2-compact}$ und m_3 kommen auch bei maximalem Pendelausschlag bei Weitem nicht in Kontakt.

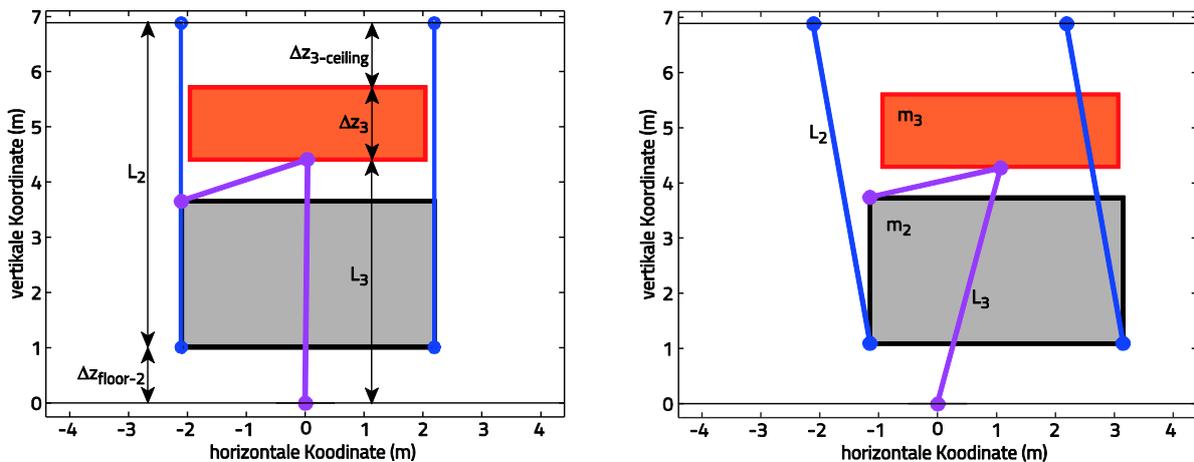


Abbildung 7. Geometrie eines möglichen Designs des **compactTMD** (ohne Öldämpfer gezeichnet).

Tabelle 1. Parameter eines möglichen Designs des *compactTMD* und des herkömmlichen Pendeldämpfers.

	$m_{2\text{-compact}}$ (Tonnen)	m_3 (Tonnen)	μ (%)	$L_{2\text{-compact}}$ (m)	L_3 (m)	$X_{d\text{-max}}$ (m)	$\alpha_{2\text{-compact}}$ (°)
<i>compactTMD</i>	385	165	0.688	5.88	4.44	0.89	8.7
	m_2 (Tonnen)	N/A	μ (%)	L_2 (m)	N/A	$X_{d\text{-max}}$ (m)	α_2 (°)
<i>standardTMD</i>	550	N/A	0.688	19.60	N/A	0.85	2.5

Gleiche Schwingreduktion wie konventioneller Pendeldämpfer

Die Schwingreduktion des Bauwerks mit *compactTMD* wird mit einem linearisierten Modell und einem nichtlinearen Modell des *compactTMD* zeitbasiert berechnet und mit der Schwingreduktion des konventionellen Pendeldämpfers verglichen (Abbildung 8(a)). Das linearisierte Modell des *compactTMD* ergibt die Schwingreduktion des Bauwerks wie mit *standardTMD*, da die Pendelmassen beider Dämpfertypen gleich gewählt sind (Tabelle 1). Das nichtlineare Modell jedoch zeigt einen höheren rechten Beschleunigungsbuckel als der linke, also „Verstimmung“ des *compactTMD*, womit die Beschleunigungen des Bauwerks nicht minimiert sind. Diese Verstimmung beruht einerseits darauf, dass die in Tabelle 1 gezeigte Auslegung der Größen $L_{2\text{-compact}}$, $m_{2\text{-compact}}$, L_3 und m_3 die Nichtlinearität aus dem Winkel $\alpha_{2\text{-compact}}$ bei grossen Dämpfer-Verschiebungsamplituden nicht berücksichtigt. Andererseits bewegt sich die Masse m_3 mehr zu der der Pendelstange L_{23} abgewandten Seite, da sich die Pendelstange L_{23} bei der Bewegung des Doppelpendels auch absenkt. Im Fall der in Abbildung 6 gezeigten Bauweise wird sich m_3 leicht mehr nach rechts als nach links bewegen. Die Simulationsresultate zeigen, dass damit auch die Masse $m_{2\text{-compact}}$ mehr nach rechts als nach links schwingt, da die Steifigkeitskraft des invertierten Pendels die Masse $m_{2\text{-compact}}$ mehr nach rechts als nach links zieht. Die Verstimmung kann durch eine Feinanpassung der Parameter $L_{2\text{-compact}}$, $m_{2\text{-compact}}$, L_3 und m_3 im nichtlinearen Modell behoben werden, wobei die Feinanpassung wegen der Nichtlinearität von der Dämpfer-Verschiebungsamplitude abhängt, bei der der *compactTMD* schliesslich korrekt abgestimmt sein soll. Der Effekt, dass sich m_3 und somit auch $m_{2\text{-compact}}$ im Bereich von einigen Prozenten etwas mehr zu einer Seite bewegen, wird auch an der leicht vergrösserten Dämpfer-Verschiebungsamplitude im Vergleich zum linearen Modell ersichtlich (Abbildung 8(b)).

