

Reduktion von Stativbewegungen verursacht durch Bodenbewegungen

Helmut Woschitz, Robert Presl, Fritz K. Brunner, Graz

Dieser Beitrag wurde als „reviewed paper“ angenommen.

Kurzfassung

Zur Dämpfung von Stativbewegungen, die durch Bodenbewegungen verursacht werden, wurde ein schwingungsgedämpftes Aufstellungssystem entwickelt. Grundelemente davon sind passive Masse-Feder Dämpfungselemente. Es werden die theoretischen Grundlagen diskutiert. Mit einem Versuchsaufbau konnten gegenüber einem ungedämpften Standard-Holzstativ bei verschiedenen Anregungen große Verbesserungen erzielt werden. Die niederfrequenten Schwingungen des Bodens können mit dem Aufstellungssystem jedoch nicht reduziert werden. Dagegen werden Bodenschwingungen höher als 5 Hz signifikant reduziert.

Schlüsselwörter:

Stativ, schwingungsgedämpftes Aufstellungssystem, Masse-Feder Dämpfung

Abstract

Ground vibrations affect the stability of geodetic instruments mounted on tripods. In order to reduce the vibration induced movements of the instrument a vibration damped system for the instrument setup was developed. This system is based on mass-spring damping elements and their theoretical background is briefly reviewed. Using a test setup, the instrument's movements could be significantly reduced compared to those of a standard tripod without the vibration damping system. Several experiments were carried out employing different excitation devices. Although low frequency vibrations cannot be reduced with the test setup, frequencies higher than 5 Hz are reduced significantly.

Keywords:

tripod, vibration damping device, mass-spring damping

1. Einführung

1.1 Stative und Schwingungen

Bei Messungen im Feld mit geodätischer Standardausrüstung wie Tachymeter oder Nivelier werden im allgemeinen Stative als Träger des Messgerätes verwendet. Am Markt ist eine Vielzahl von Stativen mit unterschiedlichen Bauformen und Größen erhältlich, die auch aus unterschiedlichen Materialien gefertigt sind. Neben den wohl meistverbreiteten Stativen mit ausziehbaren Holzbeinen werden vor allem bei Industriemessungen auch verstreute Stative aus Metall verwendet. Bei oft wiederkehrenden Messungen werden statt der Stative, insbesondere wegen der höheren Stabilität und der besseren Reproduzierbarkeit im Raum, Beobachtungspfeiler oder an Bauwerken angebrachte Konsolen verwendet.

All diesen Aufstellhilfen gemein ist, dass sie das Verbindungsglied zwischen Boden oder Bauwerk und Messgerät sind. Die Aufstellhilfen wurden optimiert, um dem Messgerät während des Messprozesses eine im Raum stabile Basis zu sein. Aufgrund ihrer unterschiedlichen Größen, Konstruktionsmerkmale und Baumaterialien ha-

ben sie entsprechende thermische und dynamische Eigenschaften. Holz zum Beispiel weist wegen seiner Faserstruktur eine höhere Eigendämpfung auf als Leichtmetall [1] und wird daher häufig für Stative verwendet. Trotzdem werden sich, wenn zum Beispiel der Boden schwingt, diese Schwingungen je nach den Frequenzen der Erregerschwingung entweder verstärkt oder abgeschwächt über das Stativ auf das Messgerät übertragen. Liegt die Erregerschwingung nahe der Eigenfrequenz des Stativs, wird es zu starken Schwingungen am Messgerät kommen, die die Messungen durchaus verfälschen können, vor allem wenn der in modernen Geräten übliche Kompensator angeregt wird.

In [1] wurden die Eigenfrequenzen einiger Stative untersucht. Beispielsweise ergaben sich für ein Leica GST20 Holzstativ, das durch einen Diracstoss angeregt worden war, Schwingungsfrequenzen zwischen 27 Hz (Stativhöhe 1.72 m) und 45 Hz (Stativhöhe 1.24 m). Durch freischwingende Teile (z.B. Oberteil des Stativbeins oberhalb der Klemme bei niedrigen Aufstellungen) können zusätzlich aber auch höhere Frequenzen (z.B. 77 Hz) hervorgerufen werden.

1.2 Motivation

Zur Bestimmung der Schienenbewegungen während der Überfahrt von Zügen haben wir ein optisches Deformationsmesssystem (ODMS) entwickelt [2]. Das ODMS besteht aus zwei räumlich getrennten Komponenten: (a) Der Lasereinheit, die in größerer Distanz abseits des Bahndamms aufgestellt wird und einen Referenzlaserstrahl emittiert sowie (b) einem optischen Positionsdetektor, der an der Schiene befestigt wird. Die Lasereinheit besteht aus kommerziellen geodätischen Komponenten (Stativ, Theodolit, Diodenlaser), die optische Detektoreinheit wurde von uns neu entwickelt.

Die durch die Züge verursachten Bodenschwingungen regten jedoch das Stativ an und verursachten ein Schwingen des konzeptionell im Raum stabilen Referenz-Laserstrahls. Die Grundfrequenz der Bodenschwingung (grober Schotter) betrug ca. 10 Hz und erregte das Holzstativ (Leica GST 20 Typ 2), das je nach Höhe mit etwa 28 – 32 Hz zu schwingen begann. Eine schnell improvisierte Maßnahme war es, in der Mitte jedes Stativbeins einen schweren Sandsack (17 kg) anzulegen. Dadurch konnte die Schwingung des Stativs und des Laserstrahls auf etwa 42 Hz erhöht werden. Damit lag die Frequenz des schwingenden Laserstrahls in einem deutlich anderen Frequenzband als jene der gesuchten Schienenbewegungen, die bei Geschwindigkeiten der Züge zwischen 5 km/h und 130 km/h im Bereich von 0.3 Hz bis 13 Hz lag. Somit konnten die verbleibenden Einflüsse der Bodenvibrationen von den gesuchten Schienendeformationen mittels Signalverarbeitung getrennt werden.

Liegen Nutz- und Störsignal jedoch nicht in unterschiedlichen Frequenzbändern, kann der Einfluss der Bodenschwingungen nicht auf diesem Wege eliminiert werden. Wir haben daher diese Problematik als Anlass genommen, die Übertragung einer Bodenschwingung über das Stativ auf das Messgerät auf mechanischem Wege zu dämpfen.

