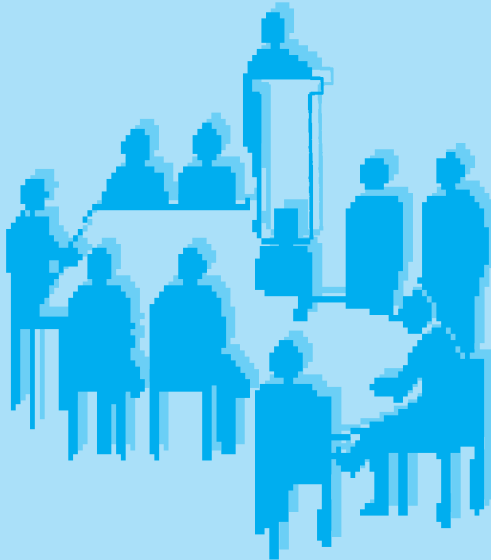


## 6. VDI-Tagung Humanschwingungen 2016



# VDI-Berichte 2277



# VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH





## 6. VDI-Tagung Humanschwingungen 2016

Würzburg, 26.-27. April 2016



# VDI-Berichte 2277

**Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

**Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek**

(German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie

(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at <http://dnb.ddb.de>.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2016

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck. Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder.

Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092277-5

## Inhalt

Seite

Vorwort

1

### ***Lärm- und Vibrationsarbeitsschutzverordnung***

<i>U. Kaulbars</i>	Praxiseignung von Herstellerangaben am Beispiel der Hand-Arm-Vibrationen von Motorkettensägen	3
--------------------	---	---

### ***Minderungsmaßnahmen***

<i>K. Krivenkov, C. Klitsch, J. Kolb, E. Haller, S. Ulrich, R. Bruns</i>	Einflüsse von Reibung und Spiel in passiven und semiaktiven Sitzfederungen auf den objektiven Fahrkomfort	13
--	---	----

### ***Posterpräsentationen***

<i>G. Schmitz, M. Söntgen</i>	Hand-Arm-Vibrationen – Entwicklung eines Vibrationsmessverfahren für Tierbetäubungsgeräte	29
<i>B. Göres, D. Kamin, T. Baum</i>	Ganzkörper-Vibrations-Belastungsanzeige – Ein einfaches Gerät zur Anzeige von Ganzkörper-Vibrations-Belastungen	35
<i>D. Sayn, B. Göres, C. Böser</i>	Schwingungsbelastung der Fahrer und Beifahrer beim Fahren von Lastkraftwagen und Sattelkraftfahrzeugen	39
<i>A. Nehring</i>	Humanschwingungen erfassen und auswerten – NeVib ist eine WINDOWS-Software, mit der Humanschwingungen einfach erfasst und ausgewertet werden können	49

### **Experimentelle und numerische Verfahren – Teil 1**

<i>J. Vandenbroeck, M. Brennan</i>	Influence of polymer viscoelasticity on vibration isolation of polyurethane flexible foams in automotive seating	55
<i>F. Gillmeister</i>	Entwicklung eines Kinder-Mensch-Modells für Schwingungsmessungen	69
<i>T. Schenk</i>	Probleme bei der Beurteilung von einzelnen Stößen, die auf das Hand-Arm-System des Menschen bei der Arbeit mit mechanisierten und nicht mechanisierten Werkzeugen einwirken	79
<i>S. Matthiesen, S. Mangold, T. Zumstein</i>	Ein anpassbares Hand-Arm Modell mit rotatorischem Freiheitsgrad zur Validierung handgehaltener Geräte	95

### **Schwingungsmesstechnik und Datenanalyse**

<i>G. Bieber, U. Kaulbars, J. Trimpop, A. Hofmann</i>	Individuelle Bestimmung der Hand-Arm-Vibrationsdosis mit Smartwatches	111
<i>M. Weis</i>	Beurteilung des Schwingungsdiskomforts in Traktorkabinen durch Human-in-the-Loop-Fahrsimulation	127

### **Experimentelle und numerische Verfahren – Teil 2**

<i>L. Meyer, H. Meyer</i>	ISO 7096:2000 – Sitze in Erdbaumaschinen – Das Laborprüfverfahren für Führersitze in der Praxis	137
-------------------------------	---	-----

### **Auswirkungen von Humanschwingungen**

N. Raffler, J. Rissler, E. Ochsmann, C. Schikowsky, T. Kraus	Körperhaltungen und Ganzkörper-Vibrationen – Eine epidemiologische Pilotstudie	149
F. Koch	Zur Risikoabschätzung für Knochen- und Gelenkerkrankungen bei Arbeiten mit Motorkettensägen	169

### **Schwingungseinwirkungen in der Praxis**

J. Adamek, M. Schröter	Humanschwingungen an Motorrädern bei unterschiedlichen Fahrzuständen – Studie zu Hand-Arm- und Ganzkörperschwingungen	179
K. Kracht M. Büscher,	Schwingungen beim Fahrradfahren und der Einfluss auf den menschlichen Körper – Fahrradfahren ist gesund – Stimmt's?	199



## Vorwort

Menschen sind am Arbeitsplatz und im Verkehr in einem erheblichen Maß mechanischen Schwingungen ausgesetzt. Auswirkungen dieser Schwingungen können Gesundheitsbeeinträchtigungen sowie Leistungs- und Komforteinbußen sein. Die große Bandbreite der Auswirkungen von Humanschwingungen, von denen nahezu alle Industriezweige betroffen sind, erfordert eine interdisziplinäre Herangehensweise an die Problematik. Neuartige Entwicklungsmethoden zur Gesundheits- und Komfortbeurteilung wie die numerische Simulation und der Einsatz von Dummies eröffnen neue Perspektiven für die Entwicklung und Beurteilung von Schwingungsminderungsmaßnahmen sowohl im Bereich der Ganzkörper- als auch der Hand-Arm-Schwingungen.

Für den Bereich des Arbeitsschutzes setzt die „Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung“ als deutsche Umsetzung der EG-Richtlinie „Vibrationen“ (2002/44/EG) Anforderungen für Arbeitgeber fest. So sind neben der Gefährdungsbeurteilung abhängig vom Erreichen bzw. Überschreiten der Auslösewerte bzw. Expositionsgrenzwerte Präventionsmaßnahmen durchzuführen. Dazu gehören: technisches Minimierungsgebot, Ermittlung der Vibrationsbelastungen an Arbeitsplätzen, Unterweisung, ein Vibrationsminderungsprogramm bis hin zur arbeitsmedizinischen Vorsorge. Die Tagung wird Erfahrungen mit der Umsetzung der Verordnung vorstellen und Praxisanleitungen wie z.B. die Technische Regel und die den Stand der Technik erläutern.

Ziel der Tagung ist es, den derzeitigen Stand der Technik auf den genannten Problemfeldern umfassend darzustellen und deren Bedeutung anhand praxisnaher Beispiele zu erläutern.

Im Namen des Programmausschusses



**Prof. Dr.-Ing. Horst Peter Wölfel**

## **Programmausschuss**

**Dr. Thorsten Breitfeld**, *Daimler AG, Sindelfingen*

**Prof. Dr.-Ing. Ralph Bruder**, *TU Darmstadt*

**Dr. Christoph Hecker**, *Berufsgenossenschaft Metall Nord Süd, Mainz*

**Dipl.-Ing. Jörg Hirschhausen**, *BMW AG, München*

**Prof. Dr.-Ing. Frank Janser**, *FH Aachen, FB Luft und Raumfahrttechnik*

**Dipl.-Ing. Uwe Kaulbars**, *IFA, Sankt Augustin*

**Dipl.-Ing. Lutz Meyer**, *ISRINGHAUSEN GmbH & Co. KG, Lemgo*

**Dr. Detlev Mohr**, *Landesamt für Arbeitsschutz (LAS), Potsdam*

**Dr.-Ing. Hendrik Schläper**, *K+S Aktiengesellschaft, Kassel*

**Dr.-Ing. Alexander Siefert**, *Wölfel Beratende Ingenieure GmbH + Co. KG, Höchberg*

**Dr. Christina Wedel**, *Andreas Stihl AG & Co. KG, Waiblingen*

**Dr. Andrés Wellmann-Jelic**, *Hilti Deutschland GmbH, Kaufering*

**Prof. Dr.-Ing. Horst Peter Wölfel**, *Wölfel Beratende Ingenieure GmbH + Co. KG, Höchberg (Vorsitz)*

**Dr.-Ing. Martin Zornemann**, *Volkswagen AG, Wolfsburg*

## **Wir bedanken uns bei den ideellen Mitträgern**

- Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung – (IFA)
- Normenausschuss Akustik, Lärminderung und Schwingungstechnik (NALS)  
im DIN und VDI



## Praxiseignung von Herstellerangaben am Beispiel der Hand-Arm-Vibrationen von Motorkettensägen

### Relevance of manufacturers' data to the field with reference to the example of hand-arm vibration on chainsaws

Dipl.-Ing. **Uwe Kaulbars**, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung – (IFA), Sankt Augustin

#### Kurzfassung

Erfolgt die Gefährdungsbeurteilung auf der Grundlage von Herstellerangaben, ist es abzuwägen, ob die Vibrationsemissionswerte für den zu beurteilenden praktischen Einsatz der Maschinen repräsentativ ist. Abweichungen können nicht nur durch unterschiedliche Betriebs- und Arbeitsbedingungen, sondern auch dadurch entstehen, dass die Maschinen im praktischen Einsatzfall nicht neuwertig sind und nicht immer unter optimalen Betriebsbedingungen benutzt werden.

Für die intensive Nutzung von Motorkettensägen in der Holzernte wird die Vorgehensweise zur Ermittlung der Vibrationseinwirkung in der Praxis aufgezeigt.

Der Vortrag zeigt die Ergebnisse und die Vorgehensweise der Untersuchung der Vibrationseinwirkung von Motorkettensägen bei der intensiven Nutzung in der Holzernte.

Dazu fanden systematisch Praxismessungen bei Baumfällarbeiten an 30 Bäumen unter typischen Arbeits- und Betriebsbedingungen statt. Berücksichtigt wurden die Einflussbedingungen Holzart, Arbeitsvorgänge, Maschinen und Bedienperson. Artefakte, die bei Langzeitmessungen entstehen, wenn beispielsweise eine Hand den Griff nicht berührt, wurden mit einer Videokamera am Arbeitsschutzhelm erfasst und später eliminiert. Die Ergebnisse zeigen bei allen Untersuchungen, dass höhere Belastungen am vorderen Griff (Seitengriff) der Motorkettensäge auftraten. Ebenso lag die durchschnittliche Belastung bei Fichten höher als bei Buchen. Die Herstellerangabe für den Schwingungsgesamtwert des untersuchten Maschinentyps von  $a_{hv} = 3,5 \text{ m/s}^2$  mit der erweiterten Unsicherheit  $K = 2,0 \text{ m/s}^2$  nach DIN EN 12096 deckt einen Überlappungsbereich von 1,5 bis 5,5  $\text{m/s}^2$  ab. Dies bedeutet, dass 90 % aller auftretenden Werte in diesem Bereich liegen. Die gemessenen Durchschnittswerte, die die systematischen Abweichungen berücksichtigen liegen jedoch im Bereich von 3,4 bis 5,1  $\text{m/s}^2$ . Daher kann nicht ausgeschlossen werden, dass aufgrund der Herstellerangabe -

wenn man die erweiterte Unsicherheit nicht berücksichtigt - die Gefährdung unterbewertet wird. Dies zeigt, dass nicht generell darauf verzichtet werden kann, den Vertrauensbereich der Herstellerangabe bei der Gefährdungsbeurteilung zu vernachlässigen, wie es derzeit in der Technischen Regel zur Lärm- und Vibrations-Arbeitschutzverordnung beschrieben ist. Darüber hinaus wird die bei Praxismessungen auftretende erhöhte Messunsicherheit durch einen festen Messpunkt bei wechselnden Positionen der Hände an den Griffen aufgezeigt.

## Abstract

Where risk assessment is based upon manufacturers' data, it should be considered whether the vibration emission values are representative in practical use for the machines under test. Deviations may result not only from differences in the working and operating conditions, but also from the fact that the machines are not necessarily in an as-new condition, and are not always used under ideal operating conditions.

The paper describes the procedure for determining the vibration exposure occurring in practice during intensive use of chainsaws for timber harvesting.

The paper describes the procedure for determining the vibration exposure occurring in practice during intensive use of chainsaws for timber harvesting, and the results.

For this purpose, field measurements were conducted systematically during the felling of 30 trees under typical operating and working conditions. Consideration was given to the following influencing factors: species of wood, working procedures, machinery and operators. Artefacts arising during long-term measurements, for example when a hand is not in contact with the handle, were detected by a video camera mounted on the operator's helmet, and subsequently eliminated. In all studies, higher exposures were seen to occur on the forward handle (side handle) of the chainsaw. The average exposure was also higher for spruce than for beech. The manufacturer's declared total vibration value  $a_{hv}$  of 3.5  $m/s^2$  with the uncertainty  $K$  of 2.0  $m/s^2$  to EN 12096 for the machine type under test covers an overlap from 1.5  $m/s^2$  to 5.5  $m/s^2$ . This means that 90% of all values occurring are within this range. The average values measured, which take account of the systematic deviations, lie however in the range from 3.4 to 5.1  $m/s^2$ . The possibility cannot therefore be excluded of the manufacturer's figure resulting in the risk being underestimated if the uncertainty is ignored. This shows that the confidence interval of the manufacturer's figure cannot generally be disregarded during risk assessment, as is currently described in the Technical Rule under the German Ordinance on noise and vibration protection.

The English version you will find [www.dguv.de/ifa](http://www.dguv.de/ifa), Webcode m849434

## 1. Einleitung

Gemäß der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung [1] kann die Gefährdungsbeurteilung derzeit nach mehreren Verfahren erfolgen, z. B. auf der Grundlage von Messungen oder Schätzungen unter Heranziehung von Herstellerangaben bzw. anderen Datenquellen.

Die Verordnung fordert bei nicht sicherer Ermittlung der Einhaltung der Auslöse- und Expositionsgrenzwerte die Festlegung der Exposition durch Messungen.

Die TRLV Vibration [2] gibt bisher als Qualitätsmerkmal eine Rangfolge für die Auswahl geeigneter Informationsquellen vor. Danach sind vorzugsweise Messwerte von Arbeitsplatzmessungen als genauere Grundlage für die Gefährdungsbeurteilung heranzuziehen. Sie fordert bisher bei der Verwendung der Herstellerangaben nicht die Berücksichtigung der erweiterten Unsicherheit K. Eine Aussage über die Zuverlässigkeit der Schätzung erfolgt daher nicht auf der Grundlage des sich aus K ergebenden Vertrauensniveaus.

Die Messnormen zur Ermittlung der Herstellerangaben wurden zum Vergleich der Maschinen untereinander entwickelt und basieren auf gut reproduzierbaren Labormessverfahren.

Als Hilfe zur Übertragung der Laborwerte für den praktischen Einsatzfall bietet die DIN SPEC 45694 [3] weitere Informationen.

Das Labormessverfahren nach DIN EN ISO 22867 [4] basiert unter anderem auf einer festgelegten Schnittposition mit astreinem Holz, neuen Maschinen und optimal geschärften Ketten. Eine Besonderheit bei Motorkettensägen ist, dass sich die Herstellerangabe aus Vibrationswerten von unterschiedlichen Betriebszuständen zusammensetzt. Die Zusammensetzung der zeitlichen Anteile ist für den typischen Einsatzfall repräsentativ, diese kann jedoch bei anderen Anwendungen abweichen.

In der nachfolgend beschriebenen Untersuchung wurde unter repräsentativen Praxisbedingungen die Belastung ermittelt [5].

## 2. Methode – Ermittlung der Gefährdung und Beurteilung

Aufbauend auf den Erfahrungen von Aufsichtspersonen der Unfallkassen sowie von Lehrkräften des Forstwirtschaftlichen Bildungszentrums wurden die Rahmenbedingungen mit der Strategie zur Durchführung der Messungen wie folgt festgelegt:

- Ermittlung der Vibrationsexposition bei der Holzernte von Fichten und Buchen
- Messungen der kompletten Arbeitszyklen
- Bedienung der Motorkettensägen durch erfahrene Personen
- Verwendung der Ketten des üblichen Einsatzes

- keine neuen, aber gut gewartete Motorkettensägen (die Gebrauchsdauer sollte mindestens 500 Betriebsstunden betragen, die jedoch aufgrund der Schätzung sicherlich geringer war).
- Videodokumentation der Messungen
- mindestens drei Probanden mit drei verschiedenen Motorsägen vom gleichen Typ.
- Fällung von 15 Buchen und 15 Fichten

Aus Gründen des Aufwandes wurden die Untersuchungen auf einen Maschinentyp eines Herstellers begrenzt. Ausgewählt wurde eine typische Maschine, die exemplarisch für vergleichbare Maschinen ist.

Die Messungen wurden nach den in DIN EN ISO 5349-2 [6] festgelegten Messverfahren mit einer Messkette, die die Anforderungen der DIN EN ISO 8041 [7] erfüllt, durchgeführt.

Die Beschleunigungsaufnehmer wurden am vorderen Griff, der auch als Hilfsgriff oder Seitengriff bezeichnet wird, und am hinteren Griff (Hauptgriff), angebracht (Bild 1).



Bild 1: Lage der Messpunkte

Zur Vermeidung von Abweichungen zu den Labormessverfahren (Emissionsnormen) entsprechen die Messpunkte den Festlegungen in DIN EN ISO 22867 [4].

In der Neufassung des informativen Anhangs A der DIN EN ISO 5349 wird dieser Messpunkt am vorderen Griff für den Anwendungsfall, dass mit der Kettensäge seitlich gearbeitet wird, als ungeeignet bezeichnet. Es wird empfohlen, den Beschleunigungsaufnehmer an die jeweilige Greifstelle umzusetzen.

Im praktischen Einsatzfall ist dies jedoch nicht möglich. Die Anbringung mehrerer Beschleunigungsaufnehmer, die ein Umgreifen erforderlich macht, kann aus Sicherheitsgründen nicht erfolgen.

Durch die Abweichungen von der Idealforderung, den Beschleunigungsaufnehmer an dem Messpunkt anzubringen, an dem die Schwingungseinwirkung am repräsentativsten ist, entsteht eine erhöhter Messunsicherheitsanteil, auf den in der Auswertung noch eingegangen wird.

### 3. Ergebnisse – Auswertung der Messungen

Die Aufzeichnungen der Messungen wurden mithilfe der Videoaufnahmen von Artefakten bereinigt. Typische Artefakte entstanden dadurch, dass die Hand nicht an der Einleitungsstelle Griff war, durch das Absetzen der Maschine oder durch die vom Benutzer selbst eingeleiteten Stöße.

Die Auswertung erfolgte für jeden Baum getrennt nach den Messpunkten sowie getrennt in den Messrichtungen x, y, z und dem Schwingungsgesamtwert für die unterschiedlichen Arbeitsvorgänge „Fällen“, „Zuschneiden“ und „Entasten“.

Der Arbeitsvorgang „Fällen“ enthält die Expositionen bis zu dem Zeitpunkt, an dem der Baum fällt.

Der Arbeitsvorgang „Zuschneiden“ enthält die Expositionen beim „Gesundschneiden“ und für die Nadelbäume auch beim „Zuschneiden“ nach Abmaß. Je nach Baum variiert die Anzahl der Zuschneidevorgänge.

Der Arbeitsvorgang „Entasten“ enthält die Exposition, die beim Entfernen aller Äste auftritt.

Da durch die unterschiedliche Beschaffenheit der einzelnen Bäume die jeweiligen Arbeitsanteile, aber auch die Schwingungshöhe stark variierten, wurde die jeweilige Teiltagesdosis zur besseren Vergleichbarkeit aus den energieäquivalenten Mittelwerten und den dazugehörigen Expositionszeitanteilen bestimmt.

Die Einzelbelastungen der unterschiedlichen Arbeitsvorgänge wurden dann zu einer „Baumtagesdosis“ zusammengefasst.

Diese bisher nicht übliche Betrachtung erleichtert den Vergleich des unterschiedlichen Belastungsaufwandes für jeden einzelnen Baum.

In Tabelle 1 sind die Ergebnisse des Wertebereiches und des Mittelwertes mit der Standardabweichung  $\sigma$  der Baumtagesdosis getrennt nach Baumart und Einleitungsstelle zusammengefasst.

Tabelle 1: Zusammenstellung der Baumtagesdosis

Baumart	Baumtagesdosis A, (8) in m/s <sup>2</sup> an den Handgriffen					
	Hauptgriff			Seitengriff		
	Minimalwert	Mittelwert $\pm \sigma$	Maximalwert	Minimalwert	Mittelwert $\pm \sigma$	Maximalwert
Fichten	0,42	0,49 $\pm$ 0,07	0,6	0,48	0,61 $\pm$ 0,12	0,84
Buchen	0,19	0,29 $\pm$ 0,06	0,41	0,28	0,39 $\pm$ 0,07	0,54

Deutlich ist für beide Baumarten die höhere Belastung am Seitengriff (vorderer Handgriff) erkennbar. Da die höhere Belastung zur Beurteilung der Gefährdung heranzuziehen ist, beziehen sich die weiteren Betrachtungen auf diese Einleitungsstelle.

Als Parameter für die Unterschiedlichkeit des jeweiligen Baumes steht nur der Durchmesser – gemessen in Brusthöhe – zur Verfügung, Brusthöhendurchmesser genannt.

Die Bilder 2 und 3 zeigen die Höhe der Baumtagesdosis in Abhängigkeit vom Baumdurchmesser. Für die untersuchten Bäume, deren Brusthöhendurchmesser in einem engen Bereich von 32 bis 44 cm für die Fichten und von 23 bis 33 cm für die Buchen liegt, ist keine Tendenz erkennbar. Durchschnittlich ist jedoch die Belastungsdosis für einen Baum bei den Buchen geringer als bei den Fichten.

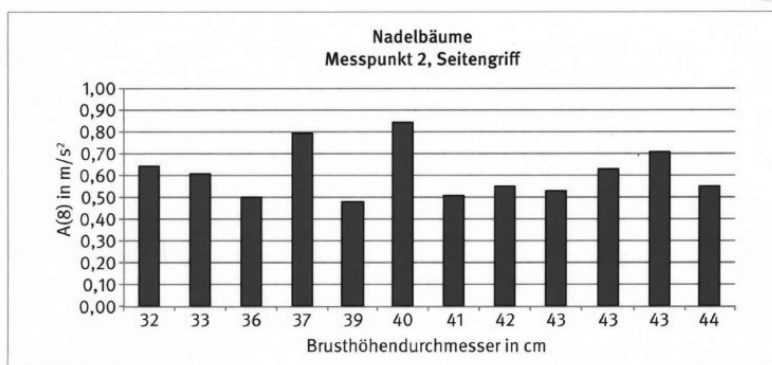


Bild 2: Baumtagesdosis und Baumdurchmesser der Fichten

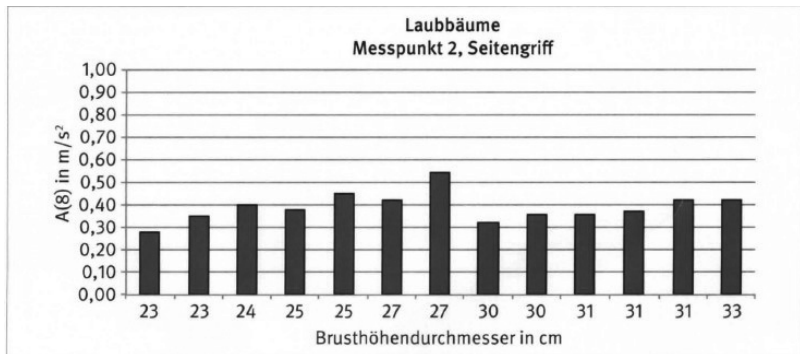


Bild 3: Baumtagesdosis und Baumdurchmesser der Buchen

#### 4. Diskussion – Vergleich der Praxiswerte mit den Herstellerangaben

Zur Verwendung der Herstellerangaben für die Gefährdungsbeurteilung ist die Interpretation dieser Werte erforderlich. Dazu gibt die Norm DIN SPEC 45694 [3] Hinweise zu den folgenden wesentlichen Einflüssen:

- Betriebsbedingungen der Maschine
- Messrichtung und Messort
- Alter und Zustand der Maschine
- Schwingungsdämpfungssystem
- Einsatzwerkzeug

In den Praxismessungen wurden diese Einflüsse im Einzelnen nicht untersucht, sondern die typischen Arbeitsbedingungen für eine repräsentative mittlere Schwingungsbelastung der Arbeitsplatz in der Holzernte.

Tabelle 2 gibt die Schwingungsgesamtwert für alle Messungen zusammengefasst wieder.

Tabelle 2: Zusammenstellung der durchschnittlichen Schwingungsgesamtwerte

Baumart	Schwingungsgesamtwert $a_{hv}$ in $m/s^2$		
	Minimalwert	Mittelwert $\pm \delta$	Maximalwert
Fichte	4,07 (3,4)	$4,97 \pm 0,73$ (4,2)	6,06 (5,1)
Buche	4,70 (3,9)	$5,11 \pm 0,31$ (4,3)	5,56 (4,7)

Zu beachten ist, dass die in der Tabelle angegebenen Werte, also auch die Minimal- und Maximalwerte, Durchschnittswerte sind und sich aus mehreren Wiederholungsmessungen sowie Messbedingungen (wie z. B. Betriebszustände, Bedienpersonen, Maschinen) zusammensetzen. Die in Klammern angegebenen Werte berücksichtigen die systematischen Abweichungen, die aufgrund des Abstandes vom Messpunkt und von der Hand beim Umgreifen entstanden.

Die Herstellerangabe des untersuchten Maschinentyps von  $a_{hv} = 3,5 m/s^2$  und mit der Ungenauigkeit  $K = 2,0 m/s^2$  nach DIN EN 12096 [8] deckt den Überlappungsbereich von 1,5 bis  $5,5 m/s^2$  ab. Dies bedeutet, dass 95 % aller Werte unterhalb des Wertes von  $5,5 m/s^2$  liegen. Alle durchschnittlichen Schwingungsgesamtwerte liegen innerhalb des Überlappungsbereiches, jedoch liegen bis auf den unteren Wert der Fichten ( $3,4 m/s^2$ ) alle Werte oberhalb der Herstellerangabe. Die Messungen unter realen Arbeitsbedingungen sind jedoch auch mit einer Messunsicherheit behaftet [9].

Sollen Messwerte, die an einem Arbeitsplatz an einer Maschine und mit einer Bedienperson unter bestimmten Arbeitsbedingungen ermittelt werden, für einen vergleichbaren Arbeitsplatz herangezogen werden, so müssen die Abweichungen, die zum Beispiel durch die Bedienperson und der Produktstreuung entstehen, berücksichtigt werden.

Insbesondere, wenn der Arbeitsgang wie bei gewachsenen Bäumen sehr unterschiedlich ist, sind stichprobenartige Arbeitsplatzmessungen nicht genauer als repräsentative Belastungsdaten.

Bild 4 zeigt die Häufigkeitsverteilung von 162 Herstellerangaben verschiedener Motorsägen unterschiedlicher Hersteller mit und ohne die Unsicherheit  $K$ . Der Mittelwert der Häufigkeitsverteilung beträgt  $a_{hv} = 4,6 \pm 1,4 m/s^2$  und einschließlich den  $K$ -Wert  $a_{hv} + K = 6,3 \pm 1,6 m/s^2$ .



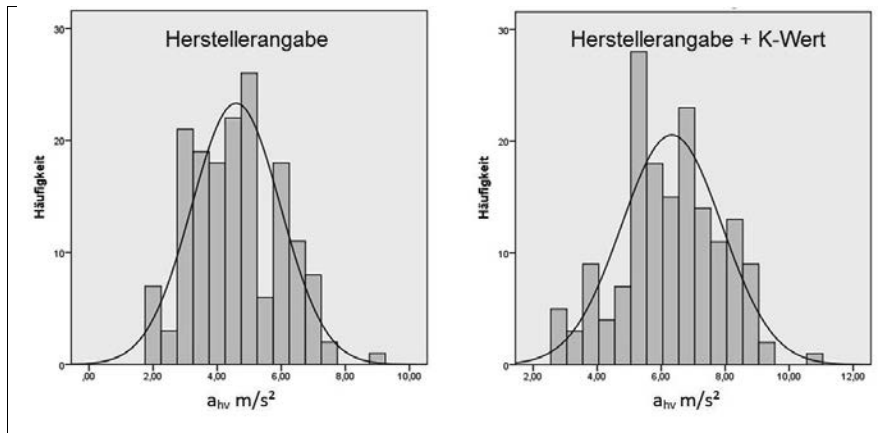


Bild 4: Vergleich der Herstellerangaben mit und ohne Berücksichtigung der Unsicherheit K

## 5. Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Für Arbeitsplätze mit Motorkettensägen bei der Holzernte wurde eine Methode zur Ermittlung der Vibrationsbelastung vorgestellt. Die unterschiedlichen Probleme und Einflüsse bei Praxis- und Labormessungen wurden aufgezeigt. Die Ergebnisse zeigen, dass bei Verwendung der Herstellerangabe ohne Berücksichtigung der Ungenauigkeit eine Unterbewertung der Gefährdung nicht ausgeschlossen werden kann. Ebenso können die Abweichungen, die bei der Gefährdungsbeurteilung von den unterschiedlichen Datenquellen stammen, erheblich sein. Es ist daher notwendig, künftig den Vertrauensbereich in Bezug auf die Ungenauigkeit der Daten zu berücksichtigen. Die bisherigen Festlegungen der Rangfolge in der TRLV „Vibrationen“ sind dafür nicht ausreichend. Genauere Festlegungen sind daher zur Gleichbehandlung und zur Vermeidung einer Unterbewertung der Gefährdung erforderlich.

## Literaturangaben

- [1] Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (LärmVibrationsArbSchV) vom 6. März 2007. BGBl. I (2007), S. 261
- [2] Technische Regel Vibration (TRLV Vibrationen) vom 10. März 2010. GMBI. (2010), Nr. 14 – 15, S. 271 ff.