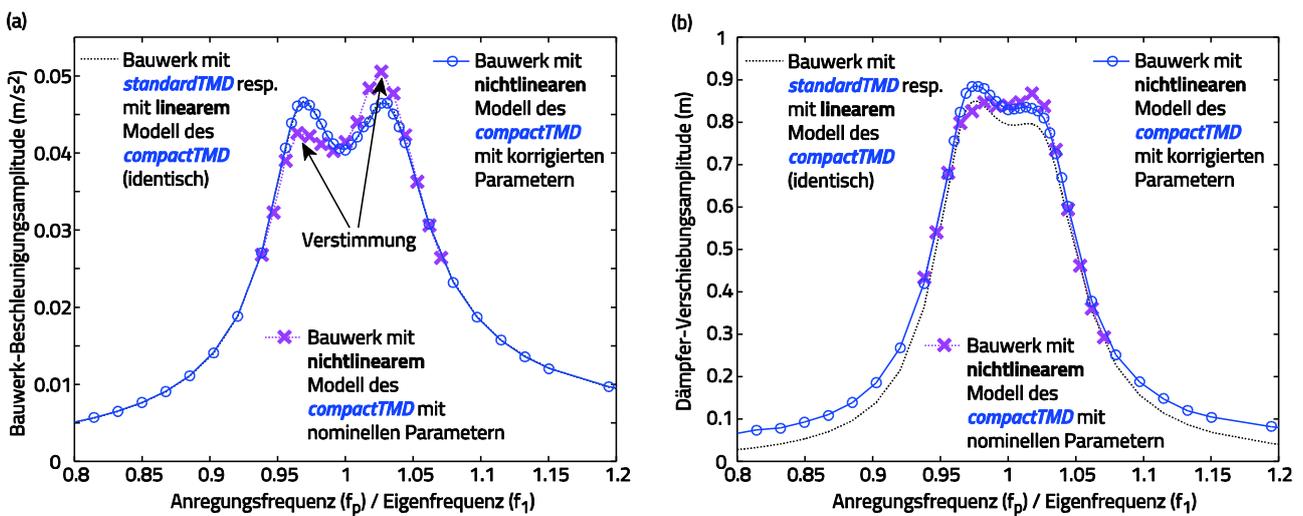


Abbildung 8. (a) Schwingreduktion des Bauwerks mit *compactTMD* und (b) dazugehörige Pendelamplitude.

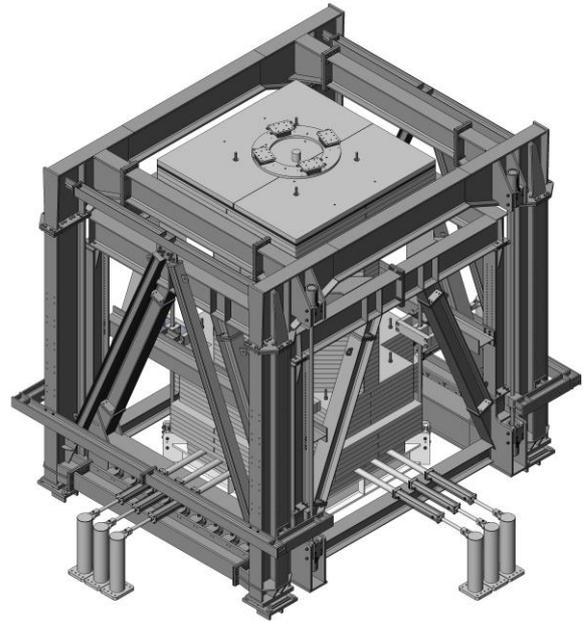


Abbildung 9. *foldedTMD* im Werk in München und isometrische Ansicht.



Abbildung 10. *foldedTMD* eingebaut im SOCAR Tower in Baku, Aserbaidshan.