Die zunehmende Verwendung von automatischen Tachymetern hat auch Stativuntersuchungen angeregt, um vor allem die Fehlereinflüsse durch die plötzlichen Motorbeschleunigungen auf die Richtungsmessungen zu untersuchen, z.B. [1]. In der vorliegenden Arbeit ist die Abschirmung von Schwingungen des Bodens auf die Stativbeine das zentrale Thema. Es ist allerdings zu beachten, dass ein schwingungsisolierend gelagertes Stativ besonders anfällig auf die motorbedingten Richtungsfehler sein könnte.

Dieser Aspekt wurde in der vorliegenden Arbeit nicht untersucht, sollte aber bei der weiteren Entwicklung eines schwingungsisolierenden Aufstellungssystems unbedingt beachtet werden. In dieser Arbeit wird nur die Isolation von Bodenbewegungen für ein passives Stativ (ohne Handtierung am Instrument) untersucht.

2. Bodenschwingungen

In vereinfachter Form wollen wir uns den Boden (Betondecke, Erdoberfläche) als einen Halbraum mit bestimmten homogenen Bodeneigenschaften, und die Abgrenzung zum Luftraum als eine ebene horizontale Fläche vorstellen. In der Dynamik werden die Effekte einer sich rasch ändernden Last untersucht, die in einfachen Modellen durch Stöße (transiente Signale) und zyklische Schwingungen (periodische Signale) beschrieben werden. Als Resultat dieser Anregungen (Vibrationen) werden sich elastische Wellen im Untergrund als Kompressionswellen, Scherwellen oder deren Kombination ausbreiten. Nahe von freien Oberflächen verbreitet sich ungefähr 2/3 der Energie als Oberflächenwelle (Rayleigh-Wellen). Abbildung 1 zeigt schematisch Rayleigh-Wellen, wobei sowohl vertikale als auch horizontale Schwingungen auftreten. Dabei sind die vertikalen Bewegungen etwa 1.5 mal so groß wie die horizontalen ([3], Kap. 4.2).

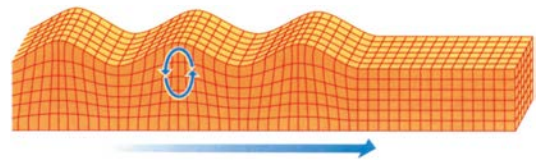


Abb. 1: Schema einer Rayleigh-Welle [4].

Für unsere Betrachtungen ist wichtig, dass der Schienenverkehr im umliegenden Bodenbereich vor allem Rayleigh-Wellen erzeugt. Deren Geschwindigkeit liegt zwischen 50 und 250 m/s mit Wellenlängen zwischen 5 und 50 m ([5], S.464).

Die Anregung durch Oberflächenwellen wird das Stativ in Abhängigkeit von dessen Eigenfrequenz und der Erregerfrequenz zum Schwingen bringen. Die Stativschwingungen werden sich sowohl aus den zeitlichen Amplitudenänderungen in der Höhe als auch aus den zeitlichen Distanzänderungen der Stativaufsatzpunkte ergeben, wodurch auch ein Kippen des Stativtellers hervorgerufen wird.

In einem speziellen Experiment wurden die Stativschwingungen, erzeugt durch Lokfahrten mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten, untersucht. Die dominante Schwingform wird durch Kippungen des Stativtellers erzeugt. Für die spezielle Situation (Gleisoberbau, Bodenbeschaffenheit) wurden Frequenzen um 42 Hz festgestellt und zwar unabhängig von der Lokgeschwindigkeit (5, 80, 140 km/h). Ein Resultat der Frequenzanalyse der vertikalen und horizontalen Schwingungen des am Stativ montierten Messgerätes wird in Abbildung 2 gezeigt. Wir interpretieren daher die 42 Hz als Eigenfrequenz des Stativs (Leica Hochstativ GST 20 Typ 2 mit 1.7 m Höhe, in der Mitte mit Sandsäcken beschwert, mit je einer zusätzlichen Klemmung pro Stativbein).

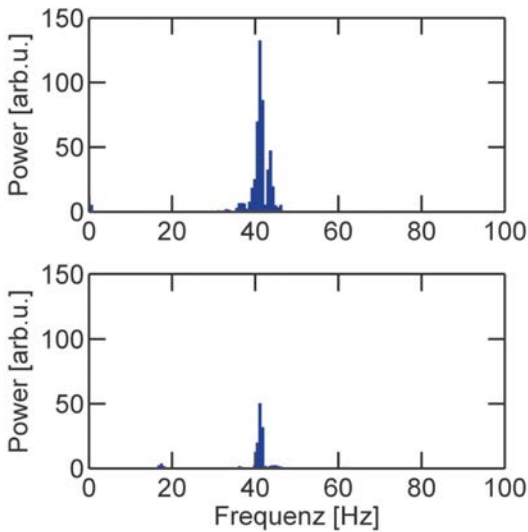


Abb. 2: Spektren der vertikalen (oben) und horizontalen (unten) Schwingungen des Stativtellers, erzeugt durch eine Lokfahrt mit 80 km/h.

3. Theorie

3.1 Modellbildung

Es wäre nun nahe liegend gewesen, ein mechanisches Modell eines Stativs mit drei Beinen zu entwickeln, die durch die Bodenschwingungen zu unterschiedlichen Zeiten zu individuellen Schwingungen angeregt werden. Die Resultierende dieser Schwingungen wird dann eine dreidimensionale Bewegung des Stativtellers ergeben. In einem ersten Schritt haben wir dieses relativ komplizierte mechanische System eines Stativs als ein eindimensionales Masse-Feder-Dämpfung System modell-

liert, wofür die Lösungen seit langem bekannt sind.

Das vorher aufgezeigte Problem besteht allerdings in der Isolation der Erregerschwingungen (Bodenschwingungen) vor dem Erreichen der Stativbeine. Für die Gestaltung einer entsprechenden Isolationseinheit wollen wir diese ebenfalls als ein eindimensionales Masse-Feder-Dämpfung System modellieren [6].

Masse-Feder-Dämpfung (M-F-D) System

In Abbildung 3 ist das Modell der Übertragung von Bodenbewegungen $x(t)$ dargestellt. Das System wird durch die Masse m , die Federkonstante k und die Dämpfung c definiert. Am Ausgang des Systems ergibt sich $y(t)$, die Bewegungen der Masse. Das Stativ, das sich oberhalb des M-F-D Systems befindet, wird nur mehr durch die dort auftretenden Bewegungen $y(t)$ angeregt. Für die Isolationsfähigkeit des M-F-D Systems ist daher die Übertragung der Amplituden von $x(t)$ auf $y(t)$ besonders wichtig.