- [3] DIN SPEC 45694; DIN CEN/TR 15350: 2013-12, Mechanische Schwingungen - Anleitung zur Beurteilung der Belastung durch Hand-Arm-Schwingungen aus Angaben zu den benutzten Maschinen einschließlich Angaben von den Maschinenherstellern; Deutsche Fassung CEN/TR 15350:2013
- [4] DIN EN ISO 22867: Forst- und Gartenmaschinen - Schwingungsmessnorm für hand-gehaltene Maschinen mit Verbrennungsmotor - Schwingungen an den Handgriffen (ISO 22867:2011 ); Deutsche Fassung EN ISO 22867:2011
- [5] Kaulbars, U.: Gefährdungsbeurteilung der Hand-Arm-Vibration bei der Waldarbeit mit Motorkettensägen IFA Report 5/2015. 33 S., 17 Lit., 9 Tab., 13 Abb. und 4 Anhänge. Hrsg.: Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung (DGUV), Berlin 2015. ISBN: 978-3-86423-155-1 (Sprache:D)
- [6] DIN EN ISO 5349: Mechanische Schwingungen – Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen – Teil 1: Allgemeine Anforderungen (ISO 5349-1:2001); Deutsche Fassung EN ISO 5349-1:2001. Berlin: Beuth 2001, Teil 2: Praxisgerechte Anleitung zur Messung am Arbeitsplatz (ISO 5349-2:2001); Deutsche Fassung EN ISO 5349-2:2001
- [7] DIN EN ISO 8041: Schwingungseinwirkung auf den Menschen - Messeinrichtung (ISO 8041:2005); Deutsche Fassung EN ISO 8041: 2005 Beuth, Berlin 6/2006
- [8] DIN EN 12096: Mechanische Schwingungen – Angabe und Nachprüfung von Schwingungskennwerten, Beuth, Berlin 1997
- [9] DIN SPEC 45660-2: Leitfaden zum Umgang mit der Unsicherheit in der Akustik und Schwingungstechnik – Teil 2: Unsicherheit schwingungstechnischer Größen, Ausg. 12/2014. Berlin: Beuth 2014

## **Einflüsse von Reibung und Spiel in passiven und semiaktiven Sitzfederungen auf den objektiven Fahrkomfort**

### **Influences of friction and backlash in passive and semi-active seat suspensions on the objective driving comfort**

Dr.-Ing. **K. Krivenkov**, Dr.-Ing. **S. Ulrich**,  
WegaRD GmbH, Hamburg;  
M.Sc. **C. Klitsch**, Prof. Dr.-Ing. **R. Bruns**,  
Helmut-Schmidt-Universität, Hamburg;  
Dipl.-Ing. **J. Kolb**, Dipl.-Ing. **E. Haller**,  
Grammer AG, Amberg

#### **Kurzfassung**

Die Steigerung der Isolationswirkung einer Sitzfederung führt zu einer geringeren körperlichen Belastung des Fahrers, zur Erhöhung des Fahrkomforts und zur Steigerung der Produktivität. Die zwischen den einzelnen Komponenten konventioneller Sitzfederungen vorhandene Reibung und das Spiel können die Isolationswirkung des Systems erheblich beeinflussen. In diesem Beitrag werden die Einflüsse dieser beiden Parameter untersucht und dargestellt. Hierfür wird zunächst das dynamische Verhalten einer passiven Sitzfederung modelliert und mit Hilfe verschiedenen Testszenarien validiert. Im nächsten Schritt werden die Auswirkungen von Reibung und Spiel auf den Fahrkomfort bei statischer Veränderung der Feder- und Dämpfereigenschaften simulativ ermittelt. Anschließend wird das Simulationsmodell durch die bekannten Algorithmen zur semiaktiven Verstellung der Charakteristiken der Sitzfederung erweitert. Die Isolationswirkung des semiaktiven Systems in Abhängigkeit von Reibung und Spiel unter verschiedenen Einsatzbedingungen wird anhand der berechneten Kennwerte dargestellt und mit der Performance der passiven Systeme verglichen.

#### **Abstract**

Increasing the isolation performance of a seat suspension leads to a reduction of the driver's physical stress, to an enhancing of the driving comfort and to an improving of the productivity. The existing friction and backlash between individual components of a conventional seat suspension can significantly affect the isolation performance of the system. In this contribution the influences of both parameters are investigated and presented. For this purpose first

the dynamic behavior of a passive seat suspension is modeled and validated using various test scenarios. In the next step the influences of friction and backlash on the ride comfort under static change of the spring and damper characteristics are determined by simulation. Then, the simulation model is extended by the well-known algorithms for semi-active control of seat suspension characteristics. By determining the characteristic values the insulation performance of the semi-active systems is represented under various operating conditions as a function of friction and backlash and compared with simulation results of the passive systems.

## 1. Einleitung und Zielsetzung

Den bestmöglichen Schutz vor unerwünschten Schwingungen bieten aktive Systeme, welche mittels gezielter Eingriffe in die Bewegung der Sitzfederung durch hydraulische oder elektrische Aktoren einen signifikanten Zugewinn an Komfort ermöglichen. Diese Systeme sind aber vergleichsweise komplex und finden noch keine große Verbreitung [1 bis 3]. Eine wesentlich weniger aufwändige Alternative bei gleichzeitig guter Isolationswirkung stellen luftgefederte passive und semiaktive Systeme dar [4]. In letzteren können sowohl die Charakteristiken der Luftfedern als auch der Flüssigkeitsdämpfer je nach Situation und Bedarf hochdynamisch beeinflusst werden. Im Gegensatz zu aktiven Sitzfederungen, welche über eine externe Energiequelle verfügen, können in passiven und semiaktiven Systemen die Einflüsse der Reibung und des Spiels zwischen den einzelnen Komponenten nicht durch geeignete regelungstechnische Ansätze eliminiert werden [5], [6]. Für eine signifikante Reduktion oder komplette Beseitigung dieser Einflüsse müssen die wesentlichen Komponenten der Mechanik dieser Systeme neu gestaltet werden. Dieses ist aufwendig und kostenintensiv und muss durch eine signifikante Verbesserung des Fahrkomforts ausgeglichen werden können.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, eine möglichst vollständige Aufklärung der Veränderungen im dynamischen Verhalten der Sitzfederungen und somit auch im objektiv messbaren Fahrkomfort, welche durch Reibung und Spiel im realen System hervorgerufen werden. Hierfür ist in erster Linie eine Variation der Last und Anregung der Sitzfederung notwendig, welche verschiedene Fahrer- und Fahrbahntypen nachbilden sollen. Außerdem unterscheiden sich die auf dem Markt vorhandenen passiven luftgefederten Sitze durch die Steifigkeiten der Luftfeder und den mechanischen Aufbau der Flüssigkeitsdämpfer. Der mechanische Aufbau des Dämpfers beeinflusst vor allem seine Kennlinie, welche je nach Bedarf progressiv, linear oder degressiv sein kann. Die drei Dämpfertypen können außerdem mit und ohne Vorspannung (Ein- und Zweirohrdämpfer) ausgeführt werden [7]. Die genannten Unterschiede in den Eigenschaften von Feder und Dämpfer haben einen signifikanten Einfluss auf das dynami-

sche Verhalten der Sitzfederingen und müssen für das Erreichen des gesetzten Ziels berücksichtigt werden. Einen Überblick der für die möglichst vollständige Aufklärung der Einflüsse von Reibung und Spiel auf den objektiven Fahrkomfort zu berücksichtigenden Parameter und Varianten der Sitzfederingen stellt das Bild 1 schematisch dar.

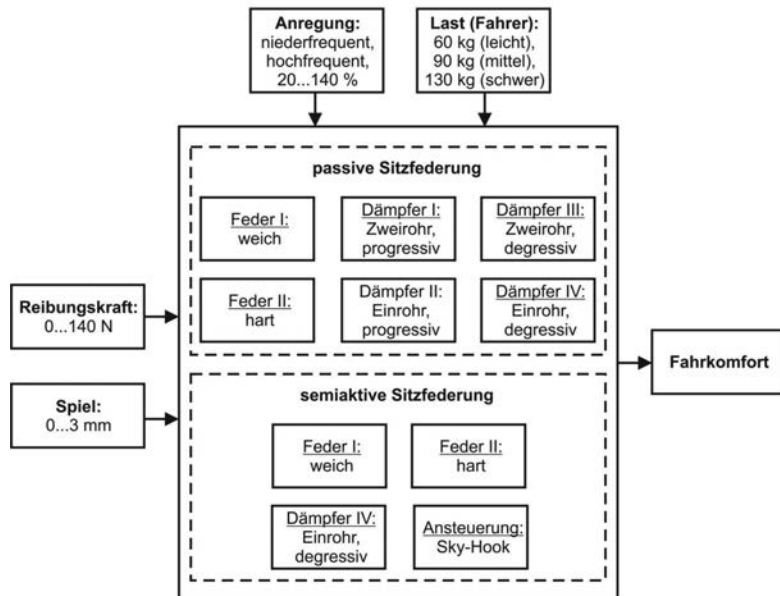


Bild 1: Definition der zu untersuchenden Systeme und deren Einflussparameter

Für die Untersuchung der semiaktiven Sitzfederingen wird ein degressiver Einrohrdämpfer mit kontinuierlich verstellbaren Kennlinien verwendet, welcher dem aktuellen Stand der Technik entspricht [8]. Um die hochdynamische Anpassung der Dämpferkraft an die jeweilige Situation durchführen zu können, wird der weit verbreitete Sky-Hook-Algorithmus eingesetzt [9]. Die Analyse des dynamischen Verhaltens der semiaktiven Systeme in der oben beschriebenen Konfiguration unter Einfluss von Spiel und Reibung soll vor allem ihre Komfortgrenzen aufdecken. Ein anschließender Vergleich des objektiven Fahrkomforts der reibungs- und spielbehafteten passiven und semiaktiven Systeme soll eine Grundlage für die Optimierung der bestehenden und für das Design künftiger Sitzfederingen bilden.

## 2. Modellbildung einer reibungs- und spielbehafteten passiven Sitzfederung

Für das Erreichen des im vorherigen Kapitel definierten Ziels wird neben der oben durchgeführten Definition der zu untersuchenden Systeme und deren Einflussparameter ein mathematisches Modell benötigt, welches das dynamische Verhalten der spiel- und reibungsbehafteten Sitzfederungen hinreichend genau und mit akzeptablem Rechenaufwand abbilden kann. Für diese Zwecke wird die Sitzfederung zuerst abstrahiert und in ein geeignetes mechanisches Ersatzmodell überführt (Bild 2). Dabei wird die Bewegung des Kabinenbodens  $x_{KB}$  am Fußpunkt des Systems eingeleitet und durch die Wirkung des Feder- und Dämpferelementes mit Steifigkeits-  $c_F$ , Dämpfungs-  $c_D$  und Spielparameter  $s_D$ , sowie der Reibungskraft  $F_R$  an die Sitzfläche mit Last  $m_L$  übertragen.

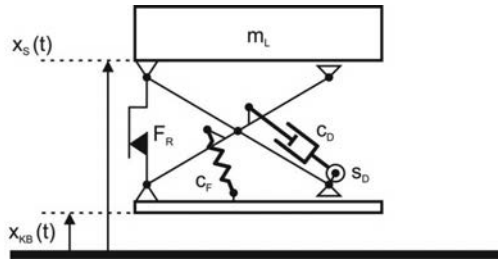


Bild 2: Mechanisches Ersatzmodell der Sitzfederung

Die Bewegung  $x_S$  dieses durch die Trägheitskraft indirekt erregten, spiel- und reibungsbehafteten Einmassenschwingers kann durch die Differenzialgleichung zweiter Ordnung beschrieben werden:

$$m\ddot{x}_S = -F_F - F_D - F_R \operatorname{sign}(\dot{x}_S - \dot{x}_{KB}), \quad (1)$$

wobei  $F_F$  die auf die Sitzfläche wirkende Rückführkraft beschreibt:

$$F_F = c_F \frac{x_S - x_{KB}}{i_F^2} \quad (2)$$

und  $F_D$  die entsprechende Dämpfungskraft:

$$F_D = \begin{cases} c_D \frac{\dot{x}_S - \dot{x}_{KB}}{i_D^2} & \text{für } \frac{x_S - x_{KB}}{i_D} \geq s_D \\ 0 & \text{für } \frac{x_S - x_{KB}}{i_D} < s_D \end{cases} \quad (3)$$

Die im System vorhandene Reibungskraft  $F_R$  wird zum größten Teil infolge der Relativbewegung der Bauteile des Scherenmechanismus mit Festkörperreibung hervorgerufen und wird mit einer guten Näherung durch den Ansatz von Coulomb approximiert [10].

Die Abbildung der Wirkung des Spiels auf das Systemverhalten erfolgt durch die Fallunterscheidung im Verlauf der Dämpfungskraft. Dieser Ansatz ist zulässig, wenn die Beschleunigung der Sitzfläche die Erdbeschleunigung nicht überschreitet. Dies geschieht aber nur in seltenen Fällen. Die einzigen Stellen, an welchen das Spiel eine Unterbrechung des Kraftflusses verursachen kann, sind die Befestigungspunkte des Dämpfers. Das Maß  $s_D$  repräsentiert also das Gesamtspiel zwischen Scherenmechanismus und Dämpfer.

Die Parameter  $i_D$  und  $i_F$  beschreiben die Transformation der Relativbewegung zwischen Last und Kabinenboden in die Bewegung des Feder- und Dämpferelementes, welche durch kinematische Beziehungen zwischen Struktur des Scherenmechanismus und dem jeweiligen Element definiert sind.

Die Steifigkeit der Feder  $c_F$  wird in Abhängigkeit von dem in der Feder herrschenden Druckniveau mit Hilfe der Poissonschen Gleichung für die isentrope Zustandsänderung idealer Gase modelliert. Dies ermöglicht die Abbildung der Abhängigkeit der Steifigkeit der Feder von der Belastung der Sitzfläche.

Der Dämpfungsparameter  $c_D$  ist von der Kennlinie des Dämpfers abhängig und beschreibt ihre Steigung im Kraft-Geschwindigkeits-Diagramm. Da die Kennlinien der verwendeten Dämpfer als bekannt vorausgesetzt werden, können die Verläufe der Dämpferparameter in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für den jeweiligen Dämpfer berechnet und durch geeignete Funktionen approximiert werden.

Das erstellte Simulationsmodell berücksichtigt also alle wesentlichen Parameter, welche für die Analyse des dynamischen Verhaltens der spiel- und reibungsbehafteten Sitzfederungen in den beschriebenen Varianten benötigt werden.

### 3. Validierung des Simulationsmodells

Für die Überprüfung der Güte der Abbildung des dynamischen Verhaltens der Sitzfederungen soll das erstellte Simulationsmodell validiert werden. Als Anregung werden künstliche Signale verwendet, welche für die Beurteilung des Fahrkomforts der Sitzfederungen mit großen Federwegen für Land- und Baumaschinen genutzt werden. Das niederfrequente Signal entspricht einer relativ langsamen Fahrt außerhalb befestigter Straßen und das hochfrequente einer relativ schnellen Fahrt auf vergleichsweise ebenem Untergrund.

Die Validierung des Simulationsmodells wird durch Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten SEAT-Werte durchgeführt. Der Sitzübertragungsfaktor SEAT beschreibt die

Durchlässigkeit des Systems und wird in der Regel als Maß für den objektiven Fahrkomfort verwendet. Er wird in ISO 10326 als Verhältnis der frequenzbewerteten Beschleunigung der Sitzfläche zur Beschleunigung der Anregung definiert [11]. Die Frequenzbewertung wird mit dem in ISO 2631 für die sitzende Person angegebenen Filter  $W_k$  vorgenommen [12].

Ein Vergleich der gemessenen und simulierten SEAT-Werte einer Sitzfederung mit harter Luftfeder und progressivem Zweirohrdämpfer, einem Spiel von ca. einem Millimeter und einer Reibkraft von etwa 40 N hat gezeigt, dass die Abweichungen zwischen den Komfortmaßen bei realer und virtueller Fahrt bei allen für die Validierungszwecke verwendeten Test-szenarien geringer als 5% sind.

#### 4. Simulation und Analyse des dynamischen Verhaltens der passiven Sitzfederungen in Abhängigkeit von Reibung und Spiel

Nach erfolgreicher Validierung des Simulationsmodells kann die Analyse des Fahrkomforts in Abhängigkeit von Reibung und Spiel durchgeführt werden. Hierfür wird die Sitzfederung mit festgelegter Feder- und Dämpfervariante mit einem der Testsignale bei konstant gehaltener Last und Signalstärke angeregt und die Antwort des Systems nach den oben beschriebenen Vorschriften ausgewertet. Die so berechneten SEAT-Werte als Funktion von Reibungskraft und Spiel können als Fläche dargestellt werden (Bild 3).

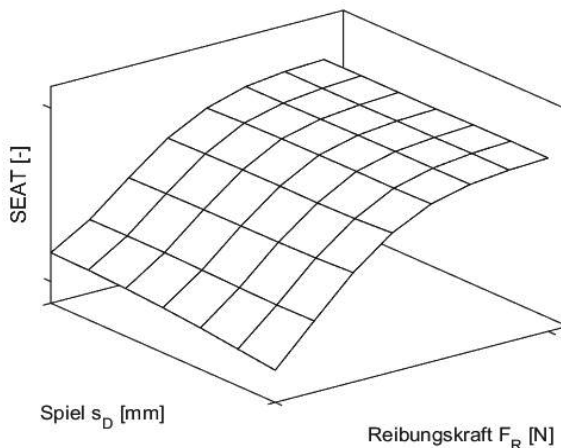


Bild 3: Qualitative Darstellung des Fahrkomforts in Abhängigkeit von Reibung und Spiel



Für die Ermittlung des Einflusses der beiden Parameter auf den Fahrkomfort werden die Steigungen dieser Fläche  $k_S = \text{SEAT/mm}$  und  $k_{FR} = \text{SEAT/N}$  bei minimalen und maximalen Werten der Reibungskraft und des Spiels betrachtet.

Anschließend werden Last und Signalstärke variiert. Pro Variationsschritt der Last und Signalstärke ergeben sich also weitere SEAT-Flächen. Normiert man die definierten Kennwerte der Flächen auf einen Maximalwert, kann der Einfluss von Reibung und Spiel auf einer Skala von -100 bis +100 qualitativ dargestellt werden. Die negativen Werte repräsentieren also die Stärke des positiven Einflusses und sind ein Maß für die Verbesserung der SEAT-Werte. Die positiven Werte entsprechen der Stärke des negativen Einflusses und sind ein Maß für die Verschlechterung des Fahrkomforts.

Die unten folgenden Tabellen stellen die normierten  $k_S$ - und  $k_{FR}$ -Werte in Sitzfederungen mit progressiven Dämpfern in Abhängigkeit von der Stärke des Anregungssignals und der Last auf der Sitzfläche dar.

Tabelle 1: Einfluss von Reibung und Spiel in passiven Systemen mit:

a) harter Feder und progressivem Zweirohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	13	11	7	5	3	2	2	1	1	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	14	10	6	3	3	2	1	1	1	0	0	0
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	-25	-11	-4	14	9	5	23	16	9	24	16	10
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	2

b) harter Feder und progressivem Einrohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	14	11	8	5	4	2	2	1	1	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	7	12	3	3	2	2	0	1	1	0	0	0
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	84	-2	75	37	22	14	37	22	13	34	22	14
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	0	0	2	1	5	5	4

c) weicher Feder und progressivem Zweirohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	15	12	9	5	4	3	2	2	1	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	18	13	9	5	3	2	1	1	1	0	2	0
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	-36	-22	-12	5	2	2	18	11	6	19	12	8
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0

## d) weicher Feder und progressivem Einrohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	15	12	9	6	4	3	2	2	1	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	5	6	11	3	3	2	1	1	1	0	0	0
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	96	61	0	27	16	10	31	16	9	32	18	11
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	5	3	1

Aus den dargestellten Simulationsergebnissen kann entnommen werden, dass in den betrachteten passiven Systemen mit progressiven Dämpfern der Einfluss von Reibung und Spiel insbesondere bei leichten Fahrern während relativ ruhigen Fahrten am stärksten ist. Der grundsätzlich negative Einfluss der Reibung wird mit steigender Fahrer Masse und Signalstärke der Anregung geringer. Bei Fahrten auf besonders rauen Off-Road-Strecken spielt der Betrag der in einer Sitzfederung vorhandenen Reibungskraft nahezu keine Rolle.

Unter besonders rauen Betriebsbedingungen wird aber der negative Einfluss des Spiels auf den objektiven Fahrkomfort maximal. Dabei sind die leichten Fahrer wieder am meisten betroffen. Bei ruhigen Fahrten hat aber das Spiel im Gegensatz zur Reibungskraft eine positive Auswirkung auf den objektiven Fahrkomfort. Der positive Einfluss des Spiels erreicht bei leichten Fahrern sein Maximum und kann unter Umständen den negativen Einfluss der Reibung ausgleichen.

Dies ist aber nur in Systemen mit einem progressiven Zweirohrdämpfer der Fall. Die Vorspannung der Einrohrdämpfer und die daraus resultierende Ausschubkraft verstärken signifikant den negativen Einfluss des Spiels bei allen Betriebsbedingungen und kehren die beschriebene Tendenz bei Systemen mit Zweirohrdämpfer komplett um. Hier wird der Einfluss des Spiels mit steigender Signalstärke und Last ähnlich zum Einfluss der Reibung geringer. Der Einfluss des Spiels bleibt dabei aber wesentlich stärker als der Einfluss der Reibung.

Betrachtet man nun die Wechselwirkungen zwischen den beiden Parametern, so kann festgestellt werden, dass mit steigendem Spiel der Einfluss der Reibung geringfügig kleiner wird. Dagegen nimmt der Einfluss des Spiels auf den objektiven Fahrkomfort bei steigender Reibungskraft sehr stark ab. Daraus folgt, dass in Systemen mit progressiven Zweirohrdämpfern ein relativ großes Spiel und eine stark ausgeprägte viskose, geschwindigkeitsabhängige Reibungskraft zur signifikanten Erhöhung des objektiven Fahrkomforts am besten geeignet sind. Für Systeme mit progressiven Einrohrdämpfer empfiehlt sich dagegen eine möglichst spielfreie Verbindung zwischen Dämpfer und Scherenmechanismus sowie eine möglichst geringe Reibungskraft.

Die Systeme mit progressiven Dämpfern stellen grundsätzlich eine Klasse relativ schwach gedämpfter Sitzfederungen dar. Mit diesen Systemen kann zwar ein hoher objektiver Fahrkomfort erreicht werden, das subjektive Empfinden solcher Sitzfederungen bleibt aber in bestimmten Einsatzbereichen oft unbefriedigend. Um einen Kompromiss zwischen objektivem und subjektivem Fahrverhalten zu erreichen, können die Sitzfederungen mit degressiven Dämpfern ausgestattet werden. Solche Systeme stellen also eine weitere Klasse der Sitzfederungen dar, welche den stark gedämpften zugeordnet werden können.

Durch entsprechende Anpassung der Kennlinie des Dämpfers im Simulationsmodell können die gesuchten Einflüsse von Reibung und Spiel auf den objektiven Fahrkomfort auch für stark gedämpfte Systeme nach oben beschriebener Vorgehensweise ermittelt werden. Die Ergebnisse der Simulation des Fahrkomforts auf Sitzfederungen mit degressiven Dämpfern stellt die Tabelle 2 dar.

Tabelle 2: Einfluss von Reibung und Spiel in passiven Systemen mit:

e) harter Feder und degressivem Zweirohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	2	3	3	1	1	2	1	2	1	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	-14	1	3	-2	0	1	1	1	1	1	1	1
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	64	-36	-60	84	35	15	33	12	6	13	5	3
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	1	9	4	-6	7	-2	-6

f) harter Feder und degressivem Einrohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	2	3	3	1	1	2	1	2	0	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	-13	-1	2	-2	0	1	1	1	1	1	1	1
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	59	-22	-51	89	39	16	35	14	7	15	6	4
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	1	9	4	-5	8	-4	-5

g) weicher Feder und degressivem Zweirohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	2	3	4	1	2	2	1	2	1	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	3	4	6	-2	1	1	1	1	1	1	1	1
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	-49	-75	-91	68	21	1	23	3	-2	6	-2	-4
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	-3	6	0	-9	5	-7	-9

## h) weicher Feder und degressivem Einrohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	2	3	4	1	2	2	1	2	1	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	0	5	6	-2	1	1	1	1	1	1	1	1
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	-26	-79	-88	75	25	4	28	5	-1	9	-1	-3
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	-3	6	1	-9	6	-6	-9

Durch stärkere Dämpfung wird der Einfluss der Reibung in diesen Systemen weniger ausgeprägt. Dennoch kann die gleiche Tendenz wie in Sitzfedern mit progressiven Dämpfern identifiziert werden. Im Gegensatz zu den Systemen a) bis d) sind hier die schweren Fahrer am meisten betroffen. Der Einfluss des Spiels wird mit steigender Signalstärke und Last ähnlich zum Einfluss der Reibung geringer. Diese Tendenz kann vor allem in den Systemen mit progressiven Einrohrdämpfern mit Vorspannung beobachtet werden. Die Auswirkung des Spiels auf den objektiven Fahrkomfort ist aber in den Systemen mit degressiven Dämpfern wesentlich stärker. Ebenfalls stärker ist auch der positive Einfluss des Spiels bei ruhigen Fahrten und ist in Systemen sowohl mit Zwei- als auch Einrohrdämpfern feststellbar. Die Vorspannung der degressiven Einrohrdämpfer bewirkt im Gegensatz zu Systemen b) und d) nur eine relativ schwache Minderung des positiven und eine ebenfalls schwache Verstärkung des negativen Einflusses.

Ähnlich zu den Systemen a) bis d) wird in stark gedämpften Sitzfedern der Einfluss der Reibung mit steigendem Spiel geringfügig kleiner. Dagegen nimmt der Einfluss des Spiels auf den objektiven Fahrkomfort bei steigender Reibungskraft stärker ab und ermöglicht sogar eine Verbesserung der Isolationsfähigkeit insbesondere bei sehr rauen Betriebsbedingungen. Dies bedeutet, dass in spiel- und reibungsbehafteten Systemen mit degressiven Dämpfern ein relativ großes Spiel und eine stark ausgeprägte viskose, geschwindigkeitsabhängige Reibungskraft ebenfalls zur signifikanten Erhöhung des objektiven Fahrkomforts führen können.

Die Auswirkung des Spiels und der Reibung auf den objektiven Fahrkomfort in Systemen mit weichen Federn ist von identifizierten Grundtendenzen genauso wie in den hart gefederten Sitzen. Die Unterschiede können lediglich in der Stärke des Einflusses festgestellt werden. So wird der negative Einfluss der Reibung mit zunehmend weicherer Feder ausgeprägter. Der positive Einfluss des Spiels auf den objektiven Komfort während relativ ruhigen Fahrten wird ebenfalls verstärkt. Der negative Einfluss des Spiels auf besonders rauen Strecken wird aber durch den Einsatz weicherer Federn reduziert.

Daraus kann abgeleitet werden, dass die Sitzfederungen mit weichen Federn im Vergleich zu Systemen mit harten Federn ein größeres Spiel zulassen, aber gleichzeitig eine Reduktion der Reibungskraft erfordern.

### 5. Modellbildung einer reibungs- und spielbehafteten semiaktiven Sitzfederung

Zur Simulation des dynamischen Verhaltens der semiaktiven Systeme wird das im Kapitel 2 vorgestellte mathematische Modell durch einen Algorithmus erweitert, welcher eine hochdynamische Anpassung der Dämpfercharakteristik in Abhängigkeit von den Randbedingungen während der Fahrt ermöglicht. Hierfür wird der weit verbreitete Sky-Hook-Ansatz verwendet. Der Ansatz beruht auf der Messung und Rückführung der absoluten (inertialen) Geschwindigkeit der Sitzfläche und der anschließenden Manipulation des Parameters  $c_D$ , dem schließlich das Ansteuerungssignal  $I_D$  des Dämpfers proportional ist. Die Gleichung 4 liefert die für die Generierung des Ansteuerungssignals zu hochdynamischer Anpassung der Dämpfercharakteristik nach dem Sky-Hook-Ansatz benötigte Vorschrift:

$$I_D \approx c_D = \begin{cases} k_D \frac{\dot{x}_S}{\dot{x}_S - \dot{x}_{KB}} & \text{für } \dot{x}_S (\dot{x}_S - \dot{x}_{KB}) > 0 \\ 0 & \text{für } \dot{x}_S (\dot{x}_S - \dot{x}_{KB}) < 0 \end{cases} \quad (4)$$

Durch die Rückführung der absoluten Geschwindigkeit lässt sich das theoretische  $PDT_2$ -Verhalten der Übertragungsfunktion der Beschleunigung des Sitzes (Durchlässigkeit) mit unerwünschter Überhöhung im niederfrequenten Bereich und störendem Einfluss des Dämpfers im hochfrequenten Bereich in ein System mit einem für den objektiven Fahrkomfort wesentlich vorteilhafteren  $PT_2$ -Verhalten überführen. Die Kraft  $F_D$  des semiaktiven Systems mit durch den Sky-Hook-Ansatz angesteuertem und spielbehaftetem Dämpfer setzt sich also wie folgt zusammen:

$$F_D = \begin{cases} k_D \frac{\dot{x}_S}{i_D^2} & \text{für } \dot{x}_S (\dot{x}_S - \dot{x}_{KB}) > 0 \\ 0 & \text{für } \dot{x}_S (\dot{x}_S - \dot{x}_{KB}) < 0 \end{cases} \quad \text{für } \frac{x_S - x_{KB}}{i_D} \geq s_D \quad (5)$$

$$0 \quad \text{für } \frac{x_S - x_{KB}}{i_D} < s_D$$

Durch den Parameter  $k_D$ , der als Verstärkungsfaktor der zurückgeführten absoluten Geschwindigkeit der Sitzfläche definiert werden kann, wird die gewünschte Intensität des Eingriffes in die Bewegung der Sitzfederung definiert. Das Bild 4 stellt qualitativ die Unterschiede der Durchlässigkeiten der bisher betrachteten passiven Systeme und der in diesem Kapi-

tel modellierten semiaktiven Sitzfederung mit kontinuierlich verstellbarem degressiven Dämpfer und dem Sky-Hook-Algorithmus in Form der Amplitudengänge bei einer Anregung mit harmonischem Testsignal graphisch dar.

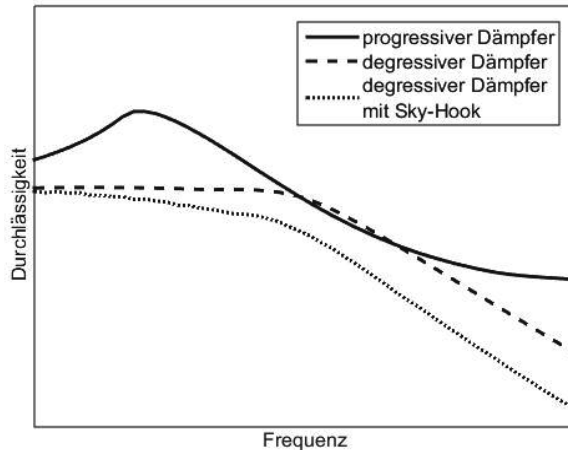


Bild 4: Qualitativer Vergleich der betrachteten passiven Systeme mit semiaktiver Sitzfederung bei harmonischer Anregung

## 6. Simulation und Analyse des dynamischen Verhaltens der semiaktiven Sitzfederungen mit Sky-Hook-Ansteuerung in Abhängigkeit von Reibung und Spiel

Nach der Erweiterung des Simulationsmodells durch den Ansteuerungsalgorithmus kann das dynamische Verhalten der semiaktiven Systeme in Abhängigkeit von Reibung und Spiel simuliert und analog der im Kapitel 4 vorgestellten Vorgehensweise analysiert werden. Die folgenden Tabellen stellen die Simulationsergebnisse anhand der beschriebenen charakteristischen Größen dar.