Verschachtelter Pendeldämpfer

Konzept

Beim *foldedTMD* werden im Wesentlichen zwei Pendelrahmen ineinander verschachtelt (Abbildung 9). Innerhalb des äusseren Pendelrahmens hängt der innere Pendelrahmen, an dem die Pendelmasse hängt. Die totale Pendelhöhe ergibt sich somit aus den einzelnen Pendellängen. Mit diesem Konzept lässt sich die Höhe des äusseren Pendelrahmens theoretisch auf die Hälfte der Pendellänge des konventionellen Pendeldämpfers reduzieren. Wegen der endlichen Dicke der Rahmenkonstruktion, der Seilaufhängungen im

äusseren und inneren Rahmen, der Bleikernlager und der passiven Öldämpfer kann die erforderliche Einbauhöhe um etwa 35% bis 40% im Vergleich zum konventionellen Pendeldämpfer reduziert werden. Beim Pendeldämpfer des SOCAR Towers in Baku, Aserbaidschan, konnte dank dem Konzept des **foldedTMD** die Gesamthöhe des Pendeldämpfers von ca. 11 m auf ca. 7 m verringert werden (Abbildung 10). Die Masse dieses **foldedTMD** beträgt 450 Tonnen ($\mu = 4.5\%$), welche auf die Eigenfrequenzen von 0.22 Hz und 0.32 Hz der ersten Biegeschwingungen in beiden Hauptrichtungen über in beiden Hauptrichtungen justierbare Seillängen abgestimmt ist.

Schwingreduktion

Da der **foldedTMD** mit der gleichen Dämpfermasse wie der konventionelle Pendeldämpfer ausgelegt wird, ist die resultierende Schwingreduktion des Bauwerks dieselbe wie mit konventionellem Pendeldämpfer.

Zusammenfassung

Dieser Aufsatz beschreibt drei Massendämpferkonzepte, welche gegenüber herkömmlichen Massendämpfern bezüglich der erforderlichen Dämpfermasse und Pendellänge signifikante Vorteile vor allem bei sehr hohen Bauwerken bieten, wo Dämpfermasse und Pendellänge sehr gross werden und somit viel Einbauraum benötigen, der nicht vermietet werden kann. Beim **controlledTMD** werden Frequenz und Dämpfung nach dem Tilgerprinzip in Echtzeit auf die aktuelle Schwingfrequenz des Gebäudes geregelt. Dank der optimalen Abstimmung auf die aktuelle Schwingfrequenz kann die gleiche Schwingreduktion im Bauwerk mit nur 70% bis 80% der nominellen Pendelmasse erreicht werden. Der daraus resultierende vergrösserte Pendelausschlag wird durch die kleineren Dimensionen der reduzierten Masse mehr als kompensiert, weshalb der Raumbedarf des **controlledTMD** mit reduzierter Dämpfermasse sogar leicht kleiner ist als derjenige des passiven Massendämpfers mit nomineller Dämpfermasse. Der passive **compactTMD** reduziert die für korrekte Frequenzabstimmung erforderliche Pendellänge durch ein zusätzliches invertiertes Pendel. Die korrekte Frequenzabstimmung des **compactTMD** bedarf eines nichtlinearen Modells, weshalb die korrekte Frequenzabstimmung dann an eine Dämpfer-Verschiebungsamplitude gebunden ist. Mit dem Konzept des **compactTMD** kann die gesamte Einbauhöhe des herkömmlichen Pendeldämpfers um bis zu 70% reduziert werden bei gleicher Schwingreduktion wie mit herkömmlichem Pendeldämpfer. Der **foldedTMD** ist ein verschachteltes Doppelpendel, der bei gleicher Pendelmasse ebenfalls gleich effizient ist wie der herkömmlichem Pendeldämpfer, jedoch die erforderliche Einbauhöhe um 35%-40% reduziert.

Dank

Die Autoren dieses Aufsatzes bedanken sich bei der MAURER AG für die finanzielle Unterstützung der Entwicklungsarbeiten im Bereich der Massendämpfer.

Literatur

- [1] Bachmann H et al. 1995 *Vibration Problems in Structures: Practical Guidelines*, Birkhäuser Verlag Basel, ISBN 3-7643-5148-9.
- [2] Soong T T and Dargush G F 1997 *Passive Energy Dissipation Systems in Structural Engineering*, John Wiley & Sons Ltd, ISBN 0-471-96821-8.
- [3] Den Hartog J P 1934 *Mechanical Vibrations*, York, PA: McGraw-Hill Book Company, The Maple Press Company.
- [4] Weber F und Distl H 2013 Real-time controlled tuned mass dampers for Wolgograd Bridge *Beton- und Stahlbetonbau* **108**(Heft 6) 362-72.
- [5] Weber F 2014 Semi-active vibration absorber based on real-time controlled MR damper *Mechanical Systems and Signal Processing* **46**(2) 272-88.
- [6] Weber F 2014 Optimal semi-active vibration absorber for harmonic excitation based on controlled semi-active damper *Smart Mater. Struct.* **23** 095033.
- [7] Frahm H 1911 *Devices for damping vibrations of bodies*, US Patent no. 989, 958.