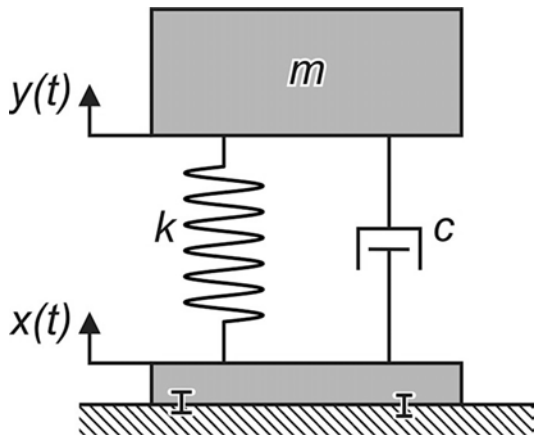


Abb. 3: Übertragungsmodell von Bodenschwingungen $x(t)$ mit M-F-D System.

Da sich die Kräfte im angeregten M-F-D System (siehe Abbildung 3) aufheben müssen, ergibt sich [7]

$$m\ddot{y}(t) + c[\dot{y}(t) - \dot{x}(t)] + k[y(t) - x(t)] = 0 \quad (1)$$

wobei die Trägheitskraft, die Dämpfungskraft und die Federkraft betrachtet werden. Die Analyse der homogenen Differentialgleichung (DG) von Glg. (1), was einem anregungsfreien System entspricht, führt auf zwei Definitionen: die natürliche Frequenz (Eigenfrequenz) ω_n

$$\omega_n := \sqrt{k/m} \quad (2)$$

und die dimensionslose Dämpfungszahl ζ

$$\zeta := \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (3)$$

Eingesetzt in Glg. (1) finden wir

$$\ddot{y}(t) + 2\omega_n\zeta\dot{y}(t) + \omega_n^2 y = 2\omega_n\zeta\dot{x}(t) + \omega_n^2 x(t) \quad (4)$$

Die Lösung der DG (4) für das angeregte M-F-D System wird in jedem Lehrbuch der Mechanik behandelt, z.B. [8]. Wir wollen hier den Lösungsweg mit der Anwendung der Fourier Transformation, $F\{\}$, skizzieren. Details dazu sind in [7] angegeben. Relativ einfach wird die Ableitung, wenn wir für die Anregung $x(t)$ des Fundamentes den Einheitsimpuls annehmen, $x(t) = \delta(t)$. Die Anwendung der Fourier Transformation ergibt folgende Beziehungen:

$$F\{y(t)\} = Y(\omega) \quad (5a)$$

$$F\{\dot{y}(t)\} = j\omega Y(\omega) \quad (5b)$$

$$F\{\ddot{y}(t)\} = -\omega^2 Y(\omega) \quad (5c)$$

$$F\{\delta(t)\} = 1 \quad (5d)$$

$$F\{\dot{\delta}(t)\} = j\omega \quad (5e)$$

Damit erhalten wir die Fourier Transformation der DG (4) für $x(t) = \delta(t)$ als Eingangssignal in der Form

$$(-\omega^2 + j2\omega_n\omega\zeta + \omega_n^2)Y(\omega) = j2\omega_n\omega\zeta + \omega_n^2 \quad (6)$$

Da uns das Verhältnis der Frequenz ω zur natürlichen Frequenz ω_n des Systems (oder f zu f_n) interessiert, führen wir

$$\eta := \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{f}{f_n}$$

ein und erhalten

$$Y(\eta) = \frac{1+j2\zeta\eta}{(1-\eta^2)+j2\zeta\eta} \quad (7)$$

Die Übertragungsfunktion eines M-F-D Systems ist das Verhältnis der Eingangs- und Ausgangssignale im Frequenzbereich, also gleich $Y(\eta)$ für die Impulsfunktion als Eingangssignal. Die Vergrößerungsfunktion $V(\eta)$ der Amplituden ergibt sich somit als

$$V(\eta) = |Y(\eta)| = \left(\frac{1+(2\zeta\eta)^2}{(1-\eta^2)^2+(2\zeta\eta)^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

Der Phasenfaktor der Übertragungsfunktion ist für die Entkoppelung der Bodenschwingungen von einem Stativ nur von geringer Bedeutung und wird daher hier nicht betrachtet.

Für einen Einmassenschwinger ist die Verstärkerfunktion $V(\eta)$ in Abbildung 4 als Funktion vom Verhältnis η der Erregerfrequenz zur natürlichen Frequenz ω_n des schwingfähigen Systems für drei Dämpfungszahlen dargestellt.

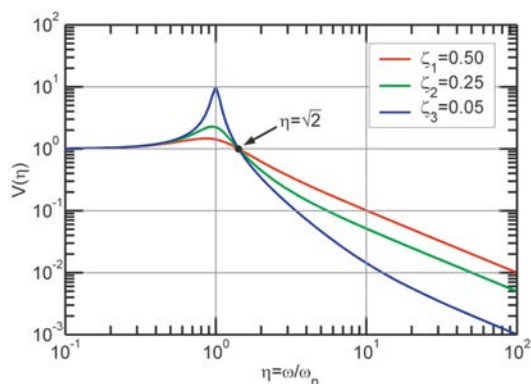


Abb. 4: Vergrößerungsfaktor $V(\eta)$ der Amplituden in Abhängigkeit vom Verhältnis der Frequenzen $\eta = \omega/\omega_n$ für drei verschiedene Dämpfungszahlen ζ

3.2 Diskussion

Wir haben für die Isolation von Bodenschwingungen in starker Vereinfachung nur die vertikalen Bodenbewegungen betrachtet. Als Modell wurde ein angeregtes Masse-Feder-Dämpfungssystem verwendet. Die Bodenbewegung wurde mit einer Impulsfunktion modelliert, was durch die Anwendung der Fourier-Transformation eine einfache Lösung der DG für die Isolation der Bodenbewegungen ergibt. Die Lösung für die Verstärkungsfunktion $V(\eta)$ in vertikaler Richtung ist in Abbildung 4 dargestellt.

Abbildung 4 zeigt, dass der Wert von $V(\eta)$ stark vom Verhältnis η der Frequenzen abhängt. Der Wert $V(\eta) = 1$ wird erreicht, wenn η und damit auch ω gegen Null gehen. Des Weiteren ergibt die Lösung der Glg. (8) für $V(\omega) = 1$ den Wert $\sqrt{2}$ für η , wobei dieser Wert unabhängig von der Dämpfungszahl ζ ist, wie man auch in Abbildung 4 erkennen kann. Abbildung 4 zeigt besonders klar, dass für alle Werte $\eta = \omega/\omega_n < \sqrt{2}$ eine Verstärkung der Bodenamplituden eintritt, welche bei stärkerer Dämpfung des Systems etwas schwächer sein wird, aber nie < 1 .