Tabelle 3: Einfluss von Reibung und Spiel in semiaktiven Systemen mit:

i) harter Feder, degressivem Einrohrdämpfer und Sky-Hook-Algorithmus

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	3	5	6	2	3	3	3	3	2	3	2	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	6	2	4	1	2	1	2	1	1	1	1	1
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	-64	-41	-48	6	-4	0	-6	0	5	-4	3	6
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	-4	-13	-3	-19	-19	-16	-21	-14

j) weicher Feder, degressivem Einrohrdämpfer und Sky-Hook-Algorithmus

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	4	6	7	3	3	3	3	3	2	3	2	2
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	7	6	7	2	2	2	2	2	1	2	1	1
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	-62	-61	-66	-9	-16	-10	-17	-10	-4	-13	-6	-1
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	-6	-14	-4	-20	-21	-17	-24	-17

Wie aus Tabelle 3 ersichtlich wird, hat der Einfluss von Spiel und Reibung auf den objektiven Fahrkomfort in semiaktiven Systemen die gleichen Grundtendenzen wie in den vergleichbaren passiven Sitzen f) und h). Die Unterschiede sind nur in der Stärke des Einflusses feststellbar. Bei semiaktiven Systemen ist der negative Einfluss der Reibung stärker ausgeprägt. Bei Betrachtung aller untersuchten Systeme fällt besonders auf, dass die Reibung in semiaktiven Systemen bei normalen bis sehr rauen Betriebsbedingungen die größte negative Auswirkung auf den Fahrkomfort aufweist. Daraus kann geschlossen werden, dass die offensichtlichen Vorteile der semiaktiven Systeme gegenüber den passiven Sitzfederungen hinsichtlich des Fahrkomforts mit steigender Reibungskraft im Scherenmechanismus relativ schnell verschwinden. Unter bestimmten Betriebsbedingungen kann also eine semiaktive Sitzfederung, welche zum Beispiel aus dem passiven System durch den Austausch des Dämpfers und der Anbringung der Mess- und Steuerungstechnik aufgebaut wurde, vergleichbare oder sogar schlechtere Isolationswirkung als die ursprüngliche passive Sitzfederung aufweisen.

Im Gegensatz zum negativen Einfluss der Reibung auf den objektiven Fahrkomfort, wirkt sich der Einfluss des Spiels bei nahezu allen Betriebsbedingungen grundsätzlich positiv aus. Dies bedeutet, dass in spiel- und reibungsbehafteten semiaktiven Systemen mit degressiven Dämpfern und Sky-Hook-Ansteuerung ein relativ großes Spiel und eine möglichst schwach ausgeprägte viskose, geschwindigkeitsabhängige Reibungskraft zum größten Gewinn an Fahrkomfort von allen betrachteten Systemen führen können.

## 7. Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde eine Simulation und Analyse der durch Reibung und Spiel hervorgerufenen Veränderungen im objektiv messbaren Fahrkomfort von insgesamt zehn Sitzfedern mit verschiedenen Eigenschaften und unter diversen Betriebsbedingungen durchgeführt. Es konnte festgestellt werden, dass die Isolationswirkung der passiven und semiaktiven Systeme insbesondere bei ruhiger Fahrt auf einer nahezu ebenen Strecke durch den Einfluss von Reibung und Spiel am stärksten betroffen ist. In diesem Fall hat die Reibung einen grundsätzlich negativen Einfluss auf den Fahrkomfort und das Spiel einen überwiegend positiven. Mit steigender Härte des Dämpfers wird der negative Einfluss der Reibung geringer. Der positive Einfluss des Spiels wird dagegen stärker ausgeprägt. Mit steigender Steifigkeit der Feder werden sowohl der negative Einfluss der Reibung, als auch der positive Einfluss des Spiels geringer.

Bei Fahrten auf normalen und rauen Strecken wird der negative Einfluss der Reibung in den meisten Systemen schwächer. Der bei ruhigen Fahrten positive Einfluss des Spiels wird aber unter diesen Betriebsbedingungen vor allem in passiven Systemen stark negativ. Er verhält sich aber dem Einfluss der Reibung ähnlich und wird mit steigender Amplitude der Anregung geringer. Der negative Einfluss des Spiels wird mit steigender Vorspannung und Härte des Dämpfers stärker. Eine Erhöhung der Steifigkeit der Feder bewirkt eine vergleichsweise geringere Verstärkung des negativen Einflusses des Spiels.

Der einzige Parameter, welcher sowohl den negativen als auch den positiven Einfluss des Spiels eliminieren kann, ist die in der Sitzfederung vorhandene Reibung. Daraus folgt, dass in den meisten spiel- und reibungsbehafteten Systemen ein relativ großes Spiel und eine viskose, geschwindigkeitsabhängige Reibungskraft zur signifikanten Erhöhung des objektiven Fahrkomforts am besten geeignet sind. Die Sitzfedern mit weichen Federn lassen im Vergleich zu Systemen mit harten Federn ein größeres Spiel zu, erfordern aber eine Reduktion der Reibungskraft. Nur für wenige Systeme empfiehlt sich dagegen eine möglichst spielfreie Verbindung zwischen Dämpfer und Scherenmechanismus sowie eine möglichst geringe Reibungskraft.

Bei Betrachtung der Ergebnisse aller untersuchten Systeme wurde außerdem festgestellt, dass die Reibung in semiaktiven Systemen bei Fahrten auf normalen und rauen Strecken die größte negative Auswirkung auf den Fahrkomfort aufweist. Bei Nichtbeachtung des Einflusses der Reibung kann also eine grundsätzlich komfortablere semiaktive Sitzfederung unter bestimmten Betriebsbedingungen vergleichbare oder sogar schlechtere Isolationswirkung als eine passive Sitzfederung aufweisen.



## 8. Literatur

- [1] Maas, J., Pflug, H.-Ch.: Aktive Schwingungsminderung für einen Lkw-Fahrerarbeitsplatz. VDI-Tagung Humanschwingungen, Dresden, VDI-Berichte 2002, 537-552, Oktober 2007
- [2] Braghin, F., Cheli, F., Facchinetti, A., Sabbioni, E.: Design of an active seat suspension for agricultural vehicles. In Structural Dynamics, Volume 3, 1365-1374, Springer New York, 2011
- [3] Krivenkov, K., Ulrich, S., Bruns, R.: Design, Simulation und Erprobung einer aktiven Sitzaufhängung für Nutzfahrzeuge. Logistics Journal: Proceedings, Vol. 2014, Iss. 01
- [4] Roethemeyer, H.: Aktiv gefederte Schleppersitze zeichnen sich durch Komfort aus. Bauernblatt, 32-33, Oktober 2012
- [5] Noisser, R.: Nichtlinearer digitaler Reibungsbeobachter zur adaptiven Reibungskompensation bei Bewegungsregelungen. e&i Elektrotechnik und Informationstechnik, 121(7-8), 275-281, 2004
- [6] Marton, L.: Adaptive friction compensation in the presence of backlash. Journal of Control Engineering and Applied Informatics, 11(1), 3-9, 2009
- [7] Murrenhoff, H., Wallentowitz, H.: Fluidtechnik für mobile Anwendungen. Shaker 2006
- [8] Barber, D., Sheng, P.: Award-winning innovation in controllable fluids. In ACTUATOR 10: Proceedings of the 12th International Conference on New Actuators, Bremen, 2010
- [9] Heißing, B., Ersoy, M., Gies, S.: Fahrwerkhandbuch. Vieweg+ Teubner, 2007
- [10] Mikhailov, V. G.: Analysis of models of friction in suspensions of vehicles. Journal of Friction and Wear, 35(2), 149-154, 2014
- [11] ISO 10326-1: Mechanical vibration Laboratory method for evaluating vehicles eat vibration, Part 1: Basic requirements
- [12] ISO 2631-1: Mechanical vibration and shock—Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements



# **Hand-Arm-Vibrationen – Entwicklung eines Vibrationsmessverfahren für Tierbetäubungsgeräte**

## **Hand-arm vibration – Development of a vibration measurement methods for cattle gun**

**Gereon Schmitz, Manfred Söntgen,**  
Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen  
Unfallversicherung – (IFA), Sankt Augustin

### **Kurzfassung**

Für viele Gerätearten, für die keine einheitliche Messnorm zur Verfügung steht, muss gemäß EU-Maschinenrichtlinie zur Ermittlung der Vibrationsemission die am besten geeignete Messmethode herangezogen werden. Für Tierbetäubungsgeräte, auch als Schlachtschussapparate bezeichnet, wird die Entwicklung eines Ersatzarbeitsverfahrens zusammen mit der besonderen Messproblematik bei der Messung von Einzelstößen aufgezeigt. Darüber hinaus gibt der Beitrag einen Überblick über die Vibrationseinwirkung verschiedener Geräte.

### **Abstract**

Where a harmonized measurement standard is not available, as is the case for many types of equipment, the EU Machinery Directive requires that the most suitable measurement method be used for determining of the vibration emissions. The paper describes the development of a substitute method for animal-stunning equipment (cattle gun), together with the particular issues associated with the measurement of discrete shocks. The paper further provides an overview of the vibration exposure of various devices.

### **1. Einleitung**

Gemäß der EU-Maschinenrichtlinie [1], die in Deutschland mit dem Produktsicherheitsgesetz - ProdSG [2] umgesetzt wird, ist der Hersteller von Geräten und Maschinen verpflichtet, den Vibrationsemissionswert anzugeben, falls er den Schwingungsgesamtwert von  $2,5 \text{ m/s}^2$  übersteigt.

Dieser Wert muss entweder an der betreffenden Maschine tatsächlich gemessen oder durch Messung an einer technisch vergleichbaren, für die geplante Fertigung repräsentativen Maschine ermittelt worden sein.

Wenn keine harmonisierten Normen existierten, ist zur Ermittlung der Vibrationsdaten nach der dafür am besten geeigneten Messmethode zu verfahren.

Die Betriebsbedingungen beeinflussen die von der Maschine übertragenen Vibrationen in erheblichem Maße. Daher sollten die Vibrationsmessungen unter repräsentativen Betriebsbedingungen erfolgen. Die im Prüfverfahren verwendeten Betriebsbedingungen und Messverfahren sind mit der Vibrationsangabe zu beschreiben.

Tierbetäubungsgeräte, – auch als Schlachtschussapparate bezeichnet – arbeiten durch Eintreiben eines Bolzen ins Gehirn des Schlachttieres mittels einer Treibladung. Je nach Tierart und Schädeldecke sind unterschiedliche Treibladungen und Bolzenlängen erforderlich. Es ist ein Verfahren entwickelt worden, das sich an den existierenden Normen DIN EN ISO 20643 [3], DIN ISO/TS 8662-11 [4] und ISO 28927 [5] für handgehaltene Maschinen anlehnt.

## 2. Entwicklung eines Ersatzarbeitsverfahrens

Beim penetrierenden Schlachtschussapparat wird ein Bolzen ins Gehirn des Tieres eingetrieben. Bei den untersuchten Geräten wurden zum Eintreiben Kartuschen verwendet. Je nach Tierart werden unterschiedliche Treibladungen und Bolzenlängen eingesetzt. Da reproduzierbare Messungen mit Tieren im Labor nicht möglich sind, musste ein Ersatzarbeitsverfahren entwickelt werden.

Da der Rückstoß vergleichbar mit dem beim Eindringen in den Schädelknochen sein sollte, wurde das zur technischen Erprobung bereits übliche Verfahren des Eintreibens in Bleiplatten verworfen. Die Druckfestigkeit der Knochen ist mit ca.  $150 \text{ N/mm}^2$  sehr hoch. Da das Arbeitsmaterial durch Zerstörung verbraucht wird, wurde ein Sandwich-Aufbau bestehend aus handelsüblichen Multiplexplatten mit einer Druckfestigkeit von 30 bis  $40 \text{ N/mm}^2$  und Polyurethan (Styrodur, Typ 3035 CS) mit einer Druckfestigkeit von  $30 \text{ N/mm}^2$  mit einer abschließender Bleiplatte verschraubt, als kostengünstige Lösung verwendet. Obwohl die Druckfestigkeit geringer ist als die von Knochen, wurde in den Versuchen die Bleiplatte nicht durchschlagen, sodass auch aus praktischen Erwägungen das Ersatzarbeitsverfahren geeignet ist. Durch verschiedene Materialdicken kann das Ersatzarbeitsverfahren an die jeweilige Bolzenlänge des Schlachtschussapparates angepasst werden.

Dieses Ersatzmaterial wird dann aus Sicherheitsgründen für die Probanden entsprechend dem Prüfaufbau für Eintreibgeräte nach DIN ISO/TS 8662-11 [4] in einem Sandbett gelagert.

Zur Absaugung der bei der Verbrennung entstehenden Schadstoffe wurde der Aufbau eingehaust (Bild 2).

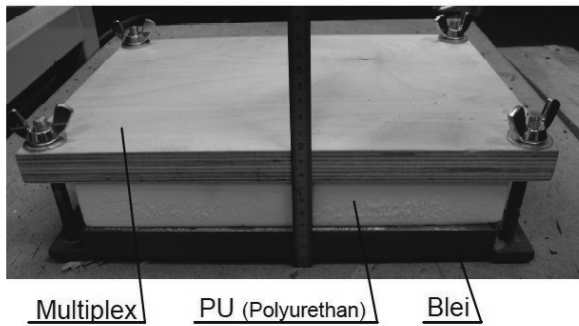


Bild 1: Ersatzarbeitsverfahren für Tierschädel

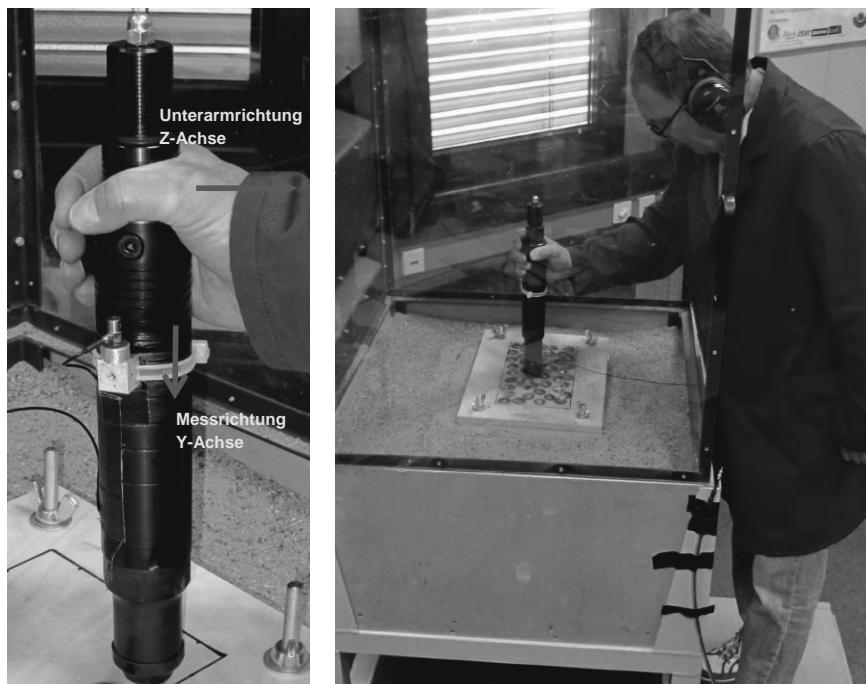


Bild 2: Versuchsaufbau, Ersatzverfahren im Sandbett mit Kabine für Absaugung

### 3. Messbedingungen und Durchführung

Die Messdurchführung orientiert sich an dem grundsätzlichen Vorgehen bei der Ermittlung der Schwingungsemission nach DIN EN ISO 20643 [3].

Da nach jedem Schussvorgang eine längere Rüstzeit zum Wechseln der Kartuschen notwendig war und damit die Wiederholfrequenz  $\leq 5$  Hz war, wurde eine feste Integrationsdauer (Messdauer) von 3 s entsprechend DIN ISO TC 15694 [6] gewählt. Um den Einfluss der Wiederholungsbedingungen und der Bedienpersonen (Probanden) zu überprüfen, wurden jeweils zehn Schuss mit drei unterschiedlichen Personen gemessen. Aufgrund der dominierenden Schlagrichtung wurde zur Vermeidung der Messungenauigkeiten durch die Querempfindlichkeiten von Triaxial-Aufnehmer nur in dieser Richtung gemessen (Bild 2).

Es ist davon auszugehen, dass die Abweichungen zum Schwingungsgesamtwert zu vernachlässigen sind. Die Schlagrichtung entspricht bei dieser Geräteausführung nicht der Unterarmrichtung (Bild 2).

### 4. Messergebnisse

Die Auswertung mit der Frequenzbewertung erfolgten nach DIN EN ISO 5349-1 [7]. Der Anwendungsbereich dieser Norm gilt in erster Linie für periodische, stochastische und nichtperiodische Schwingungen und ist für wiederholt auftretende Einzelstöße nur vorläufig.

Bild 3 zeigt die Problematik am Beispiel des Zeitverlaufes der unbewerteten Beschleunigung. Der Spitzenwert liegt bei ca. 10 000 m/s<sup>2</sup> und ist bereits nach wenigen ms abgeschlossen.

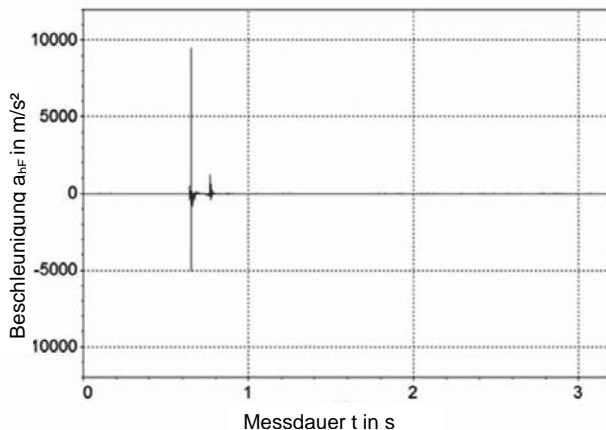


Bild 3: Beispiel des Zeitverlaufes der unbewerteten (bandbegrenzten) Beschleunigung  $a_{HF}$

Um die Stoßeinwirkungen vergleichen zu können, erfolgt die Bildung des Effektivwertes über eine feste Messdauer (Integrationsdauer) von 3 s. Für das Beispiel beträgt die unbewertete Beschleunigung  $a_{hF, 3s} = 146 \text{ m/s}^2$  und die frequenzbewertete Beschleunigung  $a_{hw, 3s} = 18,7 \text{ m/s}^2$ .

Im Bild 4 sind die Ergebnisse nach Bolzenlänge der jeweiligen Schlachtschussapparate für jeden Probanden getrennt mit den Streuungen der Einzelsvorgänge zusammengefasst. Die jeweiligen Mittelwerte der drei Probanden (P) liegen zwischen  $18,9 \text{ m/s}^2$  und  $7,7 \text{ m/s}^2$ . Ein eindeutiger Trend nach der Bolzenlänge ist nicht zu erkennen.

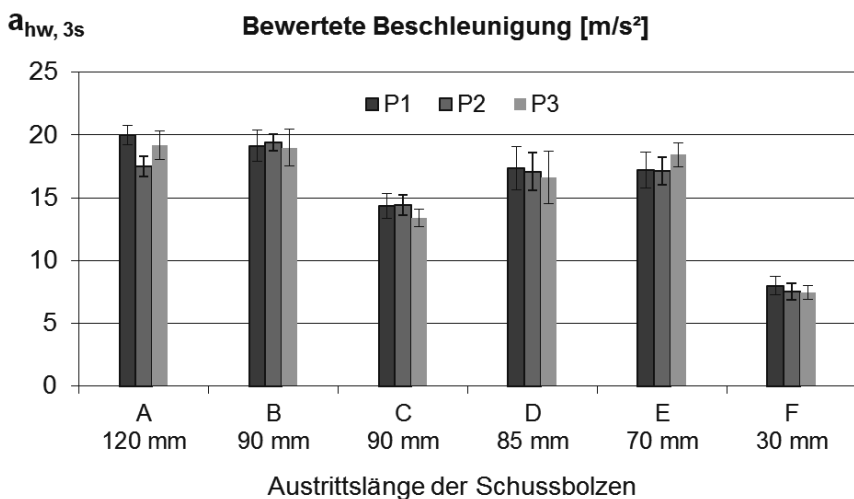


Bild 4: Übersicht der Vibrationsemissionswerte der Tierbetäubungsgeräte nach Bolzenlänge

Wendet man das in der Messnormenreihe DIN EN ISO 28927 [5] übliche Verfahren zur Bestimmung der Messunsicherheit K an, so liegt der K-Wert der untersuchten Tierbetäubungsgeräte zwischen 1,3 und 2,4 m/s<sup>2</sup>.

## Literatur

- [1] Richtlinie 2006/42/EG des Europäischen Parlamentes und des Rates, vom 17. Mai 2006 über Maschinen und zur Änderung der Richtlinie 95/16/EG (Neufassung), L 157/24 DE Amtsblatt der Europäischen Union, 9.6.2006
- [2] Gesetz über die Bereitstellung von Produkten auf dem Markt (Produktsicherheitsgesetz - ProdSG), Ausfertigungsdatum: 08.11.2011, "Produktsicherheitsgesetz vom 8. November 2011 (BGBl. I S. 2178, 2179; 2012 I S. 131), das durch Artikel 435, der Verordnung vom 31. August 2015 (BGBl. I S. 1474) geändert worden ist.
- [3] DIN EN ISO 20643: Mechanische Schwingungen - Handgehaltene und handgeführte Maschinen - Grundsätzliches Vorgehen bei der Ermittlung der Schwingungsemission (ISO 20643:2005 + Amd. 1:2012); Deutsche Fassung EN ISO 20643:2008 + A1:2012
- [4] DIN ISO/TS 8662-1: Handgehaltene motorbetriebene Maschinen - Messung mechanischer Schwingungen am Handgriff - Teil 11: Eintreibgeräte (ISO 8662-11:1999 + AMD 1:2001); Deutsche Fassung CEN ISO/TS 8662-11:2004
- [5] DIN EN ISO 28927:  
Handgehaltene motorbetriebene Maschinen - Messverfahren zur Ermittlung der Schwingungsemission
- [6] DIN EN ISO 5349-1: Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen - Teil 1: Allgemeine Anforderungen (ISO 5349-1:2001); Deutsche Fassung EN ISO 5349-1:2001
- [7] DIN ISO/TS 15694: Mechanische Schwingungen und Stöße – Messung und Bewertung diskreter Stöße, die von handgehaltenen und handgeführten Maschinen auf das Hand-Arm-System übertragen werden. (2004). Deutschland: Beuth Verlag.



# **Ganzkörper-Vibrations-Belastungsanzeige** **Whole-body vibration exposure indicator**

## **Ein einfaches Gerät zur Anzeige von** **Ganzkörper-Vibrations-Belastungen**

## **A simple feedback device for the display** **of whole-body vibration exposure**

**B. Göres, D. Kamin, T. Baum**, Institut für Arbeitsschutz der  
Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung, Sankt Augustin

### **Abstract**

To raise awareness of vibrational exposure, it is important to give drivers a direct feedback on their individual whole-body vibration exposure. This work presents a simple device based on the existing measurement standard that extrapolates the measured acceleration and exposure time to the daily vibration exposure value. It is therefore possible to connect personal perception and working conditions (seat adjustment, velocity ...) with an exposure estimate. As a consequence, personal behaviour and working conditions can be adjusted.

### **1. Einleitung**

Für die Gefährdungsbeurteilung spielen Schwingungsmesswerte eine entscheidende Rolle. Messwerte, die unter den Bedingungen im eigenen Betrieb erhoben worden sind, haben in den Technischen Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung die höchste Priorität [1]. Das Messen ist zum einen mit einem hohen Aufwand und hohen Anforderungen an die Genauigkeit der Ergebnisse verknüpft [2] [3]. Zum anderen ist es schwierig, ausgehend von einem abstrakten Messwert, in der Unterweisung den betroffenen Beschäftigten ihre Belastung nahe zu bringen.

Für die Beschäftigten ist es aber wichtig, ihre subjektive Schwingungswahrnehmung mit einer Bewertung verknüpfen zu können, damit sie sich zum einen der Belastung bewusst werden können und zum anderen in die Lage versetzt werden, die Auswirkungen von Vibrations-Schutzmaßnahmen einschätzen zu können, die ihre Mithilfe erfordern, zum Beispiel angepasste Fahrweise und Einstellung des Sitzes auf das Körpergewicht.

Daher ist es das Ziel dieser Arbeit gewesen, ein Gerät zu entwickeln, das einfach zu bedienen ist, und den Beschäftigten direkt über seine aktuelle Schwingungsbelastung informiert. Dabei kommt es weniger auf einen genauen Zahlenwert an, als vielmehr auf eine schnelle Rückmeldung, ob eine aktuelle Situation die Belastung erhöht oder verringert. Damit kann ein wichtiger Beitrag zu einer Verhaltensprävention geleistet werden.

## 2. Belastungsanzeige

Die Anforderungen an Messgeräte und ihre Einteilung in Normen ist, ausgelöst durch die Entwicklung auf dem Messgerätemarkt, Gegenstand einer langanhaltenden Diskussion [4]. Für den Zweck, dem das hier vorgestellte Gerät dienen soll, sind die Anforderungen an ein Messgerät nach DIN EN ISO 8041:2005 [3] sicherlich zu hoch. Auf der anderen Seite sollte die Angabe des Gerätes verlässlich sein, sodass Abweichungen von [3] nicht zu groß sein sollten.

Das hier vorgestellte Gerät misst Ganzkörper-Vibrationen in drei Achsen an der Einleitungsstelle der Sitzbeinhöcker mit einer normgerechten Messscheibe. Die Beschleunigungssignale werden im Gerät verarbeitet und bewertet [3], sodass frequenzbewertete Beschleunigungswerte vorliegen. Die Messdauer wird auch angezeigt. Anfang und Ende der Messung werden durch den Messenden festgelegt (Start/Stopp-Funktion). Die Messscheibe erfasst die Schwingungen während der Messdauer unabhängig davon, ob die Scheibe besetzt ist oder nicht.

In der Anzeige wird der Momentanwert der frequenzbewerteten Beschleunigung  $a_{w,l}(t)$  in den drei Schwingungsrichtungen  $l = \{x, y, z\}$  über die letzten 30 s angezeigt (Bild 1). Aus den frequenzbewerteten Beschleunigungswerten  $a_{w,l}(t)$  zur Zeit  $t$  und der erfassten Messdauer  $T_M$  wird zusätzlich der Effektivwert  $a_{w,l}$  gebildet. Mit einer angenommenen Eiwirkungsdauer von  $T = 8$  h wird daraus der Tages-Vibrationsexpositionswert  $A(8)$  gebildet [1]. Dieser wird als Balken mit Farbkodierung angezeigt, je nachdem, ob der Expositionsgrenzwert [1] überschritten ist (rot), ob der Auslösewert unterschritten ist (grün), oder ob der  $A(8)$  dazwischen liegt (gelb).

Anhand der in [4] genannten Eigenschaften kann das Gerät als Dosimeter (personal human vibration exposure meter, „pvem“) bezeichnet werden. Allerdings ist bei der Anzeige auf eine Skala verzichtet worden, sodass für die Bewertung nur ein Trend des Momentanwertes nachvollzogen werden kann, und die Einteilung (rot, gelb, grün) für einen extrapolierten  $A(8)$ . Daher ist die Bezeichnung „Belastungsanzeige“ (human vibration indicator [4]) gewählt worden.

Für den Zweck des Gerätes ist eine relative Bewertung (besser/schlechter) der Schwingungsbelastung ausreichend, weswegen auf die Darstellung der absoluten Messwerte verzichtet wird. Damit ist auch keine Vermischung mit normgerecht ermittelten Messwerten für die Gefährdungsbeurteilung möglich.

Wichtig für den Einsatzzweck des Gerätes sind ein tageslichttaugliches Display, das sich mit Haltern leicht in Fahrerkabinen befestigen lässt. Das Gerät ist so robust und kompakt gefertigt, dass es gut unter betrieblichen Bedingungen eingesetzt werden kann. Es besitzt eine einfache Ein-Knopf-Bedienung zum Einschalten, Messstart, Messstopp und Ausschalten.

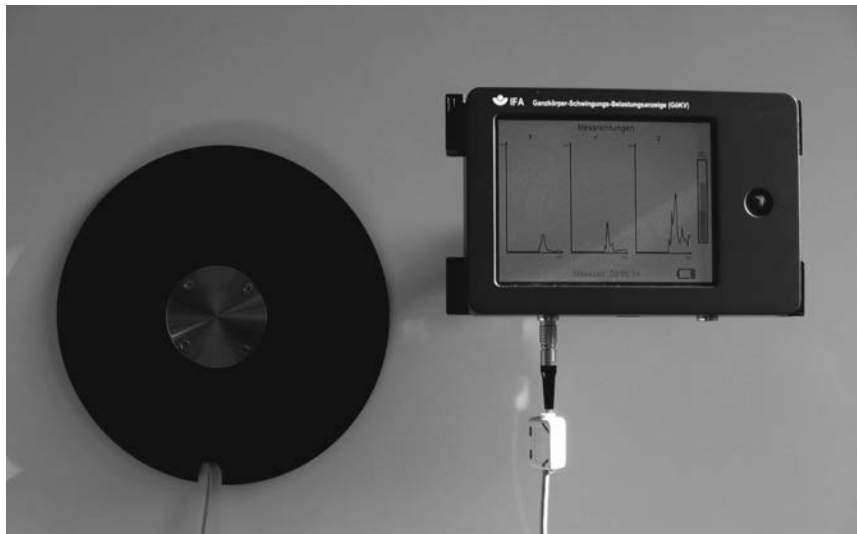


Bild 1: Belastungsanzeige mit Display und Messscheibe. Im Display sind Momentanwerte der frequenzbewerteten Beschleunigung  $a_{w,l}(t)$  und rechts der Balken eines Tages-Vibrationsexpositionswertes  $A(8)$  mit einer angenommenen Einwirkungsdauer von acht Stunden zu sehen.

### 3. Anwendungsbereiche

Zum einen kann mit dem Einsatz dieses Gerätes die Gefährdungsbeurteilung sehr gut unterstützt werden, da es über ganze Schichten und über mehrere Tage Belastungen erfasst. Zum anderen kann das Gerät im Rahmen von Schulungen und Unterweisungen verwendet werden.

Die Beschäftigten können ihre persönliche Schwingungswahrnehmung und deren Änderung mit einer sich ändernden Anzeige in Verbindung bringen, die durch den Farbbalken des A(8) bewertet wird: sie fühlen, sehen und bewerten ihre Schwingungsbelastung, anstatt nur einen abstrakten Messwert in der Gefährdungsbeurteilung zu sehen.

Mit dem Gerät ist es für Beschäftigte möglich, während der Schwingungsbelastung verschiedene Betriebsbedingungen zu testen. An der Anzeige kann sofort abgelesen werden, wie sich veränderte Fahrweisen oder Sitzeinstellungen auf die Schwingungsbelastung auswirken. Diesem direkten Feed-Back kommt besondere Bedeutung zu, wenn die Betriebsbedingungen durch eigenes Handeln beeinflusst werden können. So ist es in der Praxis sehr wichtig, dass die Feder-Dämpfer-Systeme der Fahrersitze (sofern vorhanden) von den Fahrern eingestellt werden (sofern möglich). Dies erfordert die Mithilfe der Beschäftigten, die mit dem Einsatz des hier vorgestellten Gerätes für solche Themen sensibilisiert werden können.

Darüber hinaus lässt sich optional ein zweiter Schwingungssensor einsetzen, um zum Beispiel einen Beifahrersitz oder den Sitzmontagepunkt mit zu erfassen. Letzteres liefert dann Informationen über das Dämpfungsverhalten des Sitzes.

- [1] Technische Regel zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - TRLV Vibrationen, Ausgabe: März 2015, GMBI Nr. 25/26 vom 24. Juni 2015, S. 482. (Download <http://www.baua.de/trlv>)
- [2] VDI 2057-1:2002, *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen*, Beuth, Berlin.
- [3] DIN EN ISO 8041:2006 (Berichtigung 2008, Änderung 2015), *Schwingungseinwirkung auf den Menschen – Messeinrichtung*, Beuth, Berlin.
- [4] Pitts PM, Kaulbars U, *Consideration of standardisation requirements for „vibration doseimeters“*, VDI Bericht Nr. 2190 (2013) 25-37.

# Schwingungsbelastung der Fahrer und Beifahrer beim Fahren von Lastkraftwagen und Sattelkraftfahrzeugen

## Whole-body vibration exposure of drivers and co-drivers of lorries and articulated lorries

**Detlef Sayn, Benno Göres, Christian Böser**, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung, Sankt Augustin

### Abstract

Whole-body vibration exposures of lorries and articulated lorries have been measured for a broad variety of vehicle types. For the exposure conditions in this study it is unlikely that the action value of the European Vibration Directive (2002/44/EC) is reached for exposure durations of eight to ten hours. However, for exposure durations of 19 hours ('multi-manning'), the action value is reached in the majority of cases. The attenuation systems of the drivers' seats lead to a reduced exposure on the seat surface compared to the co-drivers' seats without attenuation systems. The spectral structure of the acceleration measured at the seat mounting points differs from the test spectra of a seat testing standard.

### 1. Einleitung

In dieser Messreihe sind auf Initiative der Berufsgenossenschaft Verkehr und der Berufsgenossenschaft Handel und Warenlogistik die Schwingungsbelastungen beim Fahren von Lastkraftwagen und Sattelkraftfahrzeugen untersucht worden. Ziel der Studie ist es gewesen, repräsentative Belastungswerte für die Gefährdungsbeurteilung nach der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung [1] zu erhalten. Nach vorhandenen Datenquellen [2] kann die Belastung bei einer Einwirkungsdauer von acht Stunden sowohl unter- als auch über dem Auslösewert nach [1] liegen, der eine Grenze darstellt, ab der Arbeitgeber verpflichtet sind, weitere Vibrations-Schutzmaßnahmen zu ergreifen.

Neben den Belastungen auf den Fahrersitzen sollten auch Belastungen auf den Beifahrersitzen untersucht werden, denn nach EU-Verordnung 561/2006 über Lenk- und Ruhezeiten [3] ist es bei einer Zwei-Fahrerbesatzung möglich, die tägliche Einwirkungsdauer auf 19 Stunden (10 Stunden Beifahrersitz/9 Stunden Fahrersitz) auszudehnen.

Schließlich sollten auch die Schwingungsanregungen am Sitzmontagepunkt untersucht werden, um das Dämpfungsverhalten der Sitze zu beschreiben und so Hinweise für die Sitzprüfung geben zu können [4].

## 2. Methoden

### 2.1 Betriebsbedingungen – Studienstichprobe

In dieser Arbeit werden Ergebnisse vorgestellt, die an Lastkraftwagenzügen (LKW) und Sattelkraftzügen (SZ) mit einem zulässigen Gesamtgewicht von etwa 40 t erhoben worden sind, wobei die Zugmaschinen ein zulässiges Gesamtgewicht über 16 t haben. Insgesamt sind 22 LKW und 16 SZ aus 20 Betrieben untersucht worden.

Tabelle 1: Lastkraftwagenzüge: Fahrzeugtypen und Aufbauarten

Hersteller	Typ	Aufbauart
DAF	AE 105.510 XF	Lkw Zug mit offenem Kasten / Kipper
Iveco-Magirus	Stralis 430 A1SY	Lkw-Wechselbrückenzug mit Plane und Spriegel
Iveco-Magirus	Trakker 450	Lkw mit Kipperaufbau
Iveco-Magirus	Trakker 440	Lkw mit Kipperaufbau
Iveco-Magirus	Trakker 440 (T2L)	Lkw-Zug mit Kipperaufbau
MAN	T 460 A (TGA 03)	Lkw-Zug mit Plane und Spriegel
MAN	TGS 35.440 8x4 BB	Lkw mit Kipperaufbau
MAN	TGS 35.440 8x4 BB	Lkw mit Kipperaufbau
MAN	TGS 26.540 6x4 H-2BL	Lkw-Zug mit offenem Kasten und Ladekran
Mercedes Benz	Actros 2541 (930.21)	Kurzkuppelzug mit Plane und Spriegel
Mercedes Benz	Actros 1841 L (930.05)	Autotransporter
Mercedes Benz	Actros 1841 L (930.05)	Autotransporter
Mercedes Benz	Actros 1843 (950.03)	Lkw-Zug mit Plane und Spriegel
Mercedes Benz	Actros 3241 B 8x4/4 (933.30)	Fahrmischer für Transportbeton
Mercedes Benz	Actros 3241 B 8x4/4 (933.30)	Fahrmischer für Transportbeton
Mercedes Benz	Actros 1846 (930.03)	Lkw Zug für Absetzcontainer
Mercedes Benz	Actros 2548 (936-0-C)	Lkw Kurzkuppelzug mit Plane und Spriegel
Mercedes Benz	Axor 2126 (950.53)	Lkw mit geschlossenem Kofferaufbau
Mercedes Benz	Atego 2126 (976.X7)	Lkw mit geschlossenem Kofferaufbau
Scania	R420 LB 6x2 MNB	Lkw mit Wechselbrückenaufbau mit offenem Kasten
Scania	Scania R114	Lkw mit offenem Kasten und Ladekran
Volvo	FM 410 4x2R	Lkw (-Zug) mit Tankaufbau für Milchtransport

Die Fahrzeuge sollten während des normalen Betriebsablaufs untersucht werden, und die Messdauern sollten lang genug sein, um den Betriebsablauf zu erfassen, dessen überwiegender Teil aus Leer- und Lastfahrten auf öffentlichen Straßen in Deutschland bestehen soll-

te. Dabei ist jedes Fahrzeug von einem anderen Fahrer der Betriebe gefahren worden, während der Beifahrer vom Messpersonal gestellt worden ist.

Darüber hinaus sind Fahrzeuge verschiedener Fahrzeugtypen und Aufbauarten untersucht worden, um einen möglichen Einfluss auf die Schwingungsbelastung feststellen zu können (Tabelle 1 für LKW und Tabelle 2 für SZ). Die Baujahre der Fahrzeuge liegen zwischen 2000 und 2013.

Alle untersuchten Fahrzeuge haben in ihren Fahrersitzen für die vertikale Richtung ein Luftfeder-Öldämpfer-System zur Schwingungsdämpfung eingebaut. Davon haben 12 Fahrersitze auch ein Federsystem in Längsrichtung. Federsysteme in Querrichtung sind nicht eingebaut gewesen. Die Beifahrersitze hingegen sind überwiegend Polstersitze und haben nur in vier Fällen ebenfalls ein Luftfeder-Öldämpfer-System in der vertikalen Richtung.

Tabelle 2: Sattelkraftzüge: Fahrzeugtypen und Aufbauarten

Hersteller	Typ	Aufbauart
DAF	TE 95 XF (95.480)	Sattelkraftfahrzeug mit Plane und Spriegel
MAN	TGX 18.480 4x2 BLS	Sattelkraftfahrzeug mit Siloaufbau
MAN	TGA 26.480 6x4 BB	Langholztransporter
Mercedes Benz	Axor 1840 (944.03)	Sattelkraftfahrzeug mit Plane und Spriegel
Mercedes Benz	Actros 1844 LS (934.03)	Sattelkraftfahrzeug mit Tankaufbau
Mercedes Benz	Actros 1844 LS (934.03)	Sattelkraftfahrzeug mit Tankcontainer
Mercedes Benz	Actros 1841 LS (934.05)	Autotransporter
Mercedes Benz	Actros 2660 L 6x4 (930.24)	Langholztransporter
Mercedes Benz	Actros 3353 (954.16)	Sattelkraftfahrzeug mit Kipperaufbau und Tieflader
Mercedes Benz	Actros 1845 (963-4-A)	Sattelkraftfahrzeug mit Kofferaufbau (Schubboden)
Renault	Premium Route DXI44-450	Sattelkraftfahrzeug mit Kipperaufbau
Renault	Magnum DXi 480	Sattelkraftfahrzeug mit Kipperaufbau
Scania	R500 LA 4x2 MNA	Sattelkraftfahrzeug mit Tankaufbau für Milchtransport
Volvo	FH-520	Langholztransporter
Volvo	NH 4x2T	Sattelkraftfahrzeug mit Kipperaufbau
Volvo	FM/FH 500 4x2T	Sattelkraftfahrzeug mit Tankaufbau für Milchtransport

## 2.2 Schwingungsbelastung Fahrer

Die Schwingungsbelastung ist normgerecht auf der Grundlage der Richtlinie VDI 2057-1:2002 [5] gemessen worden. Für die Messaufgaben haben die Messgeräte die Anforderungen der DIN EN ISO 8041:2005 [6] erfüllt. Die Messergebnisse sind energieäquivalente Mittelwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen  $a_{we,l} = \{x, y, z\}$  in den drei Schwingungsrichtungen  $l = \{x, y, z\}$ .

$$a_{we,l} = \left( \frac{1}{T_M} \int_0^{T_M} a_{we,l}^2(t) dt \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

In Gleichung (1) ist  $T_M$  die Messdauer und  $t$  die Zeitvariable.

Wenn die Messwerte  $a_{we,l}$  auf den Sitzflächen unter repräsentativen Bedingungen erhoben worden sind, können sie benutzt werden, um nach der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung [1] in die Bewertung von Arbeitsplätzen einzugehen.

Damit die Messwerte dieser Messreihe auf andere Arbeitsplätze übertragen werden können, ist es notwendig, dass die Betriebsbedingungen der anderen Arbeitsplätze mit denen in dieser Studie (Abschnitt 2.1) übereinstimmen. Dies ist besonders bei sogenannten „branchenspezifischen Messwerten“ möglich [7]. Dabei sind innerhalb einer „Branche“ die Betriebsbedingungen so festgelegt, dass bei Messreihen mit 10 bis 20 Messungen die zugehörigen Messwerten  $a_{we,l}$  eine Standardabweichung von weniger als 0,1 m/s<sup>2</sup> aufweisen.

Die Messwerte  $a_{we,l}$  müssen in einem zweiten Schritt mit den Einwirkungsauern  $T$  zu Tages-Schwingungsbelastungen  $A_l(8)$  kombiniert werden:

$$A_l(8) = \left( \frac{1}{8h} \sum_i (k_l a_{we,li})^2 T_i \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

Dabei sind  $k_l$  dimensionslose Konstanten ( $k_x = k_y = 1,4$ ;  $k_z = 1,0$ ), und die Summe in Gleichung (2) läuft über  $i$  Belastungsabschnitte. In diesem Bericht sind besonders die Fälle wichtig, in denen der Fahrer an einem Tag nur einer der gemessenen Belastungen ausgesetzt ist ( $i = 1$ ), oder zwei Fahrer sich abwechseln, und Belastungen auf dem Fahrer und Beifahrersitz eines Fahrzeugs ausgesetzt sind ( $i = 2$ ).

Von den Tages-Schwingungsbelastungen in den drei Raumrichtungen wird diejenige ausgewählt, die die größte Belastung darstellt. Diese Tages-Schwingungsbelastung wird dann Tages-Vibrationsexpositionswert genannt  $A(8)$  [1], mit dem die Arbeitsplätze bewertet werden müssen. In dieser Arbeit ist vor allem der Auslösewert (in x-, y- und z-Richtung  $A_{aus,l} = 0,50 \text{ m/s}^2$ ) von Bedeutung, bei dessen Erreichen Vibrations-Schutzmaßnahmen ergriffen werden müssen.

## 2.3 Dämpfungseigenschaften Sitz

Für die Arbeitsplatzbewertung ist der Messpunkt auf der Fahrersitzfläche entscheidend. Um die Dämpfungseigenschaften der Sitze zu untersuchen, ist es darüber hinaus notwendig zu wissen, welchen Schwingungsanregungen der Sitz am Sitzmontagepunkt ausgesetzt ist. Dabei beschreibt der Sitzübertragungsfaktor  $SEAT_i$  das Dämpfungsverhalten des Sitzes. Er wird gebildet, indem für dieselbe Messdauer der Messwert  $a_{we,l}$  auf der Sitzfläche durch den Messwert  $a_{we,l}$  am Sitzmontagepunkt dividiert wird.



$$SEAT_l = \frac{a_{we,l}^{\text{Sitzfläche}}}{a_{we,l}^{\text{Montagepunkt}}} \quad (3)$$

Falls der Sitz die Schwingungen verstärkt, ist  $SEAT_l$  größer als 1,0. Falls er sie dämpft, ist  $SEAT_l$  kleiner als 1,0.

Schließlich liefert die spektrale Leistungsdichte der unbewerteten Beschleunigung  $PSD_l(f)$  am Sitzmontagepunkt in Richtung  $l$  Informationen darüber, wie das Beschleunigungssignal  $a(t)$  von der Frequenz  $f$  abhängt.

$$PSD_l(f) = \frac{2}{T_M} E[|A(f)|^2] = \frac{2}{T_M} E[|\mathcal{F}(a(t))|^2] \quad (4)$$

Dabei wird der Erwartungswert auf der rechten Seite von Gleichung (4) über das Betragsquadrat des fouriertransformierten, unbewerteten Beschleunigungssignals  $\mathcal{F}(a(t))$  gebildet. Die Eigenschaften der Feder-Dämpfer-Systeme der Fahrersitze müssen auf die Frequenzzusammensetzung von  $a(t)$  abgestimmt sein, um die Schwingungen dämpfen zu können. Außerdem wird das Dämpfungsverhalten von Sitzen anhand von Prüfanregungen getestet, die sich aus gemessenen Leistungsdichten  $PSD_l(f)$  zusammensetzen. Somit können die hier gemessenen  $PSD_z(f)$  genutzt werden, um zu überprüfen, ob die Prüfanregungen in [4] noch aktuell sind.

### 3. Ergebnisse

#### 3.1 Schwingungsbelastung Fahrer und Beifahrer

Die Messdauern in dieser Messreihe betragen im Mittel 2,8 Stunden, was ausgereicht hat, um die tägliche Schwingungsbelastung repräsentativ zu erfassen. Im Mittel setzen sich die Messdauern zu 90 % aus Fahrten auf öffentlichen Straßen und zu 10 % aus Fahrten auf anderen Fahrbahnen zusammen. Andere Fahrbahnen können Betriebshöfe, Baustellen, Waldwege etc. sein. Ausnahmen davon stellen fünf Messungen von Langholztransportern und LKW im Baustellenbereich dar (Kipperaufbau, Absetzkontainer), bei denen der Anteil der Messdauer auf Waldwegen und Baustellen zwischen 18 % und 55 % beträgt.

In Bild 1 ist für jede Messung das größte Produkt  $k_l a_{we,l}$  aus den drei Richtungen  $l$  angegeben, weil es nach Gleichung (2) für den  $A(8)$  ausschlaggebend ist. Bei den LKW ist bei 10 Messungen die y-Richtung ausschlaggebend gewesen, in 12 Fällen die z-Richtung. Bei den SZ ist in sechs Fällen die x- oder y-Richtung ausschlaggebend und bei 10 Messungen die z-Richtung.

Die Mittelwerte liegen sowohl für die LKW als auch für die SZ bei  $0,34 \text{ m/s}^2$ , und 75 % von  $\max\{k_l a_{we,l}\}$  liegen bei den LKW (SZ) unterhalb von  $0,37 \text{ m/s}^2$  ( $0,35 \text{ m/s}^2$ ) (75. Perzentil).

Wenn nur die gemessenen Schwingungsbelastungen vorliegen, erreichen Fahrer nur in zwei Fällen den Auslösewert innerhalb von 10 Stunden: Bei der Messung mit  $k_y a_{we,y} = 0,48 \text{ m/s}^2$  ist ein LKW-Absetzkipper zu 20 % der Messzeit auf Baustellengeländen gefahren. Bei der Messung  $k_z a_{we,z} = 0,52 \text{ m/s}^2$  ergibt sich der Messwert aus einer ungewöhnlich hohen Verstärkung des Sitzes (Abschnitt 3.2).

Es lassen sich keine Gruppen anhand von Einsatzbedingungen, Aufbauarten oder Herstellern bilden. Außerdem betragen die Standardabweichungen  $0,07 \text{ m/s}^2$  (LKW) und  $0,06 \text{ m/s}^2$  (SZ), womit für jede Gruppe das Kriterium für „branchenspezifische Messwerte“ [7] erfüllt ist. Dasselbe gilt auch, wenn man die Einsatzbedingungen erweitert und die Werte für LKW und SZ zusammenfasst (Kreuze in Bild 1): Der Mittelwert beträgt  $0,34 \text{ m/s}^2$ , die Standardabweichung  $0,06 \text{ m/s}^2$  und 75 % aller  $\max\{k_l a_{we,l}\}$  liegen unterhalb von  $0,36 \text{ m/s}^2$ .

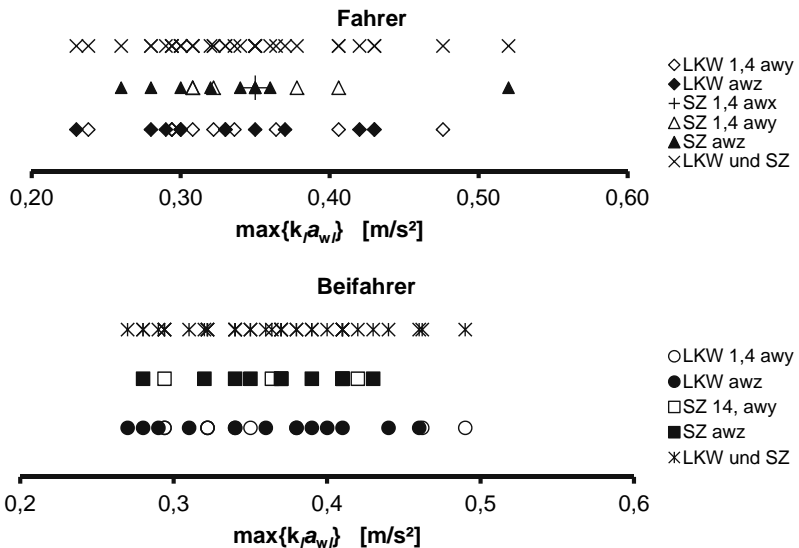


Bild 1: Maximalwerte der Produkte  $\max\{k_l a_{we,l}\}$  die für den A(8) ausschlaggebend sind.  
 Fahrersitzflächen (oben) Beifahrersitzfläche (unten)

Da die Beifahrersitze nur bei vier Messungen ein Feder-Dämpfer-System in z-Richtung haben, fallen die Messwerte in z-Richtung in der Tendenz höher aus als bei den Fahrersitzen (Abschnitt 3.2). Daher ist auch bei den Beifahrersitzen bei insgesamt 26 Messungen die z-

Richtung ausschlaggebend für den  $A(8)$ , während es bei den Fahrersitzen 22 Messungen sind. Dies zeigt sich auch in den Mittelwerten, die mit  $0,36 \text{ m/s}^2$  (LKW) und  $0,36 \text{ m/s}^2$  (SZ) leicht höher ausfallen als für die Fahrersitze. Auch die das 75. Perzentil liegt mit  $0,40 \text{ m/s}^2$  (LKW) und  $0,41 \text{ m/s}^2$  (SZ) höher als bei den Fahrersitzen.

Auch bei den Beifahrersitzen lassen sich keine weiteren Gruppen bilden, und die Standardabweichungen erfüllen mit  $0,06 \text{ m/s}^2$  (LKW) und  $0,05 \text{ m/s}^2$  (SZ) das Kriterium der „branchenspezifischen Messwerte“ [7]. Fasst man alle  $\max\{k_I a_{we,l}\}$  der Beifahrersitze zusammen ergibt sich ein Mittelwert von  $0,34 \text{ m/s}^2$ , eine Standardabweichung  $0,06 \text{ m/s}^2$  und 75 % aller  $\max\{k_I a_{we,l}\}$  liegen unterhalb von  $0,41 \text{ m/s}^2$ .

Bei drei Schwingungsbelastungen auf der Beifahrerfläche kann der Auslösewert innerhalb von 10 Stunden erreicht werden: einmal in z-Richtung und zweimal in y-Richtung. In allen Fällen handelt es sich um Fahrzeuge, die auf Baustellen und in Steinbrüchen gefahren sind. Während bei der Fahrt mit einem Fahrer das Erreichen des Auslösewerts die Ausnahme darstellt, führt die höhere Einwirkungsdauer bei der Zwei-Fahrerbesatzung dazu, dass der Auslösewert bei der Schwingungsbelastung von 25 Messungen (LKW und SZ) erreicht worden wäre. Bei weiteren neun Messungen läge der  $A(8)$  zwischen  $0,45 \text{ m/s}^2$  und  $0,50 \text{ m/s}^2$ , sodass schon leichte Veränderungen der Einsatzbedingungen dazu führen können, dass auch in diesen Fällen der Auslösewert überschritten wäre. Außerdem ist nur noch bei neun Messungen eine horizontale Richtung für den  $A(8)$  ausschlaggebend.

### 3.2 Dämpfungseigenschaften der Sitze

In Bild 2 ist zu sehen, dass die Messwerte am Sitzmontagepunkt in z-Richtung (Abszisse) überwiegend unter  $0,40 \text{ m/s}^2$  liegen. Dabei ist zu bedenken, dass bei niedrigen Anregungen am Sitzmontagepunkt schon leicht erhöhte Messwerte  $a_{we,z}$  auf der Sitzfläche dazu führen, dass der *SEAT* deutlich ansteigt. Solche Unterschiede können verschiedene Ursachen haben und bedeuten nicht notwendigerweise, dass die Sitze defekt sind.

Der Unterschied zwischen Fahrer- und Beifahrersitzen macht sich dadurch bemerkbar, dass von den Fahrersitzen bei 16 Messungen die Schwingungen gedämpft werden können ( $SE-AT_z < 1,0$ , in Bild 2 unterhalb der Linie), während bei den Beifahrersitzen nur acht Sitze die Schwingungen dämpfen (Sechs Polstersitze, zwei Sitze mit Feder-Dämpfer-System).

In den Fällen, in denen die Sitze die Schwingungen in z-Richtung verstärken, gehen die  $SE-AT_z$  selten über 1,13 bei den Fahrersitzen und über 1,20 bei den Beifahrersitzen hinaus. Nur in einem Fall wurde ein deutlich höherer  $SEAT_z$  gemessen ( $SEAT_z = 1,53$ ). Aus der Messung ergeben sich keine offensichtlichen Gründe für diese Verstärkung, die in dieser Messreihe eine Ausnahme darstellt.



Bild 2: Energieäquivalente Mittelwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen in z-Richtung auf der Sitzfläche als Funktion derselben Messwerte am Sitzmontagepunkt: Datenpunkte, die auf der schwarzen durchgezogenen Linie liegen, entsprechen einem  $SEAT_z = 1,0$ . Datenpunkte über dieser Linie bedeuten, dass der Sitz die Schwingungen in z-Richtung verstärkt. Datenpunkte unter dieser Linie bedeuten, dass der Sitz die Schwingungen in z-Richtung dämpft.

In den horizontalen Richtungen haben Fahrer- und Beifahrersitze die Schwingungsanregung des Sitzmontagepunktes im Mittel leicht verstärkt. Im Gegensatz zur z-Richtung lässt sich kein Unterschied zwischen den Fahrer- und Beifahrersitzen feststellen, auch nicht für die Sitze, in denen ein Feder-Dämpfer-System in der Längsrichtung (x) eingebaut gewesen ist. In der y-Richtung ist bei keinem Sitz ein Federsystem eingebaut gewesen.

### 3.3 Spektrale Zusammensetzung der Schwingungsanregung am Sitzmontagepunkt

Die spektralen Leistungsdichten (Gleichung (4)) der unbewerteten Beschleunigungen in z-Richtung gemessen an den Sitzmontagepunkten der Fahrersitze sind in Bild 3 für LKW und SZ dargestellt. Dazu sind zusätzlich die derzeit gültigen Prüfanregungen „Sattel 1“ und „Sattel 2“ für Sattelkraftfahrzeuge [4] eingezeichnet.

Der Verlauf von  $PSD_z$  ist im Mittel für LKW und SZ ähnlich. Das Maximum liegt in beiden Fällen etwa bei 1,4 Hz und 0,15  $(\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$ . Bei den LKW haben einige Messungen im Bereich von 2 Hz hohe Werte erreicht, weswegen der Mittelwert hier höher ist als bei den SZ.

Die Prüfanregungen für Sattelkraftfahrzeuge [4] hingegen haben bei höheren Frequenzen ihr Maximum, und sie schließen viele Messwerte bei Frequenzen unterhalb von 1,5 Hz nicht ein. Auch die maximale Höhe der  $PSD_z$ , besonders für die Kurve „Sattel 2“ (gepunktete Linie), scheint zu hoch zu sein, um die aktuellen Belastungen widerzugeben.

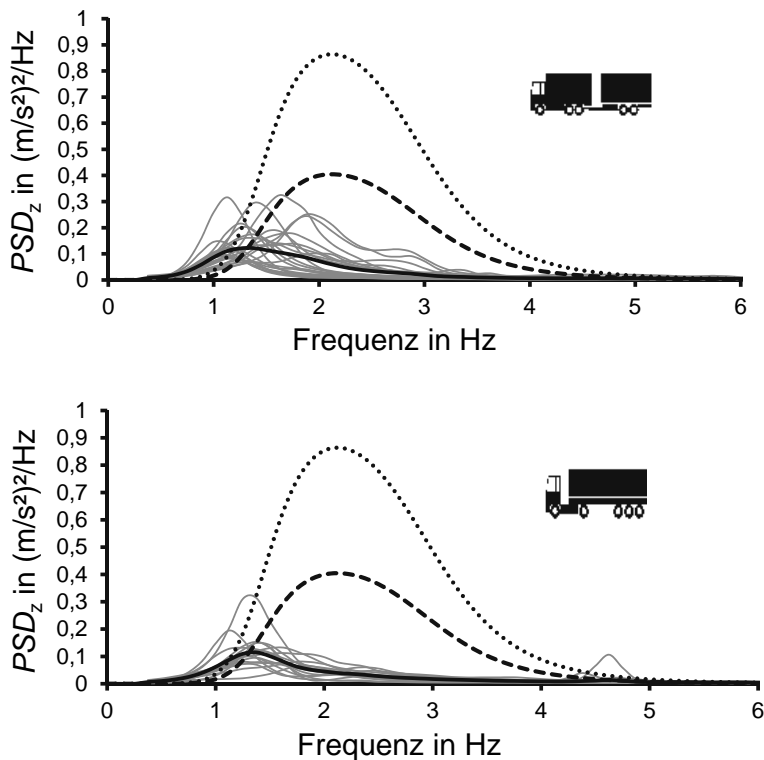


Bild 3: Spektrale Leistungsdichten der unbewerteten Beschleunigung in z-Richtung gemessen an den Sitzmontagepunkten der Fahrersitze (LKW oben, SZ unten).

Messwerte (grau), Mittelwert aus allen Spektren (durchgezogen, schwarz), Prüfanregungen Sattel1 (gestrichelt schwarz) Sattel 2 (gepunktet schwarz) nach [4]

#### 4. Zusammenfassung

Für Lastkraftwagenzüge und Sattelkraftzüge mit einem zulässigen Gesamtgewicht von etwa 40 t, die überwiegend (etwa 90 % der Einwirkungsdauer) auf öffentlichen Straßen fahren, liegen in dieser Messreihe die frequenzbewerteten Beschleunigungen zu 75 % unterhalb von  $0,36 \text{ m/s}^2$  (Beifahrersitze  $0,41 \text{ m/s}^2$ ). Damit ist nur in Ausnahmefällen damit zu rechnen, dass der Auslösewert [1] bei einer Einwirkungsdauer von acht bis zehn Stunden erreicht wird. Bei einer Zwei-Fahrerbesatzung wäre der Auslösewert bei den gemessenen Belastungen allerdings in der Hälfte der Fälle erreicht. Dem kann dadurch entgegen gewirkt werden, dass auch die Beifahrersitze mit einem Feder-Dämpfer-System in z-Richtung ausgestattet werden, und dass Fahrten auf unbefestigten Fahrbahnen vermieden werden.

Die spektrale Zusammensetzung der gemessenen Beschleunigungen am Sitzmontagepunkt zeigen Unterschiede zu den derzeit gültigen Prüfspektren [4], sodass die hier vorliegenden Daten für eine Überarbeitung genutzt werden können.

- [1] Technische Regel zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - TRLV Vibrationen, Ausgabe: März 2015, GMBI Nr. 25/26 vom 24. Juni 2015, S. 482. (Download <http://www.baua.de/trlv>)
- [2] Christ E, Fischer S, Kaulbars U, Sayn D, *BGIA-Report 6/2006 Vibrationseinwirkung an Arbeitsplätzen*, Hauptverband der gewerblichen Berufsgenossenschaften (2006). (Download <http://www.dguv.de/ifa/Publikationen/Reports-Download/BGIA-Reports-2005-bis-2006/BGIA-Report-6-2006/index.jsp>)  
Nitti R; De Santis P, *Assessment and prediction of whole-body vibration exposure in transport truck drivers*, *Industrial health* (2010) 48 (5) 628-37.
- [3] Verordnung (EG 561/2006), *Zur Harmonisierung bestimmter Sozialvorschriften im Straßenverkehr*, Official Journal (2006) L102/1-14.
- [4] DIN 45678:1994, *Mechanische Schwingungen - Sattelkraftfahrzeuge - Laborverfahren zur Bewertung der Schwingungen von Fahrzeugsitzen*, Beuth, Berlin.
- [5] VDI 2057-1:2002, *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen*, Beuth, Berlin.
- [6] DIN EN ISO 8041:2006(Berichtigung 2008, Änderung 2015), *Schwingungseinwirkung auf den Menschen – Messeinrichtung*, Beuth, Berlin.
- [7] Schäfer, K., Schick R, Rokosch F, Becker C., *Branchenspezifische Ermittlung von Ganzkörpervibrationen: Hilfen für die betriebliche Praxis*. Zentralblatt für Arbeitsmedizin, Arbeitsschutz und Ergonomie (2007) 57(6) 145-157.

## **Humanschwingungen erfassen und auswerten**

**NeVib ist eine WINDOWS-Software, mit der Humanschwingungen einfach erfasst und ausgewertet werden können**

## **Acquisition and evaluation of human exposure to mechanical vibrations**

**NeVib is a WINDOWS software for easy acquisition and evaluation of human exposure to mechanical vibrations.**

Dipl.-Ing. **Alejandro Nehring**, Nehring PC-Messtechnik, Dörth

### **Kurzfassung**

In diesem Beitrag wird die WINDOWS-Software NeVib zur Erfassung und Auswertung von Humanschwingungen beschrieben, die von Nehring PC-Messtechnik in enger Zusammenarbeit mit dem DLG-Testzentrum entwickelt wurde.

### **Abstract**

This paper describes the WINDOWS software NeVib for acquisition and evaluation of human exposure to mechanical vibrations, developed by Nehring PC-Messtechnik in close collaboration with the DLG Test Center.

### **1. Ablauf**

Die Humanschwingungen können entweder direkt in NeVib mit Messgeräten aufgenommen werden, oder anderweitig erfasste Messdaten können importiert werden. In der aufgenommenen Messung können mehrere Abschnitte als Arbeitsspiele oder Wiederholungsmessung markiert werden. Die Analyse liefert dann die normgerechten Ergebnisse für jeden Vibrationsmesspunkt und jeden Abschnitt. Danach können die Ergebnisse nach EXCEL exportiert werden.

### **2. Messdatenerfassung**

NeVib unterstützt zwei Vibrationsmesspunkte mit jeweils drei Achsen sowie bis zu vier Zusatzkanäle, z.B. für Drehzahl oder Leistungsaufnahme des Prüflings.