Erst für $\eta = \omega/\omega_n > \sqrt{2}$ tritt eine Abschwächung ein, wobei die Dämpfungszahl ζ eher klein sein sollte. Um eine Entkoppelung der Bodenbewegungen durch ein M-F-D System zu erreichen, sollten wir daher ω_n des Systems klein machen. Nach Glg. (2) ist $\omega_n = \sqrt{k/m}$, weswegen man versuchen wird, die träge Masse m groß zu machen und eine weiche Feder zu wählen. Wie schon erwähnt, gelten diese Schlussfolgerungen nur für die vertikale Schwingung. Ohne Gegenmaßnahmen bei einer Realisierung wird eine

weiche Feder das horizontale „Schwimmen“ der Masse begünstigen. Weiters beziehen sich die hier vorgestellten Betrachtungen auf ein passives Stativ. Es werden keine Kräfte, die auf den Stativteller einwirken, betrachtet. Eine manuelle oder motorgetriebene Bedienung eines Instruments, das auf dem Stativteller befestigt ist, wird daher zu einem modifizierten Design der Schwingungsisolierung führen.

4. Realisierung und Experimente

Um den ersten Versuchsaufbau nicht zu kompliziert zu gestalten, wurden die Anforderungen auf folgende zwei Punkte reduziert: (a) die Dämpfung von vertikalen Schwingungen, die (b) von unten, über den Boden, einwirken.

4.1 Aufbau

Zielsetzung bei der Konstruktion des schwingungsgedämpften Aufstellungssystems (GedS) war es, möglichst die bei Feldmessungen übliche Standardausrüstung zu verwenden, wie z.B. einem Holzstativ. Dadurch sollte es möglich sein, das GedS kostengünstig und möglichst universell einsetzbar zu gestalten. Für die Schwingungsdämpfung waren aber zusätzliche Komponenten notwendig.

Das GedS bestand im Wesentlichen aus den in Abbildung 5 schematisch dargestellten Teilen: (a) dem starren Dämpfungsunterbau, (b) drei Dämpfungselementen, (c) dem starren Dämpfungsoberbau mit Masse, (d) einem Holzstativ (GST 20 der Fa. Leica) und (e) dem Messgerät mit Untersatz.

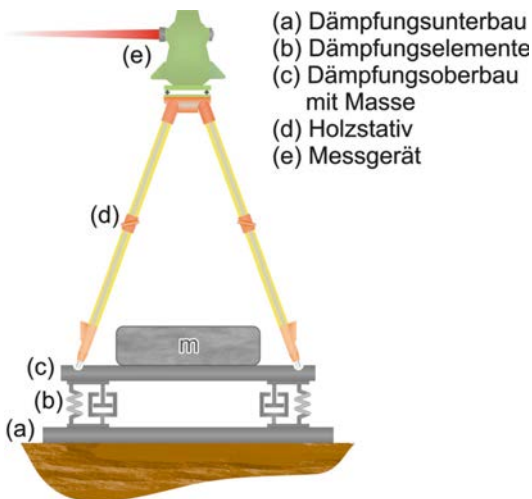


Abb. 5: Prinzipskizze des schwingungsgedämpften Aufstellungssystems.

Der Dämpfungsunter- und -oberbau besteht jeweils aus einem Dreieckselement, das aus miteinander verschraubten Stahlprofilen besteht. Die Seitenlänge der gleichseitigen Dreiecke beträgt etwa 1 m. Dämpfungsunter- und -oberbau sind an jedem Eckpunkt durch ein schwingungsdämpfendes Element miteinander verbunden, wobei kommerziell erhältliche Isolatoren aus dem Optikbereich (Newport SLM-1A) verwendet wurden. Bei der Wahl der Elemente wurde darauf geachtet, dass der Frequenzbereich, in dem Dämpfung auftritt, möglichst groß ist und auch niederfrequente Schwingungen möglichst stark gedämpft werden.

Bei den Dämpfungselementen handelt es sich um eine relativ einfach aufgebaute Gasfeder mit Luftfüllung (siehe Abbildung 6), wobei die Dämpfungseigenschaften über die Beziehung Druck-Volumen, die Steifigkeit der Membran und den Aufbau des Elastomerkörpers bestimmt werden ([9], S. 32.12ff). Die Eigenfrequenz der Isolatoren beträgt je nach Belastung und Befüllungsdruck zwischen 3 und 5 Hz und liegt bei der maximalen Belastung von 45 kg pro Dämpfungselement bei 3 Hz. Die Größe eines Dämpfungselementes beträgt ca. 76 x 76 x 64 mm³.

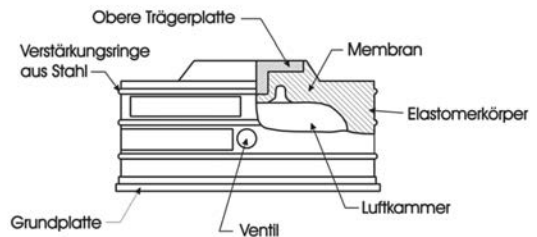


Abb. 6: Dämpfungselement (oben) und dessen schematischer Aufbau (unten) (www.newport.com)

Neben dem Gewicht des oberen Dreieckselementes (39 kg), des Messinstrumentes und des Stativs wird in der verwendeten Realisierung am Dämpfungsoberbau eine zusätzliche Masse von etwa 70 kg angebracht, um die Eigenfrequenz der Isolatoren auf etwa 3 Hz zu senken. Hierfür wurden Betonstücke verwendet, die in variabler Anzahl auf den Dämpfungsoberbau montiert werden können.

Das Stativ sitzt mit den Spitzen in Bohrungen des Dämpfungsoberbaus und wird mittels Gummilaschen, die über die Tritflächen gespannt werden, fest mit diesem verbunden. Damit wird eine möglichst stabile Verbindung zwischen Stativ und Dämpfungsoberbau des GedS realisiert, und werden zusätzliche Vibrationen vermieden. Abbildung 7 und Abbildung 8 zeigen den Versuchsaufbau.

4.2 Beschreibung eines Versuchs

Der hier beschriebene Versuch fand in ebenem Gelände auf einer Wiese statt. Im Bereich des GedS wurde die Wiese vor dessen Aufbau planiert, um mögliche Störfrequenzen durch einen schlecht anliegenden Dämpfungsunterbau zu vermeiden. Am Dämpfungsoberbau wurden als Zusatzmasse 6 Betonelemente befestigt. Mit Messgerät und Stativ lagerten damit etwa 39 kg auf jedem Dämpfungselement. Dies lag knapp unter der maximalen Belastbarkeit der Dämpfungselemente und ließ eine Eigenfrequenz von etwa 3 Hz erwarten.