Es werden verschiedene Datenerfassungsgeräte unterstützt, z.B. USB-Messgeräte von Data Translation oder MGCPlus von HBM.

### 3. Import von Messdaten

Wenn Messungen bereits mit anderen Datenerfassungssystemen aufgenommen wurden, können Daten importiert werden.

### 4. Grafische Anzeigen

Von den gemessenen Schwingungen können die Rohsignale, die frequenzbewerteten Zeitsignale oder die Effektivwerte mit gleitendem Mittelwert grafisch angezeigt werden.

Von den Zusatzkanälen werden die Zeitsignale grafisch dargestellt.

Auch Zoom und Cursormessungen sind möglich.

### 5. Arbeitsspiele

In einer Messung können in der Grafik-Anzeige Arbeitsspiele, wie z.B. Leerlauf, Volllast oder Maximaldrehzahl sowie Wiederholungsmessungen markiert werden. Die weitere Auswertung geschieht dann getrennt nach den markierten Bereichen.

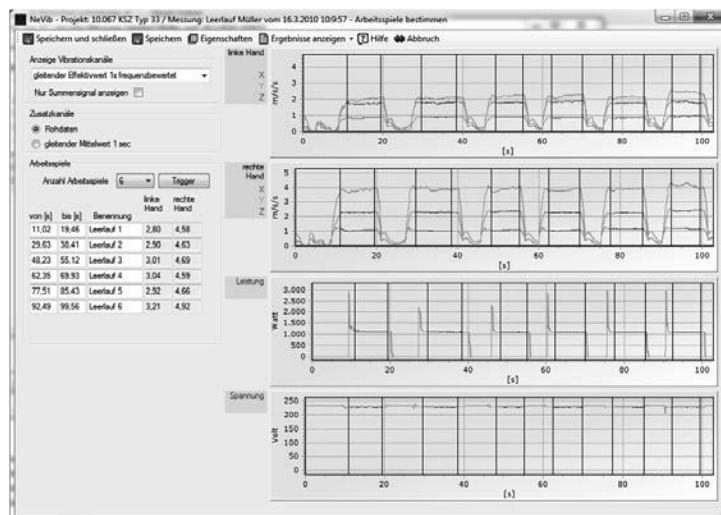


Bild 1: Vibrationsmessung mit mehreren markierten Wiederholungs-Leerlaufmessungen



## 6. Auswerteverfahren

### EN ISO 8041

Es werden folgende Frequenzbewertungen aus EN ISO 8041 unterstützt.

- Hand-Arm-Schwingungen (auf der Grundlage von ISO 5349-1, Bewertung  $w_h$ )
- Ganzkörper-Schwingungen (auf der Grundlage von ISO 2631-1, Bewertungen  $w_d$ ,  $w_k$ )
- Ganzkörper-Schwingungen in Schienenfahrzeugen (auf der Grundlage von ISO 2631-4, Bewertung  $w_b$ )
- Ganzkörper-Schwingungen in Gebäuden (auf der Grundlage von ISO 2631-2 Bewertung  $w_m$ )
- Niederfrequente Ganzkörper-Schwingungen, Kinetose (auf der Grundlage von ISO 2631-1, Bewertung  $w_i$ )

NaViB - Projekt: 10.067 KS2 Typ 33 - Ergebnisse ISO8041

Export nach Excel Hilfe Ende

**linke Hand Aufnehmer G0114 gewichtete Effektivwerte und Maxima der bemessenen Beschleunigung [m/s²]**

Nr. Arbeitsspi	Bezeichnung	vor [s]	bis [s]	Dauer [s]	X	Y	Z	Summe	X <sub>max</sub>	Y <sub>max</sub>	Z <sub>max</sub>	SumMax	X Info	Y Info	Z Info
1	Leerlauf 1	11.02	19.46	8.4400	1.7460	2.0113	0.8905	2.7979	6.2915	6.6624	3.8049	7.6830	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"
2	Leerlauf 2	29.63	38.41	8.7800	1.7909	2.0800	0.9106	2.9011	6.3246	7.4212	3.5301	7.6530	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"
3	Leerlauf 3	48.23	55.12	6.8900	1.8127	2.2187	0.9194	3.0090	6.3784	7.0439	3.6860	8.1166	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"
4	Leerlauf 4	62.35	69.93	7.5800	1.8017	2.2200	0.8674	3.0411	7.0296	8.1479	3.4456	8.7496	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"
5	Leerlauf 5	77.81	86.43	7.6200	1.7799	2.1478	0.8840	2.9178	5.8469	6.6942	3.3704	7.5993	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"
6	Leerlauf 6	92.49	99.56	7.0700	1.8393	2.4586	0.9512	3.2144	7.1289	7.5911	3.8867	8.3742	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"

**rechte Hand (Schalter) Aufnehmer G0116 gewichtete Effektivwerte und Maxima der bemessenen Beschleunigung [m/s²]**

Nr. Arbeitsspi	Bezeichnung	vor [s]	bis [s]	Dauer [s]	X	Y	Z	Summe	X <sub>max</sub>	Y <sub>max</sub>	Z <sub>max</sub>	SumMax	X Info	Y Info	Z Info
1	Leerlauf 1	11.02	19.46	8.4400	2.3001	3.8119	1.0603	4.5766	6.8690	12.4425	4.2006	12.7297	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"
2	Leerlauf 2	29.63	38.41	8.7800	2.3045	3.8866	1.0240	4.6330	7.3281	13.0931	3.8713	13.5645	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"
3	Leerlauf 3	48.23	55.12	6.8900	2.3607	3.9043	1.0777	4.8880	7.3690	14.6436	3.8347	15.4282	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"
4	Leerlauf 4	62.35	69.93	7.5800	2.2840	3.8369	1.0589	4.5980	7.2785	14.5639	4.1912	15.3708	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"
5	Leerlauf 5	77.81	86.43	7.6200	2.2581	3.9052	1.1654	4.6593	7.3279	10.9925	4.2685	11.6560	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"
6	Leerlauf 6	92.49	99.56	7.0700	2.4096	4.1287	1.1727	4.9221	7.2102	16.5334	4.6380	16.3116	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"	"1 [m/s²]"

**Leistung [Watt]**

Nr. Arbeitsspi	Bezeichnung	min	Mittel	max
1	Leerlauf 1	1124.27	1136.96	1162.90
2	Leerlauf 2	1106.14	1125.35	1145.51
3	Leerlauf 3	1102.11	1112.89	1121.15
4	Leerlauf 4	1100.28	1107.70	1114.56
5	Leerlauf 5	1098.27	1108.11	1116.76
6	Leerlauf 6	1102.48	1107.18	1112.56

**Spannung [Voll]**

Nr. Arbeitsspi	Bezeichnung	min	Mittel	max
1	Leerlauf 1	229.41	229.92	230.86
2	Leerlauf 2	229.19	229.50	231.96
3	Leerlauf 3	229.63	230.05	230.60
4	Leerlauf 4	229.41	229.85	230.40
5	Leerlauf 5	229.41	230.04	230.60
6	Leerlauf 6	229.65	230.09	230.40

Bild 2: ISO 8041-Ergebnisse der Wiederholungsmessungen

### Instationarität stoßhaltiger Ganzkörperschwingungen

Die Instationarität stoßhaltiger Ganzkörperschwingungen nach Mohr (nach DIN SPEC 45697) kann berechnet werden, sowie Exzess, Kurtosis, Formfaktor, erweiterte Effektivwerte und Schiefe.

NeVib - Projekt: 10.067 KS2 Typ 33 - Ergebnisse Instanalarität

Export nach Excel Hilfe Ende

**linke Hand Aufnehmer G0114 Instanalarität: bewertete Effektivwerte  $a_w$  und  $a_{w,env}$  in  $m/s^2$ , andere einheitenlos**

Nr.	Arbeitspaar	Bezeichnung	von [s]	bis [s]	Dauer [s]	$a_w$ X	$a_w$ Y	$a_w$ Z	IFw X	IFw Y	IFw Z	$a_{w,env}$ X	$a_{w,env}$ Y	$a_{w,env}$ Z
1	Leerlauf 1		11,02	19,48	8,4600	1,7460	2,0113	0,8545	1,15	1,13	1,18	2,0096	2,2814	0,9718
2	Leerlauf 2		29,63	38,41	8,7800	1,7889	2,0860	0,9106	1,16	1,13	1,17	2,0780	2,3873	1,0291
3	Leerlauf 3		48,23	56,12	6,8900	1,8127	2,2187	0,9194	1,16	1,12	1,17	2,1101	2,4792	1,0274
4	Leerlauf 4		62,35	68,93	7,5800	1,8817	2,2260	0,8674	1,14	1,11	1,18	2,1420	2,4726	0,9645
5	Leerlauf 5		77,51	85,43	7,9200	1,7799	2,1478	0,8548	1,12	1,10	1,17	2,0801	2,3620	0,9381
6	Leerlauf 6		92,49	99,56	7,0700	1,8393	2,4506	0,9512	1,17	1,11	1,17	2,1531	2,7172	1,0512

**rechte Hand (Schalter Aufnehmer G0116 Instanalarität: bewertete Effektivwerte  $a_w$  und  $a_{w,env}$  in  $m/s^2$ , andere einheitenlos**

Nr.	Arbeitspaar	Bezeichnung	von [s]	bis [s]	Dauer [s]	$a_w$ X	$a_w$ Y	$a_w$ Z	IFw X	IFw Y	IFw Z	$a_{w,env}$ X	$a_{w,env}$ Y	$a_{w,env}$ Z
1	Leerlauf 1		11,02	19,48	8,4600	2,3001	3,8119	1,0620	1,11	1,13	1,17	2,5560	4,3019	1,1965
2	Leerlauf 2		29,63	38,41	8,7800	2,3045	3,8886	1,0240	1,11	1,12	1,16	2,5884	4,3702	1,1514
3	Leerlauf 3		48,23	56,12	6,8900	2,3607	3,9043	1,0777	1,11	1,13	1,15	2,6304	4,4064	1,2163
4	Leerlauf 4		62,35	68,93	7,5800	2,2840	3,8369	1,0585	1,11	1,15	1,10	2,5362	4,3971	1,2130
5	Leerlauf 5		77,51	85,43	7,9200	2,2581	3,9053	1,1584	1,12	1,10	1,15	2,5854	4,2961	1,2820
6	Leerlauf 6		92,49	99,56	7,0700	2,4094	4,1387	1,1727	1,11	1,15	1,16	2,6636	4,7291	1,3433

Bild 3: Instanalaritäts-Ergebnisse der Wiederholungsmessungen

## Spektralanalysen

Für jeden der markierten Bereiche kann ein Leistungsspektrum in verschiedenen spektralen Auflösungen berechnet werden.

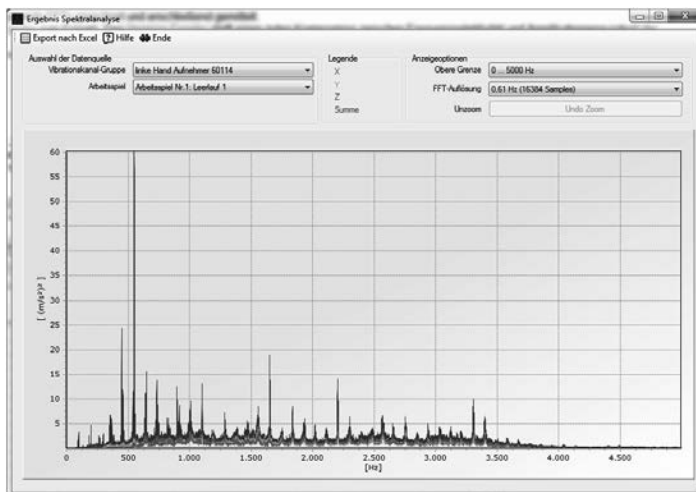


Bild 4: Spektralanalyse

## 7. Verifizierung

Zur Verifizierung der Einhaltung der Norm wird ein Beispielprojekt mit den in EN ISO 8041 beschriebenen Testsignalen mitgeliefert. Die Ergebnisse der Analyse dieser Testsignale sind in der Norm ebenfalls enthalten und können mit den von NeVib berechneten Ergebnissen verglichen werden. Ein EXCEL-Sheet, in dem die Ergebnisse verglichen wurden, ist verfügbar.

## 8. Filterung

Bei einigen Messungen, wie z.B. bei Kettensägen, ist es schwierig, die in den Richtlinien vorgeschriebenen Drehzahlbereiche einzuhalten. Daher kann NeVib angewiesen werden, nur Messwerte in die Auswertung einzubeziehen, bei denen z.B. die Drehzahl zwischen 8100 und 8300 U/Min liegt. Alle anderen Bereiche einer Messung werden dann ignoriert.

## 9. Export nach EXCEL

Die Ergebnisse der Auswertungen können nach EXCEL exportiert werden. Dabei können neben den mitgelieferten EXCEL-Vorlagen auch eigene, benutzerdefinierte Vorlagen verwendet werden.

## 10. Kontakt

Nehring PC-Messtechnik  
Dipl.-Ing Alejandro Nehring  
Hauptstr. 18  
D-56281 Dörth  
Tel 06747 6967  
EMail [info@a-nehring.de](mailto:info@a-nehring.de)  
Web [www.a-nehring.de](http://www.a-nehring.de)



# Influence of polymer viscoelasticity on vibration isolation of polyurethane flexible foams in automotive seating

**Jan Vandenbroeck, Mark Brennan**, Global Research,  
Huntsman Polyurethanes, Belgium

## Abstract

Polyurethane is one of the leading cushioning materials utilised in car seating. Comfort of seats is one of the major factors of car performance that helps consumers differentiate between vehicles within a similar class. The car seat has also a vital role to ensure passenger safety by providing adequate postural support.

Most foam properties specified by design engineers are based on static tests, while driving a car they experience dynamic behaviour. Therefore, the dynamic properties of foams are of greater importance to comfort. Vibration frequencies, extent of deformation, time and temperature will all influence this behaviour.

This paper studies the influence of the polymer on static and dynamic behaviour of these foams. In-house developed characterization and computational modelling techniques are used to determine the viscoelastic behaviour of the polymer. These are combined with higher level material models describing the micro- and macro-structure of a foam, and they provide insights on how they influence vibration isolation and comfort behaviour in automotive seating.

## Introduction

Flexible polyurethane foam is formed from the reaction of high molecular weight flexible polyols and water with poly-isocyanates including different variants of methylene diphenyl diisocyanate (MDI) and toluene diisocyanate (TDI), Fig. 1. These reactions form a cellular microstructure consisting of two interlinked polymers:

- a urethane polymer formed by the reaction of the isocyanate and a polyol that behaves like a soft phase giving the foam its flexibility, strength and vibration damping properties;
- and a urea polymer formed from the reaction of the isocyanate with water. This reaction provides the blowing agent, through  $\text{CO}_2$ , to form the cellular microstructure and urea groups that phase separate into hard segments and contribute to the load bearing properties of the foam [1].



Fig. 1: 4,4'-methylene diphenyl diisocyanate (left) and toluene-2,4-diisocyanate (right) the two main isomers of MDI and TDI respectively

The cellular microstructure of flexible foams can be characterised by the porosity (foam density), cell size distribution and for open cell foams the degree of cell window opening [2]. Although MDI and TDI based foams often have different foam microstructures, see Fig. 2, it is often possible for both types of foams to have a similar microstructure via formulation. However, for vibration damping properties the polymer that makes up the skeleton of the foam microstructure is of greater significance.

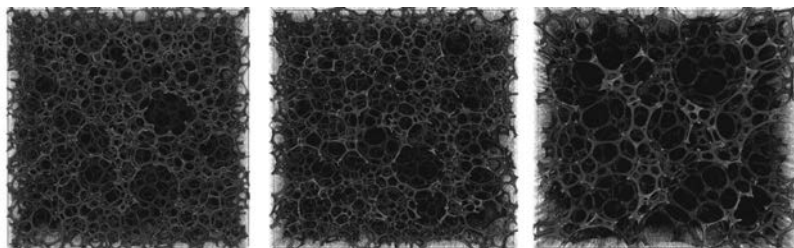


Fig. 2: 3D reconstruction of X-ray tomography data of three polyurethane flexible foams microstructures, namely, a high resilient MDI based foam (left), a high damping MDI based foam (middle) and a TDI based foam (right)

The dynamic mechanical properties of the polymer in the foam are mainly governed by a nano-sized phase separated structure consisting of polyurethane rich soft phase and polyurea rich hard phase formed during the reaction process, Fig. 3. These phases respond somewhat independently to temperature and frequency and their morphology can be controlled by the formulation parameters, the miscibility of the raw materials and in particular the choice of poly-isocyanate and polyol [3].

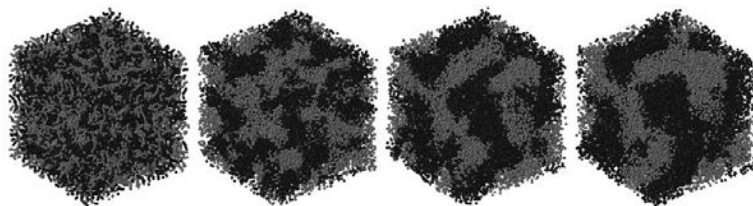


Fig. 3: Molecular dynamics simulation of the evolution of phase separation in a polyurethane reaction, light grey indicating poly-urea rich hard phase and dark grey indicating polyurethane rich soft phase

MDI and TDI based flexible foams will have different phase separated polymer nanostructures due to the different polymer backbone of the MDI and TDI based foams, the different reactivity of MDI and TDI and the miscibility between MDI and TDI with their respective flexible polyols.

Although MDI and TDI based foams often have different or similar foam microstructures, due to their different chemistry, it is never possible for them to have the same phase separated polymer nanostructure and hence the same dynamic mechanical properties over all frequencies and temperatures.

This paper with present characterisation methods to study the differences in polymer dynamic mechanical properties (DMA) for different polyurethane foams with similar static mechanical properties. It will also apply the material properties obtained from DMA in finite element analysis (FEA) to study the effects different polymers have in foam seats undergoing typical accelerations experienced by passengers during cornering.

### Dynamic Mechanical Analysis of Polyurethane Flexible Foams

Dynamic mechanical analysis is a common characterisation technique used by polymer physicists and chemists to compare and characterise different polymers, in particular for studying the viscoelastic or dynamic behaviour. A sinusoidal stress is applied and the strain in the material is measured. This allows one to determine the complex modulus consisting of an in-phase component called the storage modulus and an out-of-phase component called the loss modulus. The storage modulus measures the ability of the material to store energy, like an elastic spring and the loss modulus indicates its ability to dissipate or damp energy, like a viscous damper [4].

The temperature of the sample and/or the frequency of the stress are often varied, leading to variations in the storage and loss modulus. From this the glass transition temperature of the material can be determined, i.e., the temperature above which the material will behave rubbery instead of glassy. Often these transitions can be linked with different molecular motions in the polymer.

In Fig. 4 the results of a DMA measurement are shown for a high resilient MDI based foam and a high damping MDI based foam. The storage modulus of both foams are plotted versus temperature for a small harmonic deformation of 1 Hz. A peak in the  $\tan \delta$  can be observed at  $-50^{\circ}\text{C}$  for the high resilient foam and this indicates the glass to rubbery transition temperature,  $T_g$ , which is assigned to the beginning of molecular motion in the soft phase of the polyurethane polymer.

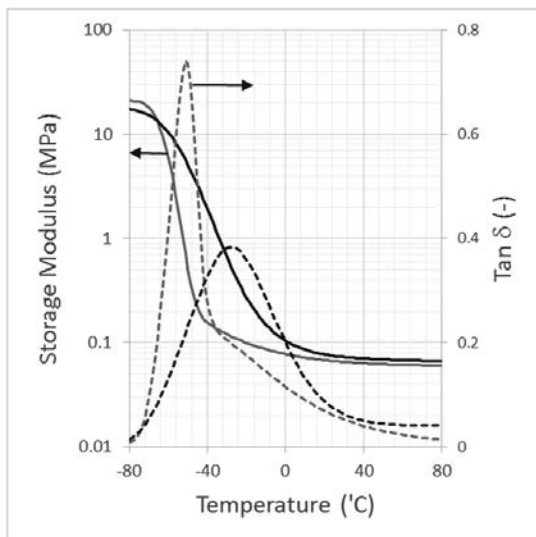


Fig. 4: Dynamic mechanical analysis showing the storage modulus and the  $\tan \delta$  of a high resilient foam (grey) and a high damping foam (black)

Polyurethane formulators can influence, to some the degree, glass transition temperature of the soft phase and also plateau modulus of the hard phase. In Fig. 4 the effect of increasing



the  $T_g$  of the soft phase and broadening of the temperature range of the transition is shown. This results in a high damping foam and can be done by reformulating with a different flexible polyol with different molecular weight, reactivity and/or miscibility with MDI. The overall hardness can also be influenced by the type and amount of MDI in the formulation.

The polymer mechanical properties are also influenced by frequency and in Fig. 5 it is shown how the storage modulus and  $\tan \delta$  are influenced by increasing the frequency from 1 Hz to 20 Hz. The polymer in the foam becomes stiffer with increasing frequency and the glass transition also increases. The temperature range over which the material is viscoelastic also changes with changing frequency.

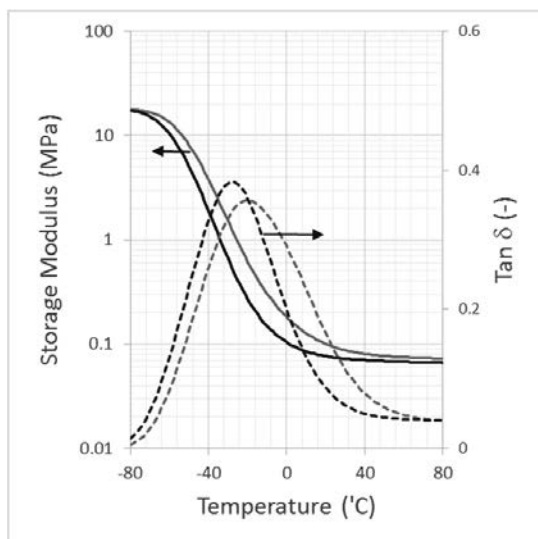


Fig. 5: Dynamic mechanical analysis showing the influence of frequency, 1 Hz (black) and 20 Hz (grey) on the storage modulus and the  $\tan \delta$  of an MDI based foam

To study foam materials in real dynamic applications, the full frequency dependence of the polymer in the foam is required. Typically dynamic mechanical laboratory equipment has an upper limit of about 100 Hz, so very high frequencies are not accessible. However, exploiting the observation that the temperature and frequency dependence of polymers is related, the time-temperature superposition principle can be applied to obtain the full frequency depend-

ence of foam materials in the linear viscoelastic range. In Fig. 6, the fundamental linear viscoelastic material function, the relaxation modulus, is plotted for two MDI based foams and one TDI based foam. The function is obtained by performing DMA measurements at different temperatures and frequencies and combining them using the time temperature superposition principle [4]. The relaxation modulus is the ratio of the stress over time after the application of a small instantaneous strain (deformation).

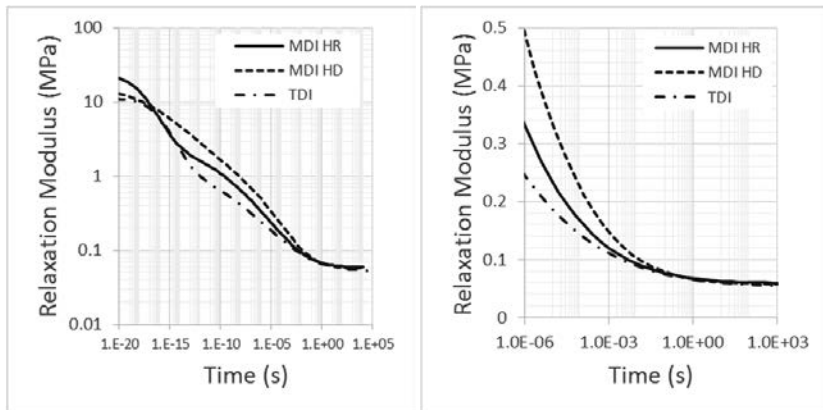


Fig. 6: Relaxation modulus at room temperature for two MDI based foams and a TDI based foam

The relaxation modulus provides a mechanical fingerprint of the polymer in the foam and can be used to compare linear viscoelastic properties of different foams, especially at higher frequencies. The relaxation modulus of two different MDI based foams and a TDI based foam are compared in Fig. 6. Each foam has similar static material, for example, the same compression hardness at 40% compression. However, at short times (high frequencies) both MDI foams are stiffer and they dampen over a wider range of frequencies. The stress relaxation profiles of each foam are all different and will all respond differently to excitation at different frequencies and temperatures. These material properties, obtained from DMA, can be used in Finite Element Analysis (FEA) to study the dynamic mechanical effects of the polymer in the foam of a seat pad.

### Finite Element Analysis of Free Vibrating Mass

When entering a bend with a car, a driver or passenger will experience a sudden lateral acceleration. The degree of the acceleration will depend on the cornering speed of the car and radius of the bend. To show the influence of the polymer material properties in foam seats a simplified finite element analysis model of this process will be studied. The model, Fig. 7, consists of a rigid mass placed on a foam pad. To simulate entering a bend, an instantaneous lateral force is applied which depends on the radius of the bend and the speed of the car. The g-force is defined as the ratio of lateral acceleration to standard gravity  $g$ . For example, a driver will experience 0.1 g travelling at 20 km/hr through a bend of radius 30 m or travelling at 60 km/hr through a bend of radius 270 m.

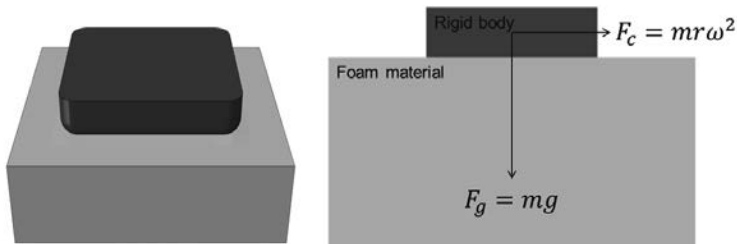


Fig. 7: Finite element model of a mass on a foam pad (left) and forces applied to the model to simulate the forces experience while cornering in a car (right)

The material model used in the model for the foam materials is a combination of a non-linear spring describing the long term or static behaviour of the foam and a generalised Maxwell model to describe the viscoelasticity of the foam, Fig. 8. The non-linear spring behaviour can be related to the microstructure of the foam and the generalised Maxwell model to the linear viscoelastic behaviour of the polymer in the foam.

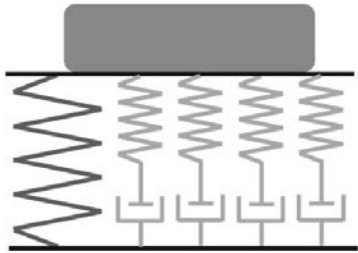


Fig. 8: Mechanical equivalent model of foam material used in finite element analysis

The non-linear static mechanical stress strain relationship, long term non-linear elasticity, of the foam is determined by a compression test performed at low speed, for example, a fourth compression cycle of a 5 cm x 5 cm sample at a compression speed of 10 cm/min. The results of three foams with similar non-linear behaviour is shown in Fig. 9. The elastic constants and relaxation times for the viscoelastic model are determined from the relaxation modulus of the foam as shown in Fig. 6 above.

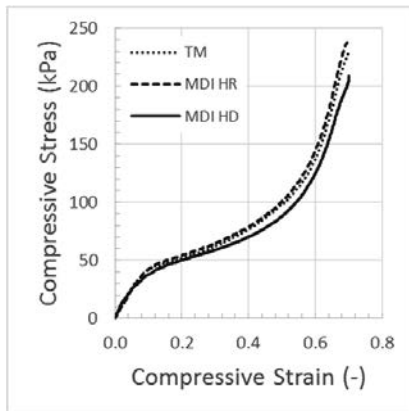


Fig. 9: Stress strain relationship of two MDI based flexible foams and a TDI based flexible foam

Applying an instantaneous lateral force to a rigid mass that is already loaded in the vertical direction will cause the mass to move laterally. The mass will be accelerated beyond its equilibrium position and then elasticity of the foam material will attempt to restore the foam to its

equilibrium position, see Fig. 10. The foam will then oscillate around this equilibrium until the damping characteristics of the foam dampen the vibrations.

Foams with higher elasticity, in the frequency range of interest, will have smaller initial amplitude of the vibrations and foams with more damping in correct frequency range with dampen the oscillations faster. In Fig. 11 a higher damping foam is compared with a higher resilient foam in for a 0.1 g lateral acceleration. Whether a particular foam has better damping for a given frequency range will depend its temperature but also its time dependent elasticity and geometrical factors of the seat pad.

The rolling angle, defined here as the angle the rigid mass makes with the foam during the application of the lateral acceleration is also shown in Fig. 11. Rolling stability for the rigid mass is better lateral vibrations and the rolling angle are dampen quickly.

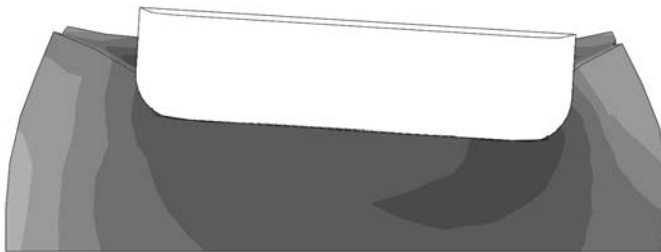


Fig. 10: The equilibrium position of a rigid mass after application of an instantaneous 0.2 g lateral acceleration

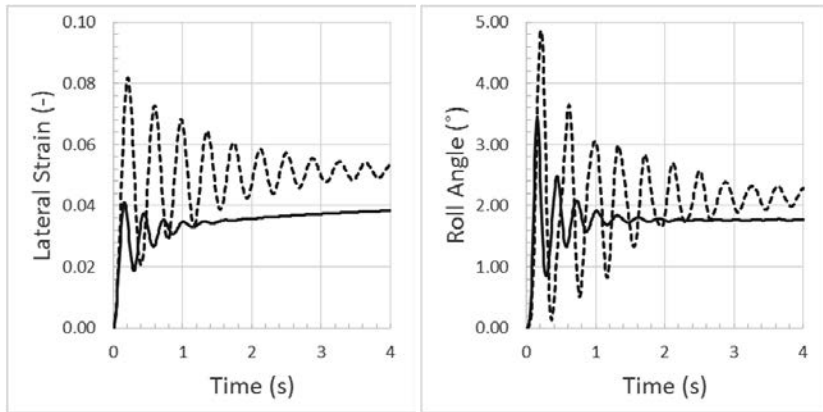


Fig. 11: Comparison of the lateral strain and rolling angle (at the centre of gravity of the rigid boy) for foams with viscoelastic properties after applying a 0.1 g lateral acceleration

Increasing the lateral acceleration corresponds to entering a sharper corner or travelling faster in the same corner. In Fig. 12 the equilibrium position of different accelerations are compared.



Fig. 12: The equilibrium position of the rigid mass experiencing 0.1 g (left), 0.2 g (right) and 0.3 g (right) lateral accelerations

As the acceleration is increased, the rolling stability of the rigid mass is reduced, Fig. 13. The lateral movements increase, the rolling angles are bigger and the final equilibrium position is further from the initial point.

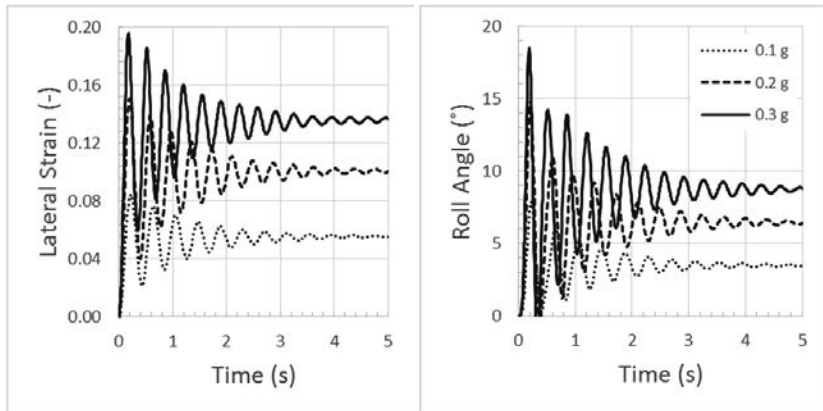


Fig. 13: The influence of increasing lateral acceleration on the rolling stability of the rigid body on a foam cushion

So far we have shown that with the rolling stability can be influence by the environment conditions, for example, temperature, and the degree of acceleration. The rolling stability can also be influence by the polymer in the foam microstructure. Two cases are studied with finite element analysis below. The first case, Fig. 14 shows how rolling stability is affected for at small deformations, i.e., the linear viscoelastic regime. It tries to represent the effect of the polymer alone on the rolling stability.

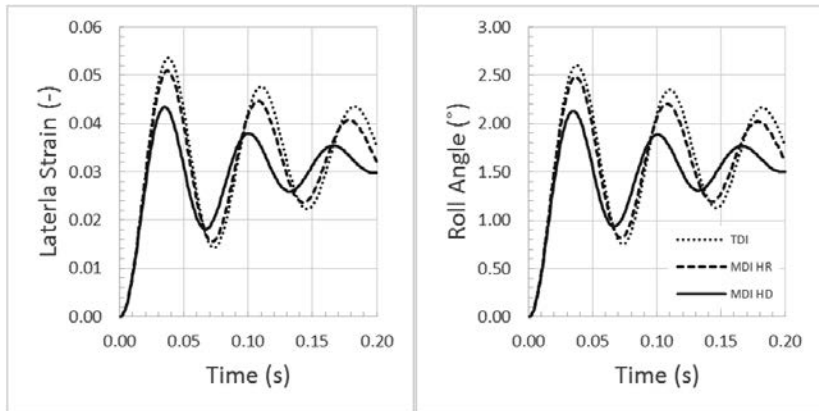


Fig. 14: The influence of three different polymers in the foam cushion on the rolling stability during for a small vertical load experiencing a small lateral acceleration

The second case, Fig. 15, combines non-linear material and geometry effects with the linear viscoelastic properties of TDI and two MDI based foams, namely, a high resilient and high damping foam. The foams are initial loaded so that the rigid body is indented 40% into the foam cushion. Then an instantaneous 0.2 g lateral acceleration is applied. The lateral acceleration and rolling angles are dampen differently for each foam as each polymer in the foam has different viscoelastic properties for this temperature and frequency range.



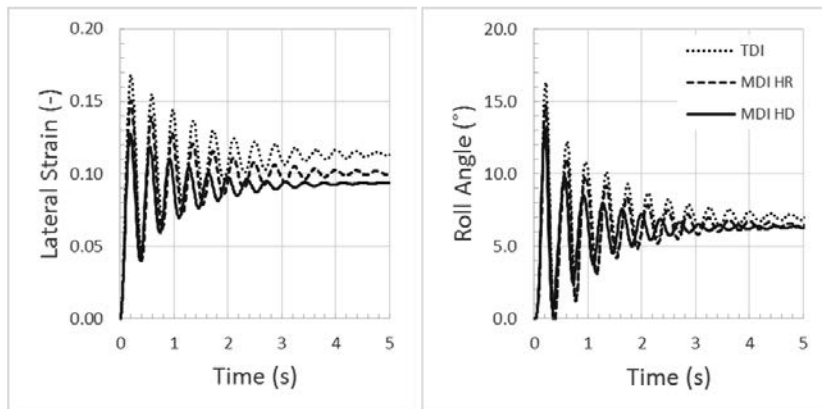


Fig. 15: The influence of three different polymers in the foam cushion on the rolling stability during 0.2 g lateral acceleration

## Conclusions

The differences in dynamic properties and rolling stability of foam can be associated with the polymer viscoelastic properties in the foam, for example, MDI and TDI based foams. Dynamic mechanical analysis can be used to characterise these material differences. The foam relaxation modulus provides a fingerprint of the dynamic mechanical properties of the polymer in the foam.

The MDI based foams studied tended to be stiffer and dampen over a wider range of higher frequencies. Finite element analysis can be used to link these polymer differences to real applications, for example, how different foams would behave when experiencing a sudden lateral acceleration typical of entering a car cornering.

## References and Further Reading

- [1] Randall, D. and Lee, S.: The Polyurethanes Handbook. London: Wiley 2002
- [2] Montminy, M.D, Tannenbaum A.R. and Macosko, C.W.: The 3D structure of real polymer foams. *Journal of Colloid and Interface Science* 280 (2004) 202–211
- [3] Lee, S.T. and Ramesh, N.S.: *Polymeric Foams: Mechanisms and Materials*. Boca Raton: CRC Press 2004
- [4] Macosko, C.W.: *Rheology: Principles, Measurements, and Applications*. New York: Wiley-VCH 1994



## Entwicklung eines Kinder-Mensch-Modells für Schwingungsmessungen

### Development of a Children-Dummy-Modell for Vibration Measurements

Dr.-Ing. **Frank Gillmeister**, IGI Ingenieurbüro Gillmeister, Dortmund

#### Kurzfassung

Entscheidend für das Anwenden von Mensch-Modellen anstatt realer Versuchspersonen bei Schwingungsmessungen ist, dass das dynamische Verhalten der Modelle und der Personen ähnlich ist und somit die zu erwartende Abweichung möglichst gering ausfällt. Für Kinder, d.h. in einem Gewichtsbereich zwischen 15 kg und 30 kg, sind kaum Informationen über das dynamische Verhalten vorhanden und es ist auch kein verifiziertes Modell bekannt. Dabei ist gerade hier die Substitution von Versuchspersonen durch sogenannte Schwingungsdummies aus Schutz- und Gesundheitsgründen sowie zur Verringerung der Messabweichung sinnvoll.

Zunächst wird ein Schwingungsprüfstand zur Ermittlung der mechanischen Impedanz in z-Richtung, d.h. des dynamischen Widerstandverhaltens bei Schwingungsanregung senkrecht zur Horizontalen für Kinder im Alter von 3 bis 6 Jahren und einem Gewicht von bis zu 25 kg in einem Frequenzbereich von 1 bis 20 Hz aufgebaut. Die Messungen geben die Grundlage zum Aufbau eines Schwingungsmodells für zwei Gewichtsklassen. Die gebauten Kinder-Schwingungsdummies erfüllen die vorgegebenen Kriterien der Nachbildung des dynamischen Verhaltens innerhalb der gesteckten Tolleranzen. Neben der Massenidentität wird im Frequenzbereich von 1 bis 20 Hz der Verlauf der mechanischen Impedanz von der Sollkurve innerhalb einer Toleranz von 3 dB eingehalten.

Die vorgestellten Kinder-Schwingungsdummies für 12,5 und 25 kg sind weitestgehend in der Lage, die Versuchsperson "Kind" für Vergleichsmessungen innerhalb einer Messreihe zu ersetzen. Schwingungsmessungen müssen somit nicht zu Lasten der Kinder gehen, und dennoch lassen sich Konstruktionen zur Minderung von eingeleiteten mechanischen Schwingungen bei sitzenden Kindern überprüfen und weiterentwickeln.

## 1. Einleitung

Für sitzende Kinder in einem Gewichtsbereich zwischen 10 kg und 30 kg sind kaum Informationen über das dynamische Verhalten als Ersatzschwingungsmodell in z-Richtung vorhanden. Dabei wäre gerade hier das Ersetzen von Versuchspersonen durch sogenannte Schwingungsdummies aus Schutzgründen und zur Verringerung der Messabweichung sinnvoll. Für das Anwenden von Mensch-Modellen bei Schwingungsmessungen ist dabei ausschlaggebend, dass das dynamische Verhalten der Modelle in dem relevanten Frequenzbereich nur gering von dem realen System abweicht.

Im Rahmen eines Projektes soll der Auftraggeber bei der Entwicklung eines schwingungsgeminderten Transportsystems von Kindern unterstützt werden. Neben den Randbedingungen seitens der Fahrbahn, des Fahrwerks, der Sitzaufhängung und des Sitzes beeinflusst der Insasse durch Größe, Gewicht und Haltung wesentlich das gesamte dynamische System.

Auch ist zu beachten, dass bei experimentellen Untersuchungen mit Kindern neben den erwähnten o. a. Schutzgründen auch die Messwertstreuung durch Haltung, Konzentration, Wachstum usw. bei Variantenuntersuchungen beeinflusst wird.

Daraus ergibt sich folgende Aufgabenstellung:

- Bau eines Messsitzes zur Ermittlung der Ganzkörperimpedanz in z-Richtung auf dem Schwingungssimulator und Integration in einem Schwingungsprüfstand.
- Durchführung von Messungen zur Ermittlung der Ganzkörperimpedanz in z-Richtung mit Kindern.
- Analyse der Ergebnisse und Ermittlung der Parameter für ein Schwingungsmodell.
- Konzeption und Fertigung eines bzw. zweier Schwingungsdummies.
- Abschließende Validierung am Schwingungsprüfstand.

Im Zusammenhang mit dem System des sitzenden Menschen ist das Verhalten des Eingangs, d.h. der Sitzfläche, von besonderem Interesse. Weg, Geschwindigkeit bzw. Beschleunigung und Kraft werden hierbei am selben Punkt betrachtet. Ermittelt wird an der Schnittstelle aus messtechnischen Gründen die dynamische Masse, d.h. die eingeleitete Kraft im Verhältnis zur Beschleunigung. Durch Integrieren der Beschleunigung im Frequenzbereich unter Berücksichtigung des Phasenganges der beiden Messgrößen erhält man die mechanische Impedanz. Darüber hinaus muss die Masse der als steif zu betrachtenden Messeinrichtung berücksichtigt werden.

## 2. Messungen zur Ermittlung der mechanischen Impedanz

Der Aufbau des Schwingungsprüfstandes unterliegt folgendem Anforderungsprofil:

- Geeignet für Kinder im Alter zwischen 3 und 6 Jahren und einer Masse zwischen 10 und 25 kg sowie den Schwingungsdummies
- Sitzneigung und Anordnung der Sitzlehne gemäß der realen Situation
- Anregung und Messung im relevanten Frequenzbereich zwischen 1 und 20 Hz
- Anregungsstärke im nicht gesundheitsschädlichen Bereich

Die Anforderungen aus der Aufgabenstellung an den Sitz des Schwingungsprüfstandes sind im Bild 1 dargestellt.

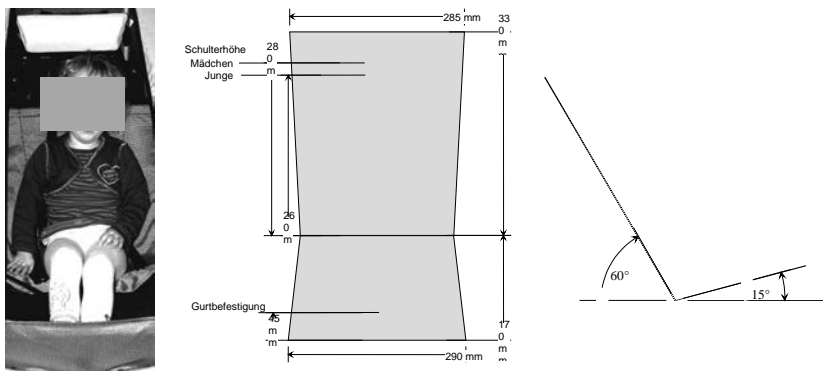


Bild 1: Sitzsituation, Sitzfläche und Sitzneigung im Realsystem

Der aufgebaute Schwingungsprüfstand wird in Bild 2 gezeigt.

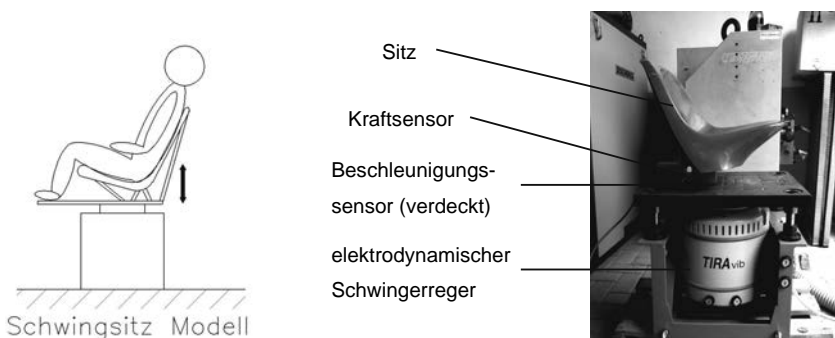


Bild 2: Schwingungsprüfstand zur Messung der dynamischen Masse in z-Richtung

Es wurden fünf Versuchspersonen im Alter zwischen 3 und 6 Jahren mit einer Körpergröße von 1,04 m bis 1,21 m und einer Masse von 13,6 kg bis 21,4 kg zur Ermittlung der mechanischen Impedanz herangezogen (Bild 3). Zur "Steigerung der Mitmachmotivation" konnten die Probanden während der Messungen ein Kindervideo sehen.



Bild 3: Probandenübersicht (Auswahl)

### 3. Ergebnisse der Messungen zur Ermittlung der mechanischen Impedanz

Die Messungen zeigen eine gute Proportionalität mit der Masse der Probanden. Der Masseeinfluss ist deutlich erkennbar und ohne Widerspruch (Bild 4). Die Messergebnisse lassen erkennen, dass das dynamische Verhalten erwartungsgemäß im wesentlichen in dem betrachteten Frequenzbereich durch eine Masse bestimmt wird (Rumpf).

Aus den Impedanzverläufen lassen sich nun quantitativ die Werte für die Parameter eines Einmassenschwingers ermitteln. Hierzu wird in der folgenden Grafiken (Bild 5) die zu dem Probanden 1 zugehörigen Werte der beschreibenden Parameter beispielhaft eingetragen.

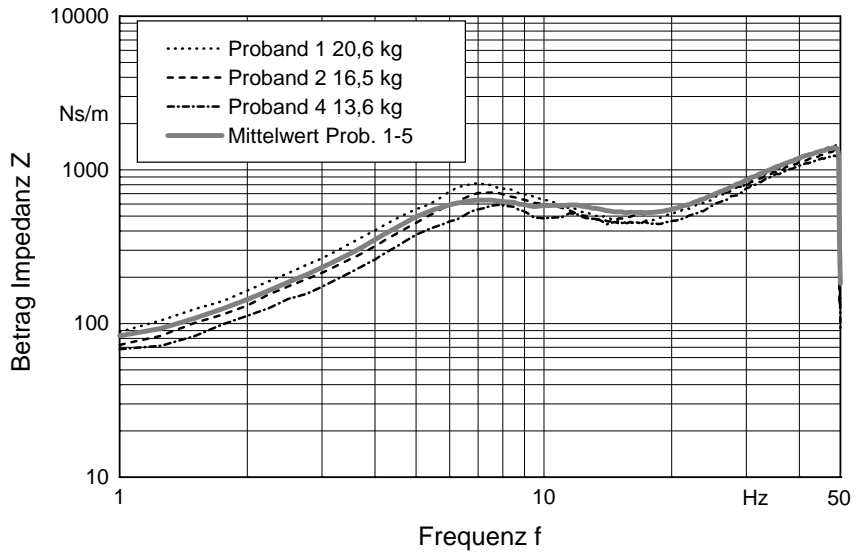


Bild 4: Impedanz in z-Richtung für eine Auswahl und den Mittelwert aller Probanden

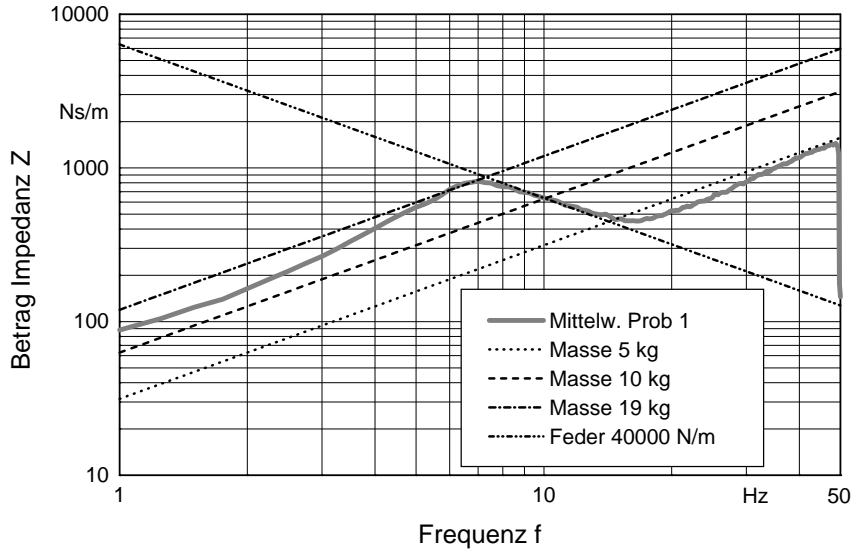


Bild 5: Impedanz Proband 1 mit beschreibenden Parametern

Tabelle 1: Beschreibung der Probanden und Modellparameter (Auswahl)

Person Nr.	Masse [kg]	Größe [m]	Alter [Jahre/ Monate]	Geschlecht	Modell Masse [kg]	Modell Federst. [N/m]	Modell Dämpfung [Ns/m]
1	20,6	1,21	6/2	m	19	40000	800
2	16,5	1,05	3/5	m	16	36000	700
4	13,6	1,04	4/1	w	13	30000	600

Somit ergeben sich folgende Zusammenhänge:

- Das Modell des Schwingungsdummies kann annähernd mit einem Einmassensystem im betrachteten Frequenzbereich zwischen 1 Hz und 20 Hz beschrieben werden.
- Der Wert der Masse des Modells ist proportional zur Masse der Person.
- Der Wert der Federsteifigkeit steigt mit der Masse der Person.
- Der Wert der Dämpfung steigt mit der Masse der Person.
- Die beschreibende Frequenz des Einmassensystems sinkt mit steigender Masse.

#### 4. Konzeption und Fertigung eines Kinder-Schwingungsdummies

Für die Zielsetzung der späteren Untersuchungen soll der Fokus auf zwei Modellvarianten gerichtet werden. Der Kinder-Schwingungsdummy soll:

- Für eine Masse von 12,5 kg und 25 kg ausgelegt werden und massenidentisch sein.
- Das Modell muss transportabel und einfach umrüstbar sein.
- Das Modell darf keinerlei eigenes Mess- und Regelequipment erfordern.
- Das Modell muss langzeitstabil sein.

Schon in früheren Untersuchungen hat sich ein Modell auf Funktionsbasis eines Klappscharnieres als tauglich erwiesen [1]. Dieses Prinzip wird nun für die entsprechenden Massen angepasst und aufgebaut.

Das Grundmodell mit einer Masse von 12,5 kg wird durch folgende Bauelemente zum 25 kg Modell erweitert:

- Demontage der leichten Stahlplatte
- Montage eines weiteren Dämpferpaares
- Montage einer weiteren zentralen Feder
- Montage zweier weiterer schweren Stahlplatten

Eine schematische Darstellung und die realen Kinder-Schwingungsdummies sind in Bild 6 dargestellt.



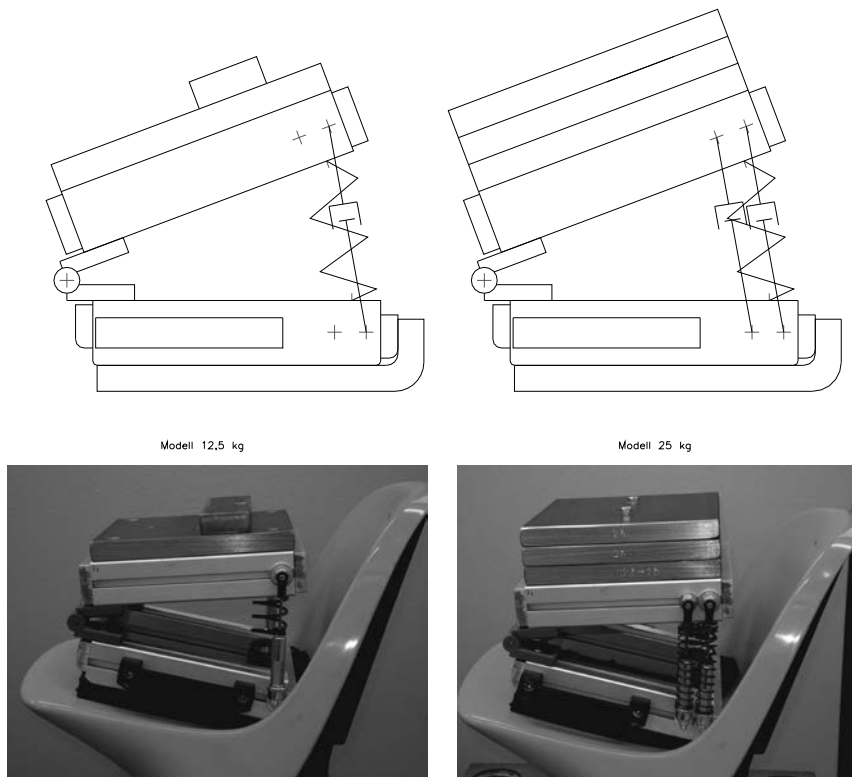


Bild 6: Kinder-Schwingungsdummy für 12,5 kg und 25 kg

## 5. Validierung des Kinder-Schwingungsdummies am Schwingungsprüfstand

Der Nachweis der Funktionsfähigkeit und Einsetzbarkeit des Kinder-Schwingungsdummies erfolgt wie bei der Ermittlung der mechanischen Impedanz am Schwingungsprüfstand. Neben der Massenidentität wird im Frequenzbereich von 1 Hz bis 20 Hz der Verlauf der Impedanz von der Sollkurve (Geraden der Masse und der Federsteifigkeit bzw. Wert der Dämpfung) für beide Modelle von 12,5 kg und 25 kg weitestgehend innerhalb einer Toleranz von 3 dB eingehalten (Bild 7 und 8).

Hierbei ist zu berücksichtigen, dass auch die Stichproben der Probanden nur einen annähernden Hinweis auf den Verlauf der mechanischen Impedanz lieferten. Haltungsänderungen der Probanden können weitere Abweichungen hervorrufen.

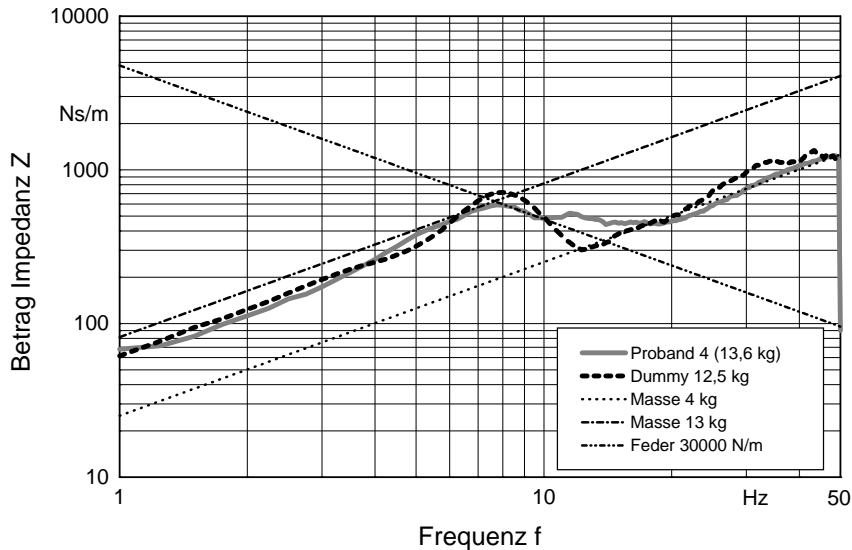


Bild 7: Impedanz Modell 12,5 kg und Proband 4 (13,6 kg)

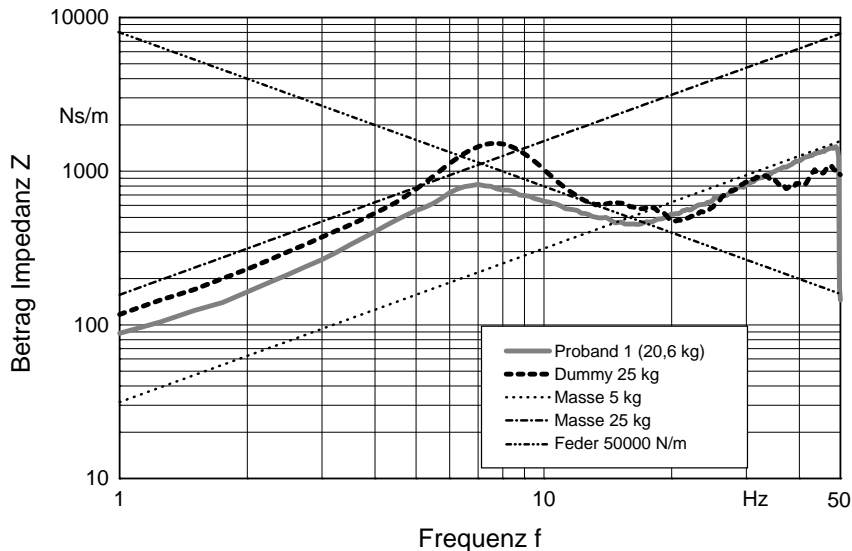


Bild 8: Impedanz Modell 25 kg und Proband 1 (20,6 kg)

## 6. Zusammenfassung

Die hier vorgestellten Kinder-Schwingungsdummies werden weitestgehend in der Lage sein, die Versuchsperson "Kind" für Vergleichsmessungen innerhalb einer Messreihe zu ersetzen. Nicht alle Randbedingungen konnten innerhalb dieser Untersuchung hinsichtlich ihres Einsatzbereiches und der Grenzen ermittelt werden. Doch für den "normalen" Einsatz mit harmonischer Anregung konnte die Funktionsfähigkeit des Modells aufgezeigt werden.

Entscheidend für das Anwenden von Mensch-Modellen anstatt realer Versuchspersonen bei Schwingungsmessungen ist, dass das dynamische Verhalten der Modelle und der Personen ähnlich ist und somit die zu erwartende Abweichung möglichst gering ausfällt. Für das Nachbilden erwachsener sitzender Menschen gibt es verschiedene Modelle für die Gewichtsbe-  
reiche 55 kg, 75 kg und 98 kg. Als Mangel ist hierbei jedoch teilweise die deutliche Abweichung der Massenidentität zu erwähnen, welche einen Einsatz in realen Systemen gegebenenfalls ausschließt.

Beide Kinder-Schwingungsdummies erfüllen die vorgegebenen Kriterien der Nachbildung des dynamischen Verhaltens innerhalb der gesteckten Toleranzen für den angedachten Einsatz. Neben der Massenidentität wird im relevanten Frequenzbereich der Verlauf der mechanischen Impedanz innerhalb der Toleranz eingehalten.

Die vorgestellten Kinder-Schwingungsdummies für 12,5 und 25 kg sind weitestgehend in der Lage, die Versuchsperson "Kind" für Vergleichsmessungen innerhalb einer Messreihe zu ersetzen. Schwingungsmessungen müssen somit nicht zu Lasten der Kinder gehen, und dennoch lassen sich Konstruktionen zur Minderung von eingeleiteten mechanischen Schwingungen bei sitzenden Kindern überprüfen und weiterentwickeln.

## Literatur

- [1] S. Riedel: Erprobung neuentwickelter Schwingungsmodelle des sitzenden Menschen mittels Round-Robin-Test, BAuA Forschungsbericht Fb1029, Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, 2004



## **Probleme bei der Beurteilung von einzelnen Stößen, die auf das Hand-Arm-System des Menschen bei der Arbeit mit mechanisierten und nicht mechanisierten Werkzeugen einwirken**

## **Problems with the evaluation of single shocks affecting the human hand-arm system while working with mechanized and non-mechanized tools**

Dr.-Ing. **Thomas Schenk**, KSZ Ingenieurbüro GmbH, Berlin

### **Abstract**

Single shocks are a special type of hand-arm vibration while working with mechanized (e.g. nailers, bolt guns) or non-mechanized (axes, hammers) tools. Until now there are no confirmed information about subjective and biological or health effects. Some experts assume that single shocks as well as shock like vibration have more adverse health effects than regular hand-arm vibration.

There are a lot of metrological problems especially with regard to the measurement transducer and the measurement equipment. It is not clear which measurement parameters are sufficient to describe the potential health effect of single shocks.

Furthermore there are a lot of different terms describing the kind of vibration under investigation (single shocks, repetitive shocks, impulse vibration) and one cannot always be sure, that different researchers mean the same thing when they use the same term.

This paper gives an overview of the problems for measuring and assessing single shocks.

Some investigations in the differentiation of single shocks to continuous shock sequences and other kinds of vibration are presented in more detail.

### **1. Einleitung**

Während der vergangenen Jahrzehnte wurde erheblicher Forschungsaufwand zur Schaffung der ingenieurtechnischen und der medizinischen Grundlagen für die Erfassung und Beschreibung üblicher Hand-Arm-Schwingungsexpositionen sowie zur Beurteilung möglicher gesundheitlicher Wirkungen (einschließlich geeigneter Diagnosemethoden) getrieben. Im Ergebnis wurden Kriterien zur Gefährdungsbeurteilung sowie für präventive Maßnahmen

zum Gesundheitsschutz (vibrationsarme Maschinen, Arbeitsplatzgestaltung, organisatorische Maßnahmen, arbeitsmedizinische Vorsorgeuntersuchungen) erarbeitet. Alle diese Aktivitäten fanden auch weitestgehend in entsprechende Rechtsvorschriften und Richtlinien zum Gesundheitsschutz sowie in die nationale und internationale Normung Eingang.

Ein noch weitestgehend ungeklärtes Problem betrifft die Exposition gegenüber einzelnen (diskreten) mechanischen Stößen, die bei der Arbeit mit mechanisierten oder auch nicht mechanisierten Werkzeugen auftreten können. Einzelstöße sind eine Sonderform der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf das Hand-Arm-System, dadurch charakterisiert, dass im Gegensatz zu üblichen stationären Dauerschwingungen nur eine sehr kurzzeitige Einwirkung mechanischer Energie auf das Hand-Arm-System auftritt.

Durch die besonderen physikalischen Charakteristika der Stoßexpositionen ergeben sich viele Probleme bezüglich der Erfassung (vorranging, aber nicht nur der messtechnischen Erfassung) der Expositionsbedingungen, der biologisch-medizinischen Untersuchung der möglichen Wirkungen, sowie auch hinsichtlich der Methodik von Labor- und Felduntersuchungen zu Ursache-Wirkungs-Beziehungen. Hierdurch wurde lange Zeit eine zielgerichtete und systematische Untersuchung der Stoß-Expositionen behindert. Aufgrund der vergleichsweise geringen Zahl von Stoß-Exponierten wurde aber zumeist auch keine Dringlichkeit für intensive Untersuchungen gesehen.