Als Stativ wurde ein herkömmliches Holzstativ (Leica GST 20) verwendet, wobei das oberhalb der Klemmschraube befindliche freie Ende des Stativunterteils gegenüber dem Stativoberteil mit einem Schlauchbinder fixiert wurde, um etwaige Störfrequenzen zu vermeiden. Die Höhe des Stativs (Boden – Stativteller) betrug etwa 1.4 m.

Zur Erfassung der auftretenden Schwingfrequenzen wurden am Dämpfungsunterbau, am Dämpfungsoberbau oberhalb der Dämpfungselemente (Abbildung 5, c) und in der Höhe des Messgerätes (Abbildung 5, e) Beschleunigungssensoren angebracht. Je drei Sensoren wurden zueinander orthogonal montiert, um die Beschleunigungen in allen drei Raumrichtungen erfassen zu können. Die gewählten Sensoren (HBM B12/200) erlauben die Erfassung von Beschleunigungen bis zu einer Frequenz von etwa 100 Hz ohne größere Amplitudenverzerrungen, was in Anbetracht der Eigenfrequenzen der Stative ausreichend ist. Sämtliche Sensoren wurden für den Einsatz kalibriert.

Zusätzlich wurde zur Bestimmung des Schwingweges des Messgerätes ein ODMS (siehe Abschnitt 1.2) eingesetzt, wobei die Detektoreinheit zwischen Stativteller und Messgerät eingebaut wurde, siehe Abbildung 7. Der Theodolit mit dem Diodenlaser (Leica DL3) wurde etwa 13 m entfernt auf einem Referenzstativ (Leica Industriestativ) montiert, wobei diese recht kurze Distanz gewählt wurde, um den Mess-

bereich der Detektoreinheit (± 5 mm) bei den Versuchen nicht zu überschreiten und um atmosphärische Einflüsse gering zu halten. Um das Referenzstativ möglichst frei von natürlichen bzw. durch die Experimente erzeugten Schwingungen zu halten, wurde es auf dem Betonfundament eines demontierten Hochspannungsmasten aufgestellt und die Stativbeine mit diesem verschraubt. Zur Überwachung des Referenzstativs wurden in Höhe des Lasers drei weitere Beschleunigungssensoren montiert.

Zur Bestimmung der Verdrehung und Verkipfung des Messgerätes am GedS wurde ein zweites ODMS verwendet, dessen Detektoreinheit auf dem Referenzstativ und dessen Lasereinheit am GedS montiert wurden.

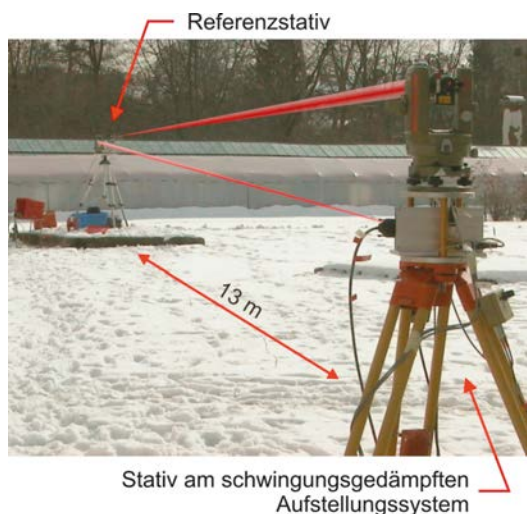


Abb. 7: Aufbau des Experimentes.

Die Aufzeichnung der Signale erfolgte mit mehreren HBM Spider8 Dataloggern, die über je 8 simultan arbeitende A/D Wandler verfügen. Zur späteren Synchronisation der an beiden Stativen wegen des räumlichen Abstandes getrennt erfassten Daten wurde ein zusätzliches Analogsignal aufgezeichnet, das manuell ausgelöst wurde. Die Abtastrate lag bei 2400 Hz, um insbesondere mit dem ODMS auch etwaige Frequenzen höherer Ordnung erfassen zu können.

Die Anregung des GedS erfolgte auf zwei Arten: (a) einen Impuls, der durch eine Rammsonde mit 18 kg schwerem Fallgewicht realisiert wurde und (b) einer Cosinus Schwingung, die mit einer Rüttelplatte erzeugt wurde. Die Anregungspositionen sind in Abbildung 8 gezeigt, wobei der

Horizontalabstand der Rammsonde vom Stativmittelpunkt 0.55 m betrug. Jener der Rüttelplatte wurde größer (2.30 m) gewählt, um eine Beeinflussung der ODMS Messungen durch die Abgase zu vermeiden.

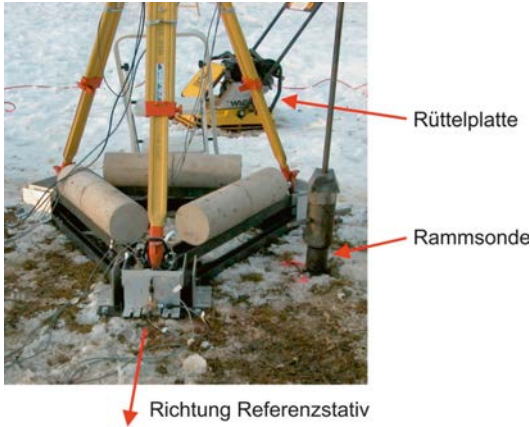


Abb. 8: Anregung des schwingungsgedämpften Aufstellungssystems.

Beim Untergrund handelt es sich um eine sandige Erdschichte, deren Dicke mindestens 5 m beträgt. Zum Zeitpunkt des Experiments (März) war der Boden noch teilweise gefroren. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Oberflächenwellen lag bei etwa 200 m/s.

Um die Eigenschaften des GedS evaluieren zu können, wurde das Experiment eine halbe Stunde später mit einem Standard-Holzstativ (Spitzen ins Erdreich eingetreten) wiederholt. Hierfür wurde dasselbe GST20 wie beim GedS verwendet, das konstruktionsbedingt rasch vom Versuchsaufbau demontiert werden konnte. Die messtechnische Erfassung erfolgte wie beim GedS mit zwei ODMS und 9 Beschleunigungssensoren. Je drei Beschleunigungssensoren wurden am Boden auf einer Adapterplatte, am Stativfuß auf einem Gelenksadapter zur Ausrichtung der Sensoren und in der Höhe des Messgerätes befestigt.

4.3 Ergebnisse

Die durch die Anregung verursachte Bewegung des Versuchsstativs (mit und ohne GedS) quer zur Visur und jene in der Höhe lässt sich aus den ODMS Messungen ableiten. Die Bewegungsamplituden, die sich auf die Höhe des Detektors (zwischen Stativteller und Theodolit) beziehen, liegen sowohl für das GedS als auch für das Standard-Holzstativ (HS) bei der Impuls-Anregung bei < 0.1 mm. Etwa 0.06 s nach der

Anregung erreicht die Welle das Referenzstativ. Obwohl Sie schon abgeschwächt ist, beginnt das Referenzstativ leicht zu vibrieren. Im Vergleich zum Versuchsstativ beträgt die Stärke der Vibrationen aber nur etwa 10%. Durch diese Vibrationen kommt es am Referenzstativ zu Verdrehungen im Bereich von ± 1.0 mgon und Verkippungen von ± 0.6 mgon. In der Folge wird die Verdrehung und Verkippung des Versuchsstativs gezeigt, die sich aus den am Referenzstativ mittels Detektoreinheit des ODMS detektierten Bewegungen des Laserstrahls berechnen lassen (Abbildung 9 und Abbildung 11).

Des Weiteren werden für die Impuls-Anregung die vertikalen Beschleunigungen, die im Anregungspunkt (GedS: Dämpfungsunterbau, HS: Boden), am unteren Ende des Holzstativs (GedS: am Dämpfungsoberbau oberhalb des Dämpfungselements, HS: auf der Trittlfläche des Stativfußes) und beim Messgerät auftreten, gezeigt (Abbildung 10). Die Zeitreihen geben einen ersten Eindruck über Signalstruktur und -amplituden in den verschiedenen Aufzeichnungspunkten und damit über die Dämpfung und Übertragung der Schwingungen. Für die Cosinus-Anregung werden die Amplitudenspektren der Beschleunigungssignale dargestellt (Abbildung 12), um die Dämpfungseigenschaften auch im Frequenzbereich zu veranschaulichen.

Auf die Darstellung der Übertragungsfunktion $H = Y/X$ (Quotient aus den Fourier-Transformierten X und Y des Input- und Output-Signals) wurde hier bewusst verzichtet, da H Frequenzen die im Signal kaum vorhanden sind und sich daher nur gering von Null unterscheiden, stark hervorhebt, obwohl diese praktisch bedeutungslos sind.

4.3.1 Impuls- Anregung

Die bei der Impuls-Anregung mit dem Fallgewicht beim HS und GedS auftretenden Verdrehungen und Verkippungen oberhalb des Stativtellers sind in Abbildung 9 dargestellt. Vor der Impuls-Anregung lag das Signal sowohl beim HS als auch beim GedS im Ursprung des dargestellten Systems, danach um maximal 0.04 mgon davon versetzt. Als Folge der Anregung beginnt das Versuchsstativ zu schwingen, wobei sich das HS um ± 4.3 mgon verdreht und sogar um 21.7 mgon verkippt. Dagegen betragen beim GedS sowohl die Verdrehung als auch die Verkippung nur ± 0.9 mgon, was schon deutlich die verbesserten Dämpfungseigenschaften des GedS erkennen lässt.

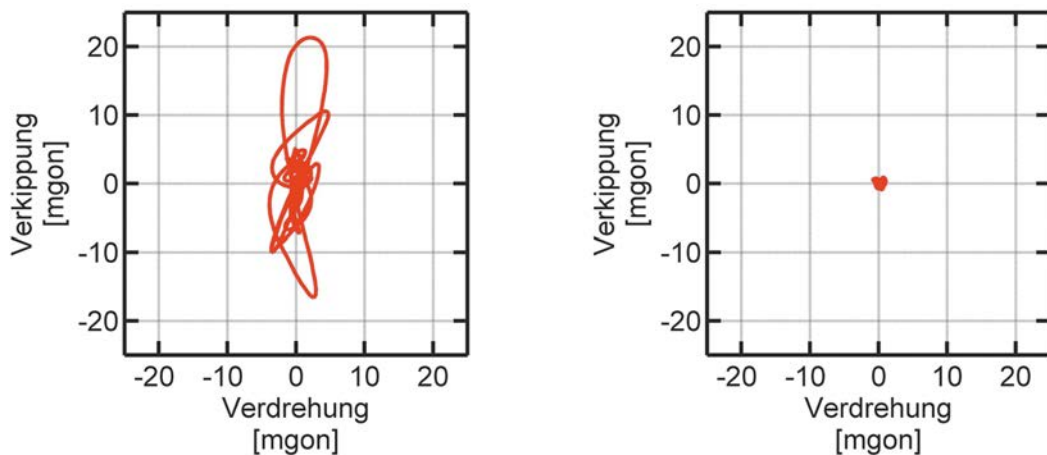


Abb. 9: Durch Impuls-Anregung hervorgerufene Verdrehung und Verkipfung des Standard-Holzstativs (links) und des schwingungsgedämpften Aufstellungssystems (rechts).