## 2. Erkenntnisdefizite

Eine Analyse der zur Thematik veröffentlichten Literatur führt zu dem Ergebnis, dass eine gesicherte Beurteilung der gesundheitlichen Relevanz von Arbeitsplätzen mit stoßartigen Expositionen bislang nicht möglich ist. Hierfür sind in erster Linie folgende Gründe verantwortlich:

1. Messtechnische Untersuchungen von mechanischen Stößen sind sehr schwierig, nur mit moderner und aufwendiger Gerätetechnik sowie nur mit ausreichender Messerfahrung durchzuführen. Auf diesem Gebiet ist in den vergangenen ca. 20 Jahren mit Einführung der Digitaltechnik ein erheblicher Fortschritt (insbesondere hinsichtlich der Speicherung und Analyse von Stoßsignalen) erzielt worden. Bestimmte grundlegende Probleme im Zusammenhang mit dem Sensor (Aufnehmerauswahl und -ankopplung, mechanisches Filter, Linearität im interessierenden Frequenzbereich u. ä.) und der Messtechnik (Frequenzbereich, Phasengang, Übersteuerungssicherheit, Nulllinien-sprünge) sind aber nach wie vor wirksam.

Erste systematische Messungen von Stößen wurden Ende der 80-er durchgeführt [1]. Es besteht jedoch noch kein umfassender messtechnischer Überblick über praktisch auftretende Stoßexpositionen.

2. Es existiert keine arbeitsschutzrelevante Definition für diskrete Stöße und demzufolge auch keine eindeutige Abgrenzung zu stationären Schwingungen bzw. zu ähnlichen Expositionen (impulshaltige Schwingungen, stoßhaltige Schwingungen, Stoßfolgen ...). Es ist fraglich, dass bei bereits vorgenommenen Untersuchungen zu Stoßexpositionen unterschiedlicher Untersucher Übereinstimmung darüber bestand, was unter einem "Stoß" zu verstehen ist.
3. Es herrscht Unkenntnis darüber, ob diskrete Stöße schädigend auf den Organismus wirken können bzw. anders wirken als stoßhaltige Schwingungen z. B. von Druckluftpöhlern. Seit einigen Jahren berichten Studien darüber, dass durch Werkzeuge, wie Nagler oder Bolzenschussgeräte verursachte Rückstöße bisher in ihrer gesundheitsschädigenden Wirkung unterschätzt werden. Dies betrifft nicht nur die bekannten, vergleichsweise gut untersuchten spezifischen Vibrationswirkungen (Muskel-Skelett-Schäden, periphere Durchblutungsstörungen) sondern auch Schäden, deren Ursache-Wirkungs-Beziehungen noch nicht so gut bekannt sind (Beeinträchtigung des peripheren Nervensystems, Hypothenar-Hammer-Syndrom, Carpal tunnel-Syndrom). Bisher ist jedoch international keine generell akzeptierte Methodik bekannt, mit der man die Risiken von Einzelstößen bzw. diskreten Stößen bewerten könnte.
4. Es bestehen keine Kenntnisse darüber, welche physikalischen Größen (z. B. Beschleunigung, Geschwindigkeit, Kraft) und welche Signalparameter (Effektivwerte root mean square und/oder root mean quad, Spitzenwerte positiv, negativ, Spitze-Spitze, Scheitelfaktor, Stoßdauer, Anstiegszeit ...) biologisch relevant sind. Welche Spektralinformationen (Amplitudenspektrum, Effektivwertspektrum, Leistungsdichte, Energiedichte ...) sind von Relevanz? Sind bisher genutzte Frequenzbewertungsfunktionen anwendbar (z. B. nach ISO 5349-1); sind neue (unbekannte) Bewertungsfunktion erforderlich?

Es kann derzeit nicht ohne weiteres davon ausgegangen werden, dass die bisher standardisierten Größen auch für alle Arten von Stößen anwendbar sind. Möglicherweise sind vollkommen neue Beurteilungsgrößen zu definieren. In diesem Zusammenhang stellt sich außerdem die Frage nach eventuell erforderlichen Richt- bzw. Grenzwerten der Exposition.

Die internationale Forschung zur Stoß-Thematik wird durch eine sehr uneinheitliche Terminologie erschwert. Im Zusammenhang mit Stoß-Expositionen werden viele verschiedene Begriffe benutzt:

Stöße, Einzel-Stöße, wiederholte Stöße, Stoßfolgen,  
stoßhaltige Schwingungen, impulshaltige Schwingungen

Im englischen Sprachgebrauch besteht die gleiche Problematik:

single shocks, repetitive shocks, transients, transient vibration,  
impulsive vibration, shock-type vibration

Begriffsbestimmungen angrenzender Fachbereiche (technischen Mechanik, Schwingungstechnik) gehen von der physikalischen Stoßdefinition aus, wonach die Stoßdauer sehr klein gegenüber der Eigenperiode sein muss. Diese Definitionen sind jedoch für den konkreten Fall der Stoßexposition auf das Hand-Arm-System nicht praktikabel bzw. nicht ausreichend. Mangels einer einheitlichen Definition für diskrete Stöße wurden in der Vergangenheit des Öfteren Untersuchungen, welche die Wirkung von stoßhaltigen Schwingungen oder von Stoßfolgen (z. B. bei Druckluftdämmern) beinhalteten, unter die Thematik „Stoß“ gestellt. Andererseits besteht der Verdacht, dass bei vielen Untersuchungen keine eindeutige Abgrenzung zwischen Exposition gegenüber diskreten Stößen und sonstigen Hand-Arm-Schwingungen vorgenommen wurden, so dass eventuell unterschiedliche Wirkungen von diskreten Stößen bzw. Stoßfolgen nicht erkennbar sind.

### 3 Derzeitiger Erkenntnisstand

Einige Fachleute [2], [3] betrachten eine Stoßfolgefrequenz, welche der unteren Frequenzgrenze der Hand-Arm-Frequenzbewertungskurve der ISO 5349-1 (5,6 Hz) entspricht, als Kriterium für die Abgrenzung von Stößen zu Stoßfolgen. Auch in DIN ISO/TS 15694 „Mechanische Schwingungen und Stöße – Messung und Bewertung diskreter Stöße, die von handgehaltenen und handgeführten Maschinen auf das Hand-Arm-System übertragen werden“ wird eine Schlagzahl von 5 Hz zur Abgrenzung des Anwendungsbereiches für die Norm genannt. Im Jahre 2011 beschloss das ISO/TC 118/SC 3 "Druckluftwerkzeuge und Maschinen" im Rahmen der Arbeit an Sicherheitsnormen für handgehaltene und geführte Maschinen (Maschinen-Richtlinie), dass Stöße mit einer Folgefrequenz kleiner 5 Hz nicht als Schwingungen zu betrachten sind und daher nicht als ein Sicherheitsaspekt im Sinne der Maschinen-Richtlinie behandelt zu werden brauchen (siehe [4]).

Es besteht jedoch keine wissenschaftliche Absicherung dieses Kriteriums. Alle bisherigen Frequenzbewertungskurven sind für stationäre Schwingungseinwirkungen entwickelt wur-



den, um die biologische Wirkung unterschiedlicher Frequenzkomponenten besser zu beschreiben. Sie wurden nicht entwickelt, um die zeitliche Struktur des Auftretens der Schwingungen zu charakterisieren. Das Herausgreifen einer Eckfrequenz aus einem de facto stetigen Filterverlauf (mit einer Genauigkeit von einer Stelle nach dem Komma) erscheint deshalb sehr willkürlich.

Auf seiner Sitzung im Jahr 2011 verabschiedete deshalb das ISO/TC 108/SC 4 "Human exposure to mechanical vibration and shock" die Resolution 2/2011 [5], in der der Standpunkt des ISO/TC 118/SC 3 kritisiert wird. Das SC 4 sah keinen Beweis dafür, dass die von Maschinen mit einer Schlag-/Auslöserate  $<5$  Hz erzeugten Einzelstöße nicht als Schwingungsproblem anzusehen sind.

Diese konträren Standpunkte zweier bedeutender Normungsgremien bewirken nun einen gewissen Handlungsdruck zur Klärung der offenen Fragen bei Stoß-Expositionen. Auf der 13. Internationalen Konferenz zu Hand-Arm- Schwingungen im Oktober 2015 in Peking fand ein gesonderter Workshop speziell zur Thematik „Einzelstöße“ statt. Hier wurde in mehreren Vorträgen der derzeitige Erkenntnisstand zusammengefasst dargestellt, welcher im Wesentlichen aus den oben geschilderten Erkenntnisdefiziten besteht. In zwei weiteren Vorträgen wurden die Ergebnisse aktueller Forschungstätigkeit präsentiert.

Von KAULBARS wurden anhand von Beispielen die derzeitigen Möglichkeiten der messtechnischen Erfassung unterschiedlicher Stoßexpositionen durch verschiedene messtechnische Parameter vorgestellt. Es wurde anschaulich dargelegt, wie mit der derzeitigen modernen Mess- und Analysetechnik sowie den Messmethoden, wie sie z. B. in DIN ISO/TS 15694 beschrieben werden, wesentliche Messparameter auf der Basis der Schwingbeschleunigung ermittelt werden können. Es bleibt zukünftigen medizinischen Untersuchungen überlassen, welche dieser Parameter am geeignetsten für die Gefährdungsbeurteilung sind.

Weiterhin wurden von SCHENK Untersuchungsergebnisse zur Abgrenzung von Einzelstößen (diskreten Stößen) zu kontinuierlichen Stoßfolgen und stochastischen Schwingungen berichtet. Diese Untersuchungsergebnisse werden im Folgenden detaillierter vorgestellt.

## 4 Zur Abgrenzung von Stößen, Stoßfolgen und stochastischen Schwingungen

### 4.1 Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung für die Untersuchungen soll anhand eines theoretischen Beispiels abgeleitet werden. Bild 1 zeigt im oberen Teil eine Anzahl einzelner Ereignisse (Impulse, Stöße), welche alle die gleiche Intensität und eine Dauer von 10 ms aufweisen. Bei einem Impulsabstand von 200 ms treten 5 Stöße pro Sekunde auf (Wiederholrate  $5 \text{ s}^{-1}$  bzw. Wiederholfrequenz 5 Hz). Im unteren Teil der Grafik treten im gleichen Zeitraum 10 Stöße mit der gleichen Impulsdauer und der gleichen Intensität auf (Impulsabstand 100 ms entsprechend einer Wiederholrate von  $10 \text{ s}^{-1}$ ).

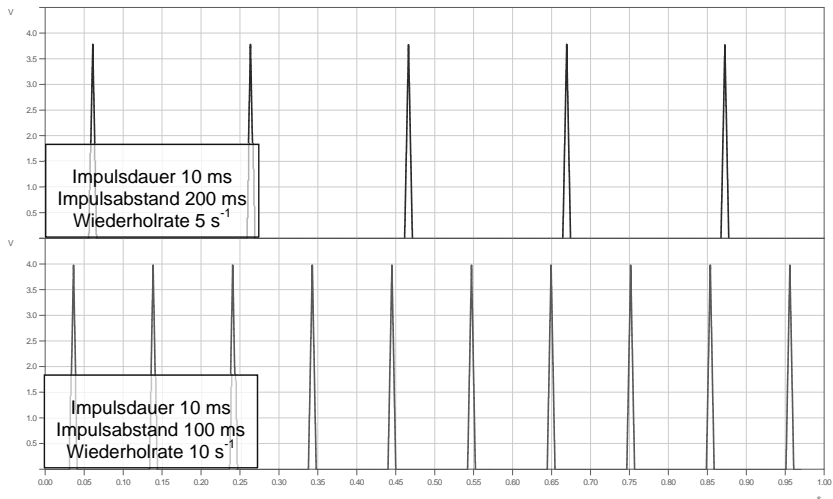


Bild 1: Theoretisches Beispiel für aufeinanderfolgende Einzelimpulse

Abgesehen vom Impulsabstand sehen sich die beiden Grafiken sehr ähnlich. Wie im vorigen Abschnitt erläutert, sind jedoch einige Fachleute der Meinung, dass eine Exposition entsprechend der oberen Grafik im Bild 1 nicht mehr mit den Methoden geltender Standards (z. B. ISO 5349-1) zu behandeln ist, obwohl im Gegensatz dazu eine Exposition entsprechend der unteren Grafik in Bild 1 nach ISO 5349-1 zu bewerten wäre.

Es ergibt sich für die Untersuchungen folgende Fragestellung:

**Wie lange muss der zeitliche Abstand zwischen zwei aufeinanderfolgenden Stößen sein, damit noch von einzelnen Stößen bzw. diskreten Stößen gesprochen werden kann bzw. wie schnell müssen diese Stöße aufeinanderfolgen, damit sie nicht mehr als diskrete Stöße sondern als Stoßfolge gelten?**

#### 4.2 Methodik

Für die Laboruntersuchungen wurde ein üblicher Versuchsaufbau, bestehend aus Funktionsgenerator G, Leistungsverstärker LV und elektrodynamischen Schwingerreger ESE (Shaker) genutzt. Bild 2 zeigt das Blockschaltbild des Versuchsaufbaus.

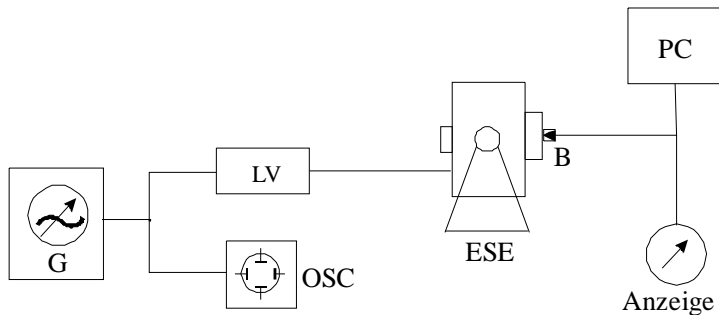


Bild 2: Blockschaltbild des Versuchsaufbaus

Auf der Schwingplatte des elektrodynamischen Schwingerregers wurde ein Handgriff montiert, welcher mit Kraftsensoren versehen ist. Mittels Beschleunigungsaufnehmer B wurden die Schwingungssignale auf der Schwingplatte des elektrodynamischen Schwingerregers und am Handgriff aufgezeichnet. Alle Messsignale wurden mittels einem acht-kanaligem PC-gesteuerten Messsystem registriert und ausgewertet. Die Messsignale wurden während der Versuchsdurchführung an geeigneter Stelle auf dem Bildschirm bzw. auf dem Oszilloskop überwacht.

Die Versuche wurden mit insgesamt 24 männlichen Versuchspersonen im Alter zwischen 26 und 76 Jahren (Mittelwert 51,2 Jahre) durchgeführt. 9 Versuchspersonen haben Berufe mit manuellen Tätigkeiten, 15 Versuchspersonen sind eher im Büro tätig.

Die Körpergröße der Versuchspersonen liegt zwischen 174 und 193 cm (Mittelwert 182 cm), die Körpermasse zwischen 73 und 120 kg (Mittelwert 87,5 kg).

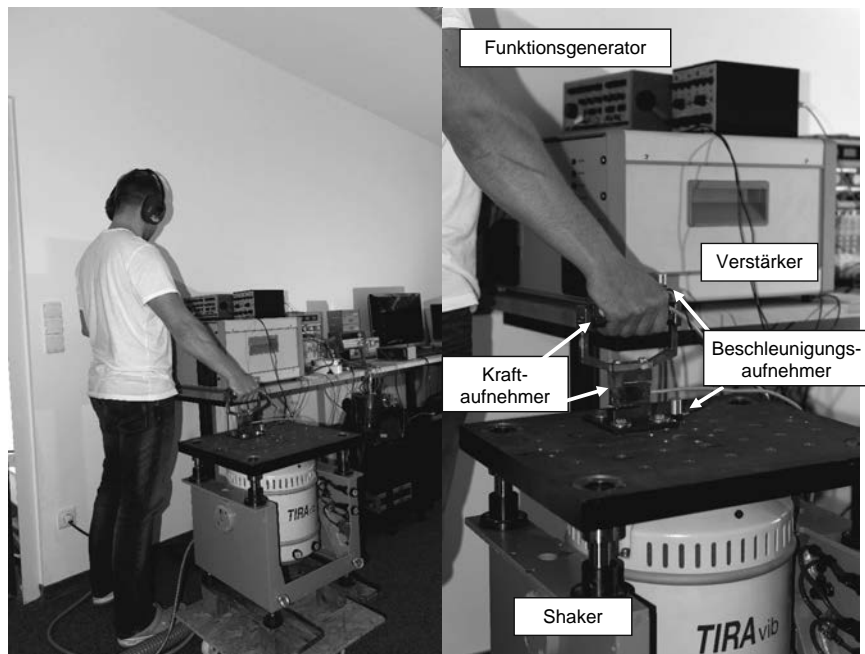


Bild 3: Ansicht des Versuchsaufbaus für die Hauptversuche

Die Versuchspersonen wurden über den Handgriff mit wiederholt auftretenden Impulsen exponiert. Es handelte sich um Dreiecks-Impulse mit einer Impulsdauer von 3 ms. Die Versuchspersonen hatten die Aufgabe, anhand ihrer subjektiven Wahrnehmung zwei unterschiedliche Grenzen der Wiederholrate, Grenze A und Grenze B, einzustellen. Hierbei unterscheidet Grenze A zwischen dem Bereich der wiederholten diskreten Impulse (Einzel-Stöße) und dem Bereich der Impulsfolgen (Stoßfolgen). Die Grenze B unterscheidet zwischen dem Bereich der Impulsfolgen und dem Bereich der diffusen (stochastischen) Schwingungswahrnehmung. Es sind also insgesamt drei Bereiche unterschiedlicher Wahrnehmung abzugrenzen. Alle Messungen wurden dreimal durchgeführt (zwei Wiederholungen). Außerdem wurden alle Messungen bei drei verschiedenen Andruckkräften (ohne Andruck, leichter Andruck, mittlerer Andruck) vorgenommen. Vor Beginn der Versuche hatten die Versuchspersonen die Intensität der Impulse so einzustellen, dass die Impulse leicht über der Wahrnehmungs-

schwelle lagen, jedoch gut spürbar waren. Während der Versuche blieb die Intensität aller Einzelimpulse gleich.

Bei den Untersuchungen wurde nur die subjektive Wahrnehmung der Versuchspersonen hinsichtlich der gefühlten Ereignisse bestimmt. Es wurden keine Untersuchungen zu biologischen Effekten oder zu gesundheitlichen Wirkungen durchgeführt.

#### 4.3 Ergebnisse

Die Unterschiede der in den drei Wiederholungsmessungen ermittelten Werte waren bei sonst gleichen Randbedingungen nicht signifikant. Zur weiteren Auswertung wurden deshalb für die einzelnen Versuchspersonen und die einzelnen Versuchsbedingungen die Messwerte der Wiederholungen gemittelt.

Folgende statistische Kennwerte wurden ermittelt:

Tabelle 1: Statistische Kennwerte der Messergebnisse

	Mittelwert	Minimum	Maximum	Standardabweichung
Grenze A	14,55	9,82	23,29	2,78
Grenze B	24,71	14,61	32,07	3,83

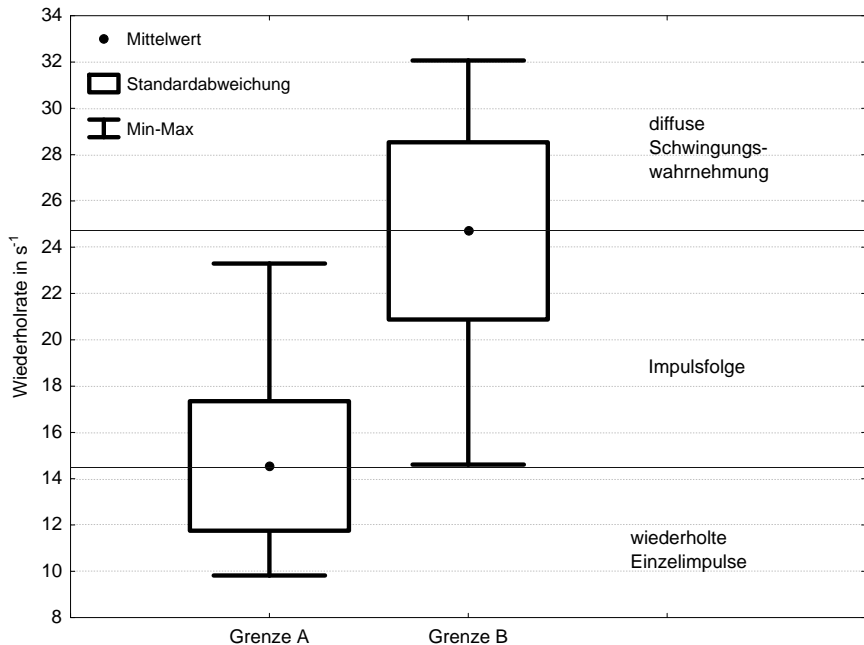


Bild 4: Drei zu unterscheidende Wahrnehmungsbereiche mit ihren Abgrenzungen durch Grenze A und Grenze B

Bild 4 zeigt die drei unterschiedlichen Wahrnehmungsbereiche mit den beiden Grenzen A und B im Zusammenhang mit den erhobenen Messwerten.

Die Wiederholrate, welche von den Versuchspersonen als Grenze zwischen Einzel-Impulsen und Impulsfolgen eingestellt wurde (Grenze A), liegt durchschnittlich bei etwa  $15 s^{-1}$  mit einem Minimum von etwa  $9,8 s^{-1}$ . Es ist also festzustellen, dass die Versuchspersonen wiederholte Einzel-Impulse auch dann noch eindeutig voneinander unterscheiden können, wenn ihre Wiederholrate deutlich über 5 bzw.  $5,6 s^{-1}$  liegt.

Die Wiederholrate, welche von den Versuchspersonen als Grenze zwischen Impulsfolgen und einer diffusen Schwingungswahrnehmung eingestellt wurde (Grenze B), liegt durchschnittlich bei etwa  $25 s^{-1}$ .

Der Unterschied zwischen den Wiederholraten für Grenze A und Grenze B ist bei einer Irrtumswahrscheinlichkeit von  $\alpha \leq 0,001$  statistisch hoch signifikant.

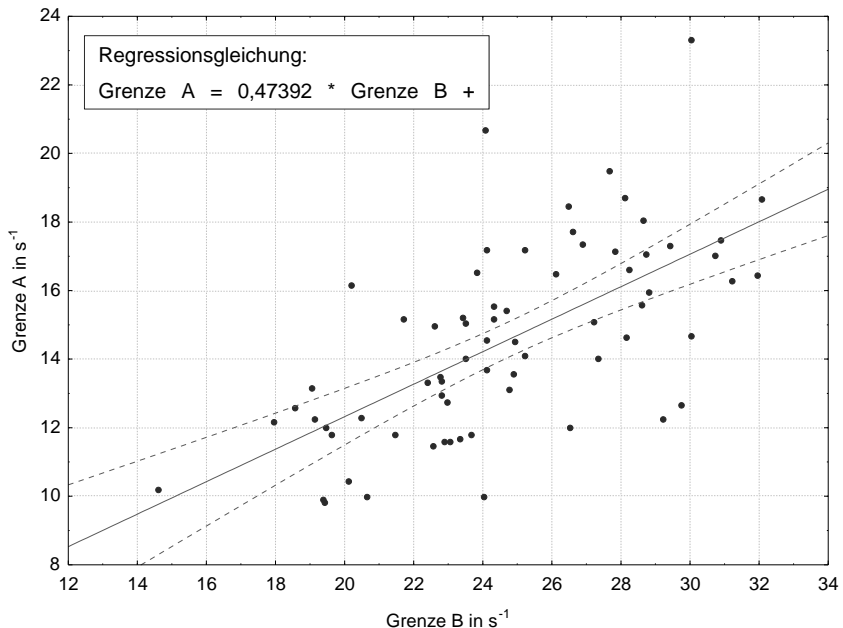


Bild 5: Zusammenhang zwischen Grenze A und Grenze B

Zwischen den Werten für Grenze A und Grenze B besteht ein signifikanter statistischer Zusammenhang (Korrelationskoeffizient  $r = 0,65$ ,  $\alpha \leq 0,05$ ). Bild 5 zeigt die von jeder Versuchsperson eingestellten Werte für Grenze A und Grenze B als Scatterplot mit der sich aus den Werten ergebenden Regressionsgeraden (durchgezogene Linie) und dem 95%-Vertrauensbereich (gestrichelte Linien). Die Grenze A wird von den einzelnen Versuchspersonen also bei einem off-set von ca.  $3 \text{ s}^{-1}$  auf etwa die Hälfte von Grenze B eingestellt.

Zur weiteren Abklärung der relativ großen Streuungen wurde der Einfluss der einzelnen Versuchspersonen untersucht. Bild 6 zeigt die Mittelwerte, Standardabweichungen und Extremwerte der einzelnen Versuchspersonen getrennt für Grenze A und Grenze B.

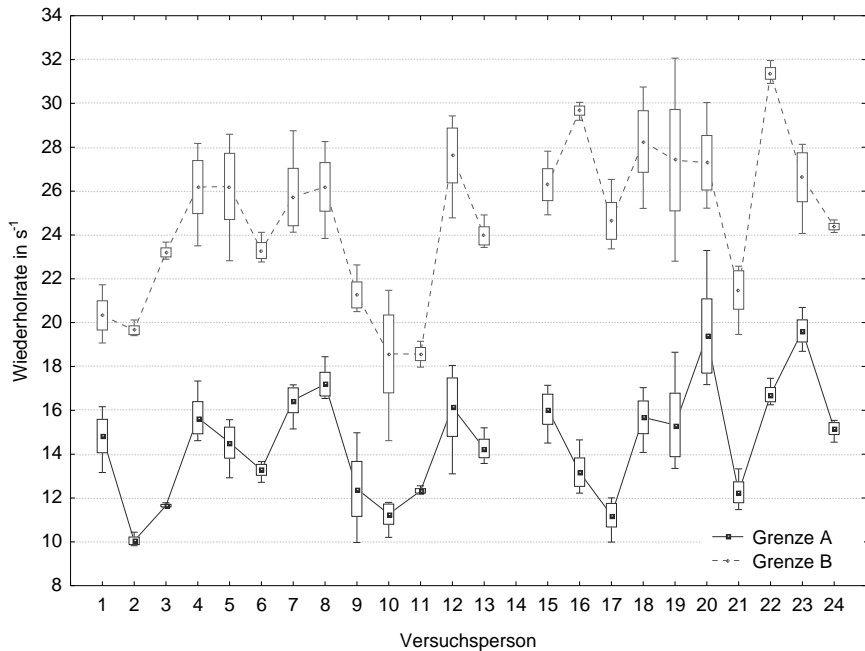


Bild 6: Mittelwerte, Standardabweichungen und Extremwerte der einzelnen Versuchspersonen für Grenze A und Grenze B

Es ist zu erkennen, dass die einzelnen Versuchspersonen teilweise deutlich unterschiedliche mittlere Werte für Grenze A und Grenze B einstellen ( $\alpha \leq 0,001$ ) und auch deutlich unterschiedliche Streuungen in ihren Einzelwerten aufweisen. Deutlich erkennbar ist jedoch auch der oben erläuterte Zusammenhang zwischen Grenze A und Grenze B. Es ist zu schlussfolgern, dass die eingestellten Werte für Grenze A und Grenze B durchaus als persönlichkeitspezifische Kennwerte gelten können. Die bei den oben beschriebenen Gesamt-Mittelwerten aufgetretenen Streuungen werden vorrangig durch die Streuungen zwischen den Versuchspersonen, weniger durch die Streuungen der einzelnen Versuchspersonen selbst (mit einigen Ausnahmen, z. B. Versuchsperson 19) verursacht.

Die Einstellung von Grenze A und Grenze B war jedoch bei den Versuchsgruppen je nach ihrer Zugehörigkeit zu den beiden Gruppen der eher im Büro Tätigen und der eher manuell



Tätigen signifikant ( $\alpha \leq 0,001$ ) unterschiedlich. Büroarbeiter stellen für die Grenze A und die Grenze B niedrigere Werte ein (Bild 7).

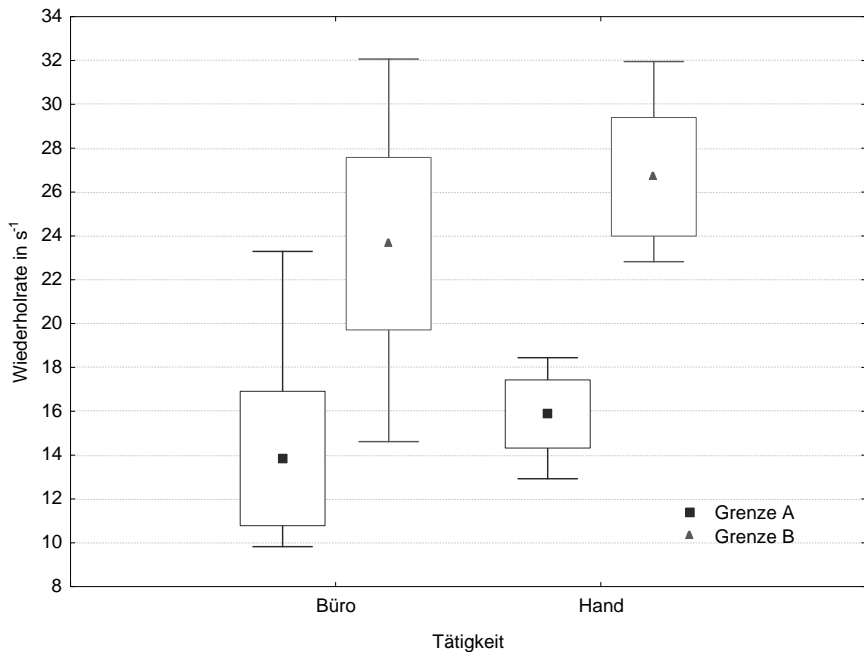


Bild 7: Wirkung der Art der ausgeübten Tätigkeit auf Grenze A und Grenze B

Die weitere Auswertung der persönlichkeitspezifischen Einflussfaktoren zeigten einen signifikanten Einfluss von Körpermasse ( $\alpha \leq 0,01$ ) und Lebensalter ( $\alpha \leq 0,01$ ) auf die Werte für Grenze A, nicht jedoch auf die Werte für Grenze B. Der Einfluss der Körpergröße sowie auch der Einfluss der Andruckkraft war in jedem Fall nicht signifikant.

#### 4.4 Interpretation der Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Die Ergebnisse der Untersuchungen zur subjektiven Stoßempfindung lassen sich folgendermaßen zusammenfassen:

Es gibt drei Bereiche der subjektiven Wahrnehmung von mehr oder weniger schnell aufeinander folgenden, auf das Hand-Arm-System einwirkenden Impulsen (siehe Tabelle 2):

Tabelle 2: Abgrenzung der drei Wahrnehmungsbereiche mit Beispielen praktischer Arbeitstätigkeiten

	Bereich	Beispiele
I	wiederholte (diskrete) Stöße	Bolzensetzgeräte, Nagler, Druckluft- und Elektrohämmer
II	kontinuierliche Stoßfolgen	Schlagschrauber, Druckluft- und Elektrohämmer, Schlagbohrmaschinen
III	stochastische Schwingungen	Schleifmaschinen, Kettensägen

Diese drei Bereiche sind durch zwei Grenzen, Grenze A und Grenze B, voneinander unterscheidbar. Die Entscheidung für die konkreten Werte dieser Grenzen streut in Abhängigkeit von der konkret exponierten Person über einen gewissen Bereich (Standardabweichung ca.  $3\text{--}4\text{ s}^{-1}$ ). Die Werte für die beiden Grenzen sind jedoch statistisch signifikant voneinander unterschiedlich. Grenze B liegt in etwa beim doppelten Wert für Grenze A. Die Ursachen für die Streuungen der Werte sind nicht völlig klar. Neben den kognitiven Eigenschaften der jeweiligen Person sind sicherlich auch situative Randbedingungen, die sich auf die Konzentrationsfähigkeit auswirken, wirksam. Nachgewiesen wurde darüber hinaus, dass die Grenzen unterschiedlich eingestellt wurden je nachdem, ob die Person beruflich eher manuell tätig war oder ob sie eher einen Büroarbeitsplatz hat. Möglicherweise haben auch Lebensalter und konstitutionelle Eigenschaften der Person Auswirkungen auf die Abgrenzung der drei Bereiche.