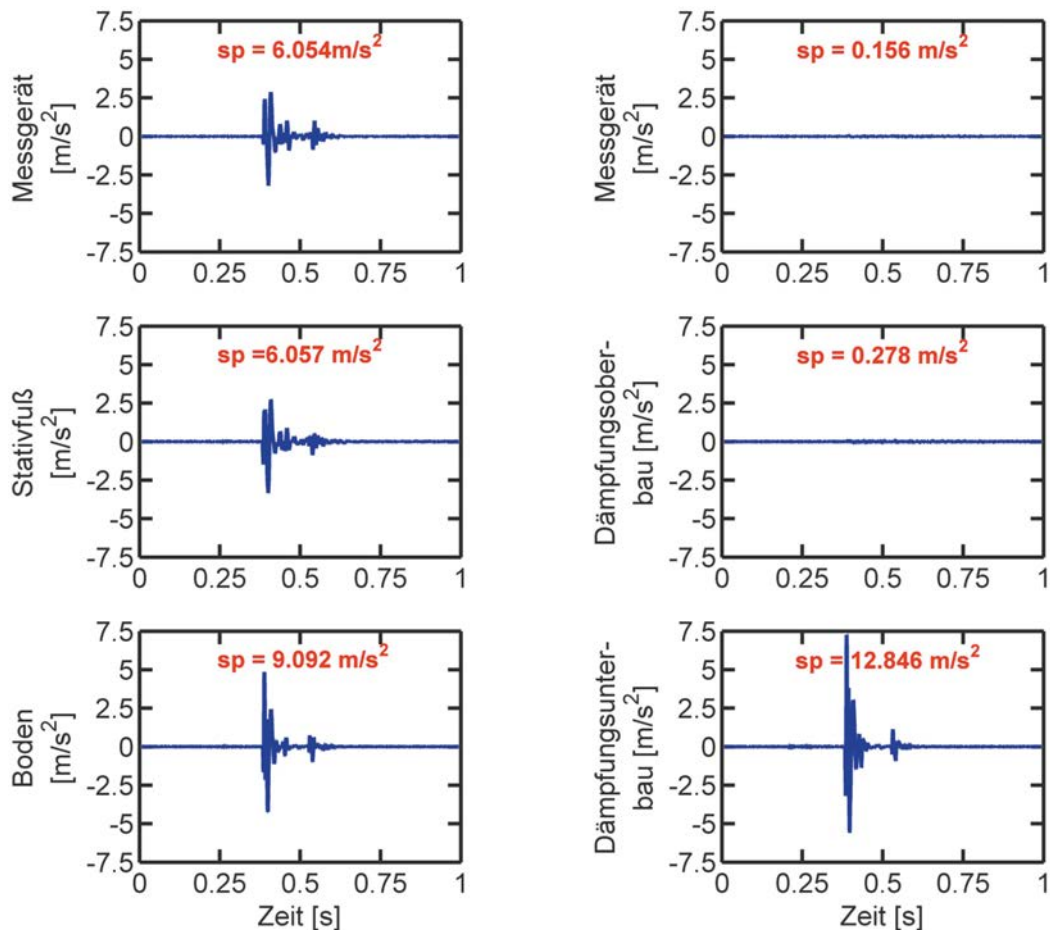


Abb. 10: Durch Impuls-Anregung hervorgerufene vertikale Beschleunigungen am Standard-Holzstativ (links) und am schwingungsgedämpften Aufstellungssystems (rechts).

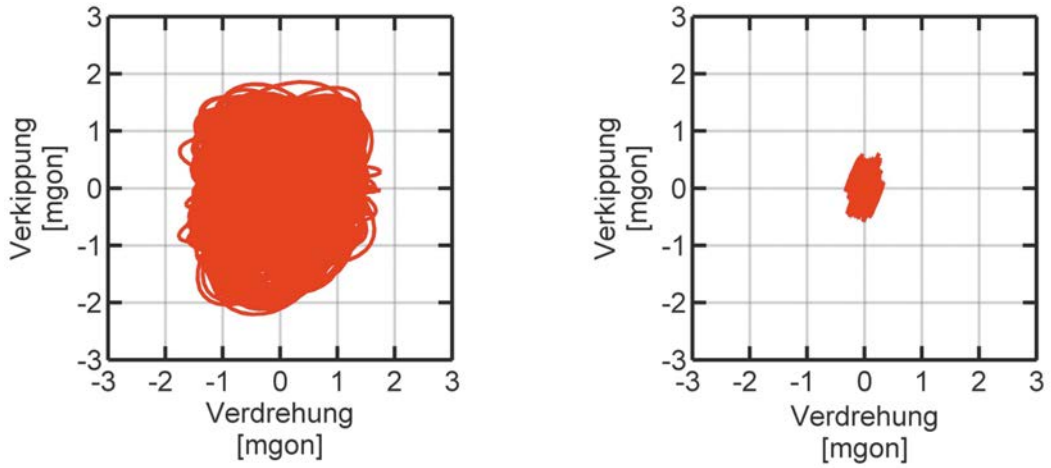


Abb. 11: Durch Cosinus-Anregung hervorgerufene Verdrehung und Verkipfung des Standard-Holzstativs (links) und des schwingungsgedämpften Aufstellungssystems (rechts).

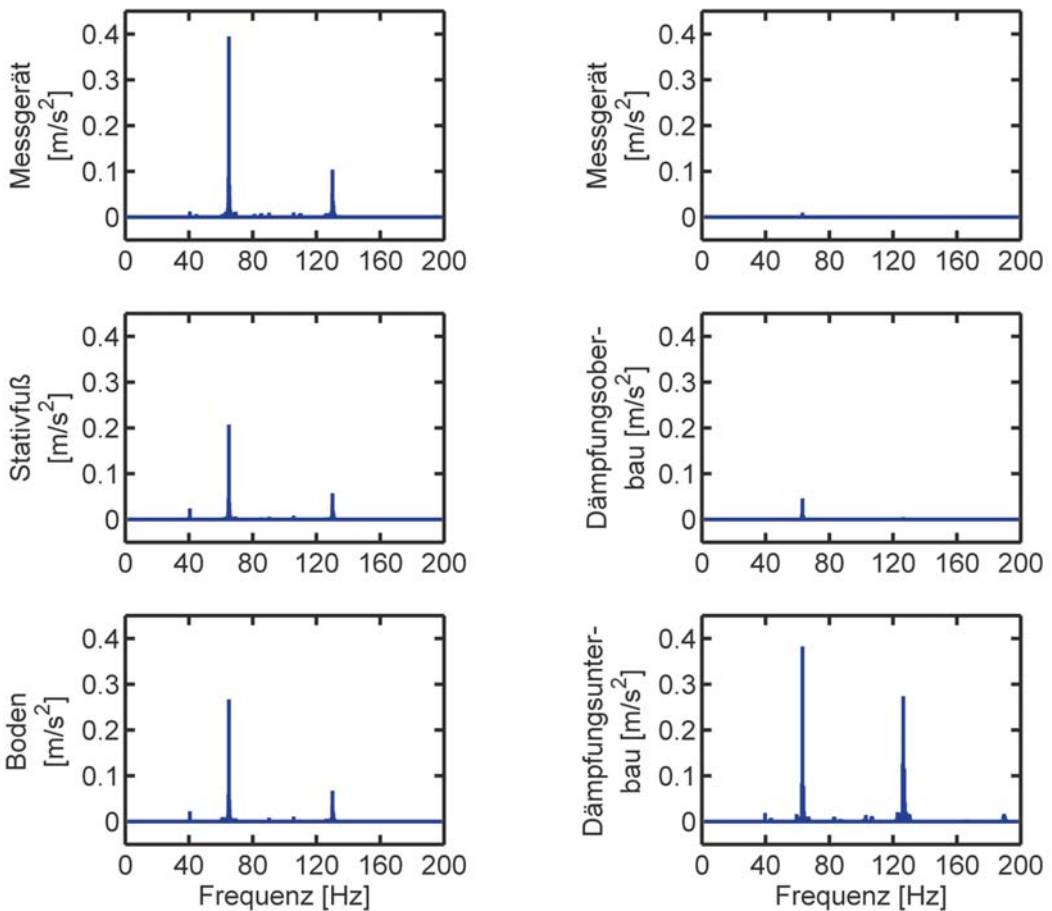


Abb. 12: Amplitudenspektren der durch Cosinus-Anregung hervorgerufenen vertikalen Beschleunigungen am Standard-Holzstativ (links) und am schwingungsgedämpften Aufstellungssystem (rechts).

Abbildung 10 zeigt die während des Versuchs auftretenden vertikalen Beschleunigungssignale, wobei zusätzlich deren Spannweite (*sp*) eingetragen ist. Beim HS treten am Boden vertikale Beschleunigungen von etwa 4.9 m/s^2 auf, die am Stativfuß zwar um etwa 33% reduziert sind, aber auch beim Messgerät in gleicher Stärke auftreten. Im Gegensatz dazu, ist beim GedS oberhalb der Dämpfungselemente kaum noch ein Signal zu erkennen (Abschwächung von 98%), und das obwohl die Anregung am Dämpfungsunterbau mit 7.3 m/s^2 stärker war, als jene beim HS.

Die Spektralanalyse ergab, dass oberhalb des Stativtellers beim Messgerät neben den Frequenzen der Anregung sowohl beim HS als auch beim GedS die Eigenfrequenz des Stativs auftritt (43 Hz), wobei deren Amplitude beim GedS etwa um den Faktor 16 kleiner ist als beim HS.

4.3.2 Cosinus-Anregung

Die Verdrehung und Verkipfung des HS und des GedS bei der Cosinus-Anregung zeigt Abbildung 11. Auch bei dieser Anregungsart zeigt das GedS gegenüber dem HS wesentlich besseres Verkipfungs- und Verdrehungsverhalten: Die Bewegungen konnten mit der Dämpfung um den Faktor 3 bzw. 6 reduziert werden.

Die Amplitudenspektren der Beschleunigungssignale sind in Abbildung 12 dargestellt. Deutlich sind die Grundfrequenz der Rüttelplatte (65 Hz beim HS, 63.25 Hz beim GedS) und jene der ersten Oberschwingung erkennbar. Zusätzliche Frequenzen, wie z.B. die Eigenfrequenz des Stativs treten zwar auch auf, weisen aber Amplituden von $< 0.02 \text{ m/s}^2$ auf.

Die am Anregungspunkt auftretenden Beschleunigungen reduzieren sich beim HS zum Stativfuß hin um etwa 25%, verstärken sich dann aber wieder bis zum Messgerät, wo die Beschleunigungen sogar um 30% größer sind, als jene beim Anregungspunkt am Boden. Beim GedS hingegen sind die Beschleunigungen, die beim Messgerät auftreten, um 92% kleiner, als jene am Dämpfungsunterbau, was wiederum dessen hervorragende Eigenschaften belegt.

5. Resümee

Das schwingungsgedämpfte Aufstellungssystem basiert auf passiven Dämpfungselementen und kann somit kostengünstig gefertigt werden. Wir haben uns auf die Dämpfung vertikaler Bodenschwingungen konzentriert und konnten mit dem vorgestellten Versuchsaufbau die Stativbewegung in Höhe des Messgeräts bei kontinuierlicher Anregung mit ca. 65 Hz im Vergleich mit einem

ungedämpften Aufbau um den Faktor 3 bis 6 reduzieren, bei Impuls-Anregung sogar um den Faktor 5 bis 25.

Niederfrequente Schwingungen können mit passiven Dämpfungselementen jedoch kaum gedämpft werden. Kenntnis über die auftretenden Schwingungen ist daher notwendig, um die Eigenfrequenz der Dämpfungselemente durch Wahl der Feder (Dämpfungselement) und Masse zu optimieren.

Bei einer künftigen Weiterentwicklung sollten bei der Wahl der Dämpfungselemente deren horizontalen Dämpfungseigenschaften verstärkt berücksichtigt werden. Erste Versuche mit alternativen Dämpfungselementen (einem Sylomer der Firma Getzner) haben wir bereits durchgeführt. Diese sind einerseits kostengünstiger und können andererseits leichter zum Dämpfen horizontaler Schwingungen verwendet werden.

Danksagung

Wir bedanken uns bei Herrn DI Siegfried Mühlbacher, Getzner Werkstoffe GmbH, für die zur Verfügung gestellten Sylomer-Dämpfungselemente und bei Herrn Ing. Rudolf Lummerstorfer für dessen Unterstützung bei den Experimenten.

Literaturverzeichnis

- [1] *Ingensand H (2001)*: Systematische Einflüsse auf praktische Messungen mit dem Tachymeter und Digitalnivellier. In *Heister H und Staiger R (eds.)*: Qualitätsmanagement in der Geodätischen Messtechnik. Wittwer, DVW Schriftenreihe 42: 120–137
- [2] *Woschitz H, Hartinger H, Brunner FK (2001)*: Entwicklung eines optischen Messsystems für die Bestimmung von hochfrequenten zweidimensionalen Positionsänderungen. *Allg. Vermessungs-Nachrichten* 108: 334–340
- [3] *Zilch K, Diederichs CJ, Katzenbach R (2002)*: Handbuch für Bauingenieure. Springer
- [4] *Bolt B (1993)*: Earthquakes and Geological Discovery. Freeman and Company
- [5] *Esveld C (2001)*: Modern Railway Track. 2nd ed., MRT-Productions
- [6] *Newton RE (2002)*: Theory of Shock Isolation. In *Harris CM und Piersol AG (eds.)*: Harris' Shock and Vibration Handbook. 5th ed., McGraw-Hill
- [7] *Bendat JS, Piersol AG (2000)*: Random Data. 3rd ed., Wiley
- [8] *Gross D, Hanger W, Schnell W, Schröder J (2004)*: Technische Mechanik 3, 8. Auflg., Springer
- [9] *Harris C.M., Piersol A.G. (2002)*: Harris' Shock and Vibration Handbook. 5th ed. McGraw-Hill

Anschrift der Autoren

Dr. Helmut Woschitz, Ing. Robert Presl, Univ.Prof.Dr. Fritz K. Brunner, Institut für Ingenieurgeodäsie und Messsysteme, Technische Universität Graz, Steyergasse 30, A-8010 Graz
E-mail: helmut.woschitz@tugraz.at, robert.presl@tugraz.at, fritz.brunner@tugraz.at