In der Praxis können den drei Bereichen entsprechend Tabelle 2 praktische Arbeitsplätze mit Stoß- bzw. Schwingungsexposition zugeordnet werden. Die in der letzten Spalte aufgeführten Maschinen sind nur als Beispiele für die jeweilige Exposition zu verstehen. Druckluft- und Elektrohämmer können je nach konkreter Konstruktion für einen bestimmten Einsatzzweck sowohl dem Bereich diskreter Stöße (Einzelstöße) als auch dem Bereich der Stoßfolgen zugeordnet werden. Hierbei besteht die Tendenz, dass kleinere Hämmer eher schnell schlagend arbeiten (Bereich II, z. B. Meißelhämmer), größere bzw. schwerere Hämmer eher langsam schlagen (Bereich I, z. B. Abbauhämmer).

Die hier beschriebenen Untersuchungsergebnisse auf der Basis der subjektiven Wahrnehmung weisen die Grenze zwischen dem Bereich der Einzelstöße (diskrete Stöße) und dem Bereich der Stoßfolgen bei etwa 15 Stößen pro Sekunde aus. Insofern kann die von einigen

Experten vorgeschlagene Abgrenzung zwischen Einzelstößen und Stoßfolgen bei einer Wiederholrate von  $5 \text{ s}^{-1}$  nicht bestätigt werden.

Es sei noch einmal darauf hingewiesen, dass der Grenzwert von  $15 \text{ s}^{-1}$  „nur“ anhand von Untersuchungen der subjektiven Wahrnehmung bestimmt wurde. Es fanden keine Untersuchungen zur biologischen bzw. gesundheitlichen Auswirkung von Stoßexpositionen mit unterschiedlicher Wiederholrate statt. Demgegenüber ist jedoch festzustellen, dass die als Grenzwert vorgeschlagene Wiederholrate von  $5 \text{ s}^{-1}$  auf gar keine bekannten wissenschaftlichen Untersuchungsergebnisse basiert.

Wenn man nun davon ausgeht, dass Stoßfolgen mit einer Wiederholrate von weniger als 15 pro Sekunde als Einzel-Stöße zu betrachten sind, so muss auch die Arbeit mit einigen schweren Abbauhämmern, Aufbruchhämmern, Aufreißhämmern sowie mit Stampfern als Exposition gegenüber Einzel-Stößen angesehen werden. Diese Expositionen sind bislang ohne grundlegende Kritik auf der Basis der methodischen Regelungen für „normale“ Hand-Arm-Schwingungen (z. B. ISO 5349-2) erfasst, bewertet und beurteilt worden. Wird diese Vorgehensweise akzeptiert, so ist auf der Basis der hier vorgestellten Untersuchungsergebnisse die gleiche Vorgehensweise auch für Expositionen gegenüber Naglern, Bolzensetzgeräten u. ä. zu akzeptieren.

Wenn umgekehrt die Meinung als richtig erachtet wird, dass die bisherigen Beurteilungsmethoden für Einzelstöße nicht bzw. nicht ausreichend geeignet sind, so muss auch geschlossen werden, dass bestimmte Typen von Druckluft- bzw. Elektrohämmer und Stampfern bislang ebenfalls nicht adäquat beurteilt werden.

Die hier vorgestellten Ergebnisse, sowie auch die von KAULBARS auf dem Workshop in Peking vorgestellten Ergebnisse werden demnächst in einem Forschungsbericht der DGUV veröffentlicht werden. Sie können als Grundlage für eine systematische messtechnische Erfassung von praktischen Stoßexpositionen sowie auch für weiterführende biologisch-medizinische Ursache-Wirkungs-Untersuchungen dienen. Hierbei ist es anhand der in diesem Bericht beschriebenen Kriterien möglich, die Exposition gegenüber diskreten Stößen von den Expositionen mit kontinuierlichen Stoßfolgen abzugrenzen. Somit können die Expositionswirkungen besser den unterschiedlichen Expositionsbedingungen zugeordnet und auf dieser Grundlage langfristig Dosis-Wirkungs-Modelle in Abhängigkeit von der Wiederholrate der Stoßexposition erarbeitet werden. Auf dieser Basis können dann wirksame Präventions-

maßnahmen zur Reduzierung der Gesundheitsgefährdung an Arbeitsplätzen mit Stoßbelastung erarbeitet werden.

- [1] SCHENK, Th.  
Measurement of single shocks, effecting the hand-arm system. In: DUPUIS, H.; CHRIST, E.; SANDOVER, J.; TAYLOR, W.; OKADA, A. (Hrsg.) Proceedings 6th International Conference on Hand-Arm Vibration, Bonn, May 19.-22., 1992, S. 607-612
- [2] ZURAVLJOV, A.B.  
Die Besonderheiten der Einwirkung von lokaler Impulsvibration auf den Organismus. Gig. truda i prof. zabol. (1988), 4 S. 32-35 (in russ.)
- [3] BRUBAKER, R.L.; MACKENZIE, C.J.G.; HUTTON, S.G.  
Vibration-induced white finger among selected underground rock drillers in British Columbia.  
Scand. J. Work Environ. Health 12(1986), S. 296-300
- [4] ISO/TC 118/SC 3 "Druckluftwerkzeuge und Maschinen", Resolution 83 (WG 3 Milano 9), 2011
- [5] ISO/TC 108/SC 4 "Human exposure to mechanical vibration and shock", Resolution 2/2011, 2011

## **Ein anpassbares Hand-Arm Modell mit rotatorischem Freiheitsgrad zur Validierung handgehaltener Geräte**

### **An adjustable hand-arm model with rotational degree of freedom for power tool validation usage**

Prof. Dr.-Ing. **S. Matthiesen, S. Mangold, T. Zumstein**,  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT), IPEK - Institut für  
Produktentwicklung, Karlsruhe;

#### **Kurzfassung**

In diesem Beitrag wird ein anpassbares Hand-Arm Modell mit zwei Freiheitsgraden zur Abbildung der passiven Anwendereigenschaften in Validierungsszenarien von Geräten mit zur Unterarm-Achse rotatorischen Anregungen (bspw. Impulsschraubern) vorgestellt. Das Hand-Arm Modell lässt sich auf die Heterogenität der mechanisch-dynamischen Anwendereigenschaften anpassen. Die Parameter des Hand-Arm Modells werden auf Basis der passiven Anwendereigenschaften und deren Varianz, welche in ISO 10068:2012 durch die Impedanz und deren Streuung quantifiziert werden, ermittelt. Es wird das Prinzip eines physischen Aufbaus eines solchen anpassbaren Hand-Arm Modells vorgestellt. Mit diesem Modell wird es erstmals möglich sein, die Heterogenität des Anwenders in Validierungsszenarien handgehaltener Geräte, wie beispielsweise der Überprüfung der Vibrationsemission, reproduzierbar abzubilden.

#### **Abstract**

In this contribution a two-degree-of-freedom hand-arm model mapping the user's biomechanical properties for the validation of hand-held power tools, primarily interacting with the hand-arm system about the forearm's axis, is presented. The hand-arm model can be adjusted to model the heterogeneous nature of the user's dynamic-mechanical properties. The hand-arm model's parameters and their variations (rigidities, damping ratios and rotating masses) are determined based on the mechanical impedance curves provided by ISO 10068:2012. Subsequently, a principal for the physical structure of such an adjustable hand-arm model is presented. This model will allow the depiction of the user's heterogeneous nature in future validation scenarios like in the examination of vibration emissions.

## 1. Einleitung

Die Validierung nimmt eine zentrale Rolle in der Produktentwicklung ein. Sie ist dabei nicht als abschließender Schritt, sondern als begleitende Aktivität im gesamten Produktentwicklungsprozess zu verstehen [1]. In Bild 1 ist ein Ausschnitt eines beispielhaften Time-to-market Stage-Gate-Produktentwicklungsprozesses der Gerätebranche abgebildet.

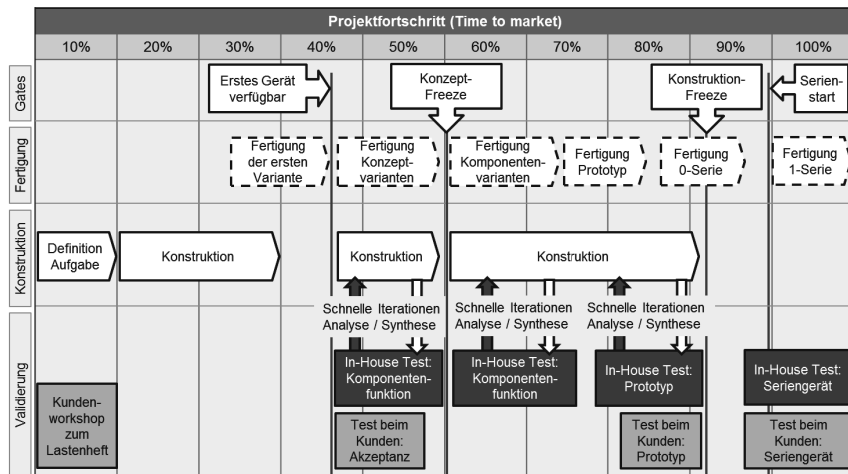


Bild 1: Validierungsphasen innerhalb eines beispielhaften Time-to-market Stage-Gate-Prozesses in der Geräteentwicklung

Wie dargestellt, wird die Entwicklung der Geräte in vielen Unternehmen durch ausgiebige Validierungen (graue Blöcke in Bild 1) in den verschiedenen Produktentwicklungsphasen begleitet. Sehr früh wird das Lastenheft in Kundenworkshops erarbeitet und validiert. Schon hier kommen erste Anschauungsmuster zum Einsatz. Bereits mit dem ersten hergestellten Gerät werden Kundenakzeptanztests durchgeführt, in denen Produktmuster, welche in der Funktion oder Lebensdauer zum Teil noch stark eingeschränkt sind, durch Schlüsselkunden bewertet werden. Die Entwicklung und Konstruktion begleitend finden noch vor der Festlegung des eigentlichen Lösungskonzeptes Funktionstests der Gesamtgerätevarianten statt. Diese Funktionstests interagieren mit der Konstruktion des Gerätes stark iterativ. Hier werden die durch den Konstrukteur vorausgedachten Funktionen der Entwicklungsvarianten miteinander verglichen und überprüft. In späteren Entwicklungsphasen werden innerhalb von Gesamtgerätetests vor allem Komponentenvarianten verschiedener Teilsysteme innerhalb des Gerätes gegenüberstellend untersucht.

Eine wichtige Voraussetzung zur Vergleichbarkeit der Entwicklungsvarianten in diesen Tests ist die Konstanz der Prüfbedingungen. Diese Konstanz wird meist durch stark strukturierte Laborumgebungen herbeigeführt. In allen Phasen der Entwicklung findet die Validierung jedoch zu großen Teilen in personengebundenen Gerätetests statt, da die Wechselwirkungen im Gesamtsystem Mensch-Gerät-Werkstück berücksichtigt werden müssen. Durch die Wechselwirkungen zwischen dem zu testenden System und dem Menschen wird die Aussagequalität der Versuche dabei stark beeinflusst. So beeinflusst die Versuchsperson die Versuchsergebnisse durch ihre aktiven Wechselwirkungen (solche, die aus Kräften und Bewegungen entspringen, welche der Nutzer willentlich herbeiführt) und andererseits auch durch ihre passiven Wechselwirkungen (solche, die nur indirekt durch den Nutzer beeinflusst werden) [2]. Der aktive und passive Anteil lässt sich hierbei durch eine Anregungsfrequenzschwelle von ungefähr 10 Hz unterscheiden, oberhalb derer der Anwender die Wechselwirkungen nur passiv beeinflussen kann [3].

Die aktiven Wechselwirkungen können in Gerätetests beispielsweise durch Handlungsanweisungen an das Versuchspersonal bedingt kontrolliert werden. Die passiven Wechselwirkungen lassen sich hingegen kaum konstant halten. Sie sind bspw. von der Armhaltung, der Greif- und Anpresskraft sowie der Heterogenität der anthropometrischen Charakteristiken des Anwenders abhängig [4]. Um anwenderinduzierte Unsicherheiten in variantenvergleichenden Validierungsphasen innerhalb des Produktentwicklungsprozesses von handgehaltenen Geräten zu reduzieren, ist der Einsatz von Prüfständen sinnvoll. Um sowohl den aktiven als auch den passiven Anteil der Anwenderinteraktionen in solchen Prüfständen abzubilden, sind physische Modelle der schwingungstechnischen Anwendereigenschaften notwendig. Diese Modelle müssen dabei in der Lage sein, die Varianz der Anwendereigenschaften abzubilden, diese jedoch reproduzierbar wiedergeben. Solche Modelle können zwar nicht die personengestützten Freigabeteams am Ende der Entwicklung ersetzen, ermöglichen aber eine reproduzierbare Aussage über die Funktionsqualität einzelner Entwicklungsvarianten unter zeitgleicher Berücksichtigung der Wechselwirkungen im Gesamtsystem aus Mensch, Gerät und Untergrund in iterativen Entwicklungsphasen. Innerhalb dieses Beitrages wird ein Konzept für ein solches physisches Hand-Arm Modell vorgestellt, welches die Möglichkeit bietet, auf die Heterogenität des Anwenders eingestellt zu werden.

## 2. Stand der Forschung

Um die passiven Anwendereigenschaften in Modellen abzubilden, muss die biomechanische Antwort des Menschen auf Schwingungen beschrieben werden. Eine mögliche Beschreibung

bieten die an der Schwingungseinleitungsstelle der Hand gemessenen von der Frequenz  $\omega$  abhängigen Größen: scheinbare Masse  $AM(j\omega)$ , scheinbare Steifigkeit  $AS(j\omega)$  oder mechanische Impedanz  $AI(j\omega)$  [5].

$$AS(j\omega) = \frac{F_q(j\omega)}{q(j\omega)}; AI(j\omega) = \frac{F_q(j\omega)}{\dot{q}(j\omega)}; AM(j\omega) = \frac{F_q(j\omega)}{\ddot{q}(j\omega)}; j = \sqrt{-1} \quad \text{Gl. 1}$$

Die Größen sind ineinander überführbar und gleichwertig [6]. Sie stellen die gemessene Kraft  $F_q$  in das Verhältnis zur Auslenkung  $q(j\omega)$ , Auslenkungs-Geschwindigkeit  $\dot{q}(j\omega)$  oder Auslenkungs-Beschleunigung  $\ddot{q}(j\omega)$  in Anregungsrichtung. Um die entsprechenden Größen zu bestimmen, wird meist ein auf einem Shaker angebrachter Griff mit einem breiten Spektrum von Frequenzen in einer Translationsrichtung beaufschlagt. Der Mensch greift an diesem Griff an und sowohl die Kraft am Griff, als auch eine Bewegungsgröße des Griffs (meist die Beschleunigung) werden zeitgleich in Betrag und Phase erfasst. Beispielpflicht seien hier die Untersuchungen [7, 8] genannt. Eine Untersuchungsumgebung zur gleichzeitigen Anregung des Hand-Arm Systems in drei Achsen ist in [9] vorgestellt.

Die passiven Anwendereigenschaften sind von vielen Einflussfaktoren abhängig, welche im Stand der Forschung breit untersucht wurden. Zusammengefasst ergeben sich folgende Einflussfaktoren: Individuelle biomechanische Eigenschaften des Anwenders, Richtung und Betrag der anregenden Schwingung in Bezug zur Hand, Geometrie des Griffes, Greif- und Andruckkräfte und Haltung des Hand-Arm Systems [4]. Eine breite Übersicht über den Einfluss der jeweiligen Faktoren auf die passiven Anwendereigenschaften bietet beispielsweise [5].

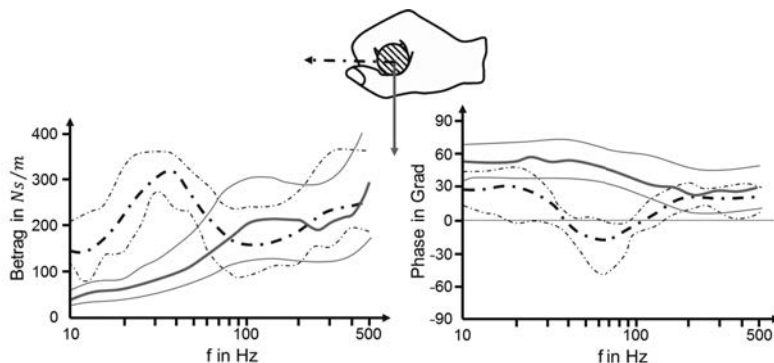


Bild 2: Impedanz des Hand-Arm Systems in Betrag und Phase über der Anregungsfrequenz in Richtung der Unterarm-Achse (Strich-Punkt Linie) und senkrecht zur Griff- und Unterarm-Achse (durchgezogene Linie) nach ISO 10068:2012 [4]



Der über der Frequenz dargestellte Betrag- und Phasenverlauf der mechanischen Impedanz bildet eine etablierte Möglichkeit die passiven Anwendereigenschaften zu visualisieren. In Bild 2 ist links qualitativ der Betrag der Impedanz über der Frequenz für die Anregung in Richtung der Unterarmachse (schwarze Strich-Punkt Kurven) und für die Richtung quer hierzu und der Griffachse (graue durchgezogene Kurven) dargestellt. Die mittlere Kurve bildet dabei jeweils die mittlere Impedanz über der Frequenz aller herangezogenen Untersuchungen. Die beiden einhüllenden Kurven bilden jeweils die obere und untere Grenze der Mittelwerte der in der ISO 10068:2012 [4] herangezogenen Untersuchungen. Es ist klar ersichtlich, dass die Impedanz sowohl in Betrag als auch Phase einer hohen Streuung unterworfen ist, welche auf die oben genannten Einflussfaktoren und variierenden Versuchsbedingungen zurückzuführen ist. Bei einer geräteüblichen Hauptfrequenz von ungefähr 80 Hz (kleiner Bohrhammer) liegt zwischen oberer und unterer Grenze des Impedanz-Betrages ungefähr der Faktor 2,5. Es liegt nahe, dass durch diese hohe Heterogenität der Impedanz das zu validierende Gerät beeinflusst wird. Auch lässt sich hierdurch die in [2] festgestellte Abhängigkeit der Gerätefunktion von den Anwender-Geräte-Wechselwirkungen erklären.

Um in Validierungsszenarien bei Geräten die Heterogenität der passiven Anwendereigenschaften reproduzierbar abbilden zu können, ist ein schwingungstechnisch zum Anwender gleichwertiges Modell nötig, welches sich in seiner Impedanz verstellen lässt [10].

Viele handgehaltene Geräte weisen neben den translatorischen Vibrationen auch einen erheblichen Anteil an rotatorischen Vibrationen auf. Beispiel hierfür ist die große Gerätegruppe der Schlag- und Impuls-Schrauber. Um den Anwender in Validierungsszenarien für solche Geräte in Modellen abzubilden, müssen die passiven Anwendereigenschaften in Rotationsrichtung bekannt sein. Der Begriff der Impedanz lässt sich auch für die Rotationen als Verhältnis zwischen Moment  $M$  und Winkelgeschwindigkeit  $\Omega$  um eine Achse definieren [3]:

$$AI_{rot}(j\omega) = \frac{M(j\omega)}{\Omega(j\omega)} \quad \text{Gl. 2}$$

Im Stand der Forschung sind bislang jedoch keine Untersuchungen der passiven Anwendereigenschaften in Rotationsrichtung zur Unterarm-Achse in breiten Frequenzspektren verfügbar. Eine publizierte Quelle [11] berichtet von der Untersuchung des Hand-Arm Systems in rotatorischer Richtung. Durch die begrenzte Anregungsfrequenz von maximal 5 Hz sind die Erkenntnisse jedoch kaum auf vibrierende Geräte übertragbar, da diese mit deutlich höheren Frequenzen anregen.

Um die passiven Anwendereigenschaften zu modellieren und für die Produktentwicklung nutzbar zu machen, werden Mehrkörper-Feder-Masse-Dämpfer-Systeme eingesetzt. Qualitätskriterium dieser Black-Box-Modelle ist die Genauigkeit, mit welcher die Modelle den Verlauf der Impedanz in Betrag und Phase in Bezug auf das reale Hand-Arm System vorhersagen können.

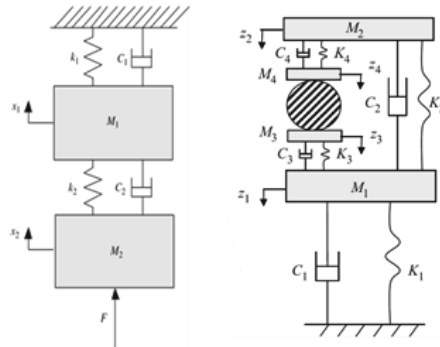


Bild 3: Mehrkörper-Feder-Masse-Dämpfer-Systeme zur Modellierung der passiven Anwendereigenschaften mit zwei Freiheitsgraden (links) [12] und vier Freiheitsgraden (rechts) [13]

Je größer die Anzahl der Massen solcher Modelle ist – also mit steigenden Freiheitsgraden – desto genauer können sie die real gemessenen Impedanzen vorhersagen. Das Gewicht der einzelnen Massen wird jedoch hierbei immer kleiner, so dass eine Überführung in physische Modelle schwerer wird. Mit Modellen niedriger Freiheitsgrade können zwar nicht die Impedanzen in einem großen Frequenzbereich vorhergesagt werden, jedoch ist die Modellgüte für die Validierung von Geräten mit Anregungsfrequenzen unter 100 Hz ausreichend [14]. Der Stand der Forschung propagiert den Einsatz einfacher Hand-Arm Modelle mit zwei oder vier Freiheitsgraden wie beispielsweise in Bild 3 dargestellt [14]. Diese Art von Modellen können jedoch nur für einen spezifischen Frequenzbereich gültig sein [15]. Zusammenfassend lässt sich somit feststellen, dass potentiell prüfstandtaugliche Modelle immer nur für eine Anwendung in definierten Frequenzbereichen gültig sein können.

### 3. Theoretische Modellbildung

In Rahmen dieses Beitrags wird ein anpassbares Hand-Arm Modell für einen Impuls-Schrauber vorgestellt. Bei diesen Geräten tritt funktionsbedingt eine Vibrationsanregung um die Schraubachse auf. Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, sind dem Stand der

Forschung kaum Daten zu den passiven Anwendereigenschaften bei rotatorischer Anregung zu entnehmen. Um dennoch eine Aussage über die passiven Anwendereigenschaften in Rotationsrichtung treffen zu können, werden die Daten für die translatorische Anregung umgerechnet. Bild 4 stellt das allgemeine Vorgehen zur Ableitung der Modell-Parameter eines rotatorischen Hand-Arm Modells schematisch dar.

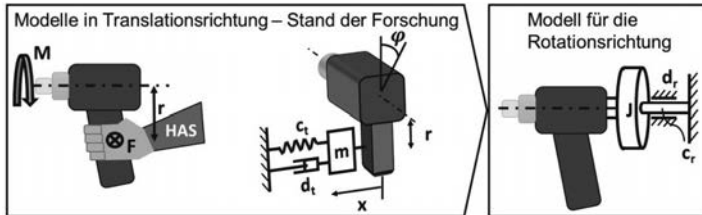


Bild 4: Vorgehen zur Ableitung von rotatorischen Hand-Arm Modellen auf Basis translatorischer Modelle der passiven Anwendereigenschaften

Die Methode stützt sich auf die Annahme, dass die Summe der Kräfte zwischen Griff und Hand auf eine Punktkraft  $F$  reduziert werden kann, welche im Abstand  $r$  zur Schrauber-Achse angreift und dem Schraubmoment  $M$  und der daraus resultierenden Drehung um die Schrauber-Achse entgegenwirkt. Weiter erzeugt ein translatorisches Hand-Arm Modell mit einem Freiheitsgrad eine Kraft  $F$ , welche am gleichen Punkt des Pistolengriffes angreift und von der Auslenkung  $x$  und deren zeitlichen Ableitungen  $\dot{x}$  und  $\ddot{x}$ , der Masse  $m$ , der Federsteifigkeit  $c_t$  und der Dämpfungskonstante  $d_t$  abhängt. Es gilt:

$$M = F \cdot r \quad \text{mit} \quad F = m \cdot \ddot{x} + d_t \cdot \dot{x} + c_t \cdot x \quad \text{Gl. 3 \& Gl. 4}$$

Weiter gelte für ein rotatorisches Hand-Arm Modell, welches gleiche Momente hervorruft, mit der Rotationsträgheit  $J$  und dem Drehwinkel  $\varphi$ :

$$M = J \cdot \ddot{\varphi} + d_r \cdot \dot{\varphi} + c_r \cdot \varphi \quad \text{Gl. 5}$$

Zwischen der Auslenkung und den Winkeln besteht für kleine Winkel, wie diese bei Vibrationen entstehen, der Zusammenhang:

$$x = \sin \varphi \cdot r \approx \varphi \cdot r; \quad \dot{x} \approx \dot{\varphi} \cdot r \quad \text{und} \quad \ddot{x} \approx \ddot{\varphi} \cdot r \quad \text{Gl. 6}$$

Gl. 6 in Gl. 3 & Gl. 4 eingesetzt ergibt:

$$M = m \cdot r^2 \cdot \ddot{\varphi} + d_t \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi} + c_t \cdot r^2 \cdot \varphi \quad \text{Gl. 7}$$

Aus dem Koeffizientenvergleich zwischen Gl. 7 und Gl. 5 folgt dann:

$$J = m \cdot r^2; \quad d_r = d_t \cdot r^2 \quad \text{und} \quad c_r = c_t \cdot r^2 \quad \text{Gl. 8}$$

Der Zusammenhang zwischen translatorischen und rotatorischen Modellen der passiven Anwendereigenschaften gilt hierbei auch äquivalent für jede Masse, jeden Dämpfer und jede Feder eines seriell geschalteten Modells mit mehreren Freiheitsgraden wie beispielsweise einem zwei-Massen-Schwinger.

## 5. Konzept des rotatorischen Hand-Arm Modells

Eine grundlegende Entscheidung bei der Erstellung des einstellbaren Hand-Arm Modells zur Abbildung der passiven Anwendereigenschaften und deren Heterogenität betrifft die nötige Zahl der Freiheitsgrade (Massen im Mehr-Massen-Schwinger). Hier ist ein sinnvoller Kompromiss zwischen ausreichender Modellgüte und Realisierbarkeit des physischen Modells anzustreben. Wie dem Stand der Forschung zu entnehmen, sind hierbei vor allem Modelle mit zwei Freiheitsgraden von praktischer Relevanz. Um die Eignung eines solchen Hand-Arm Modells zur Abbildung der Anwenderheterogenität zu bewerten, wird die untere, die mittlere und die obere Impedanzkurve des Betrags und der Phase der Impedanz senkrecht zur Griff- und Unterarm-Achse aus ISO 10068:2012 [4] als Bewertungsgröße herangezogen. Die Parameter (Massen, Steifigkeiten und Dämpfungsraten) eines zwei-Massen-Modells (siehe Bild 5) werden hierfür unter dem Kriterium einer minimalen Summe der Fehlerquadrate zu den Impedanzen aus ISO 10068:2012 [4] iterativ angepasst.

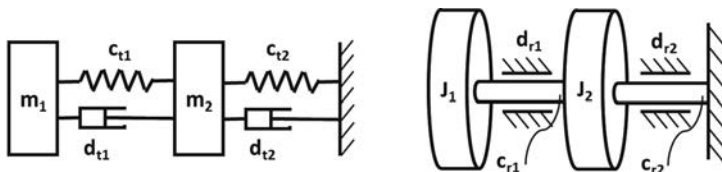


Bild 5: Struktur des verwendeten zwei Massen Hand-Arm Modells als Translationsmodell (links) und äquivalentes Rotationsmodell (rechts)

Da der untersuchte Impuls-Schrauber Haupt-Anrege-Frequenzen im Bereich zwischen 20 und 80 Hz aufweist, wird bei der Optimierung nur der Frequenzbereich zwischen 10 und 100 Hz betrachtet. Unter Nutzung der in Gl. 8 beschriebenen Zusammenhänge und einem geschätzten mittleren Abstand des Hand-Angriff-Punktes  $r = 83 \text{ mm}$  von der Schrauber-Achse ergeben sich die in Tabelle 1 angegebenen Parameterkonfigurationen zur Abbildung der Impedanzen. In Bild 6 sind die Beträge und die Phasen der Impedanzen der so optimierten Modelle im Vergleich zu ISO 10068:2012 [4] dargestellt.

Tabelle 1: Parameter eines theoretischen rotatorischen Hand-Arm Modells zur Abbildung der Impedanzen aus ISO 10068:2012 [4]

ISO 10068:2012 Impedanzkurve	$J_1$ [kgm <sup>2</sup> ]	$J_2$ [kgm <sup>2</sup> ]	$d_{r1}$ [Nms/rad]	$d_{r2}$ [Nms/rad]	$c_{r1}$ [Nm/rad]	$c_{r2}$ [Nm/rad]
Obere Grenze	0,0025	0,0040	2,3	0,080	0,020	1,0
Mittlere Grenze	0,00020	0,0034	1,4	0,15	0,019	2,47
Untere Grenze	0,00010	0,0025	0,90	0,20	2,1	0,010

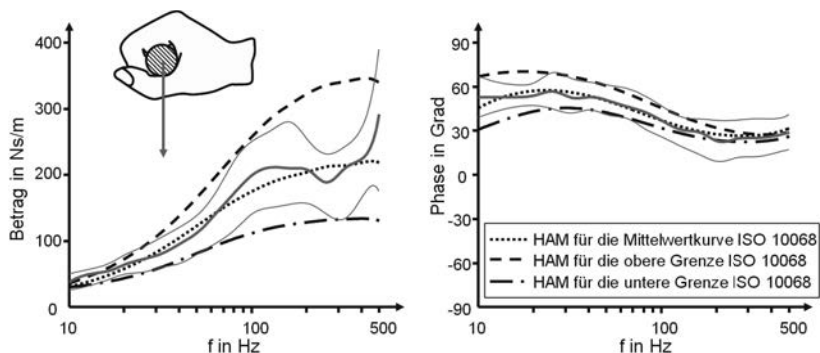


Bild 6: Vergleich der Impedanz eines idealen theoretischen Modells mit zwei Freiheitsgraden in drei Einstellmöglichkeiten zur Nachbildung der Heterogenität.

Wie Tabelle 1 zu entnehmen, müssen sich optimaler Weise alle Parameter eines anpassbaren physischen Hand-Arm Modells zur Abbildung der Anwenderheterogenität in geeigneten Bereichen einstellen lassen. Wünschenswert ist hierbei eine stufenlose Einstellbarkeit ohne Austausch von Komponenten. Bild 7 zeigt das grundlegende Konzept für die Realisierung des physischen anpassbaren Hand-Arm Modells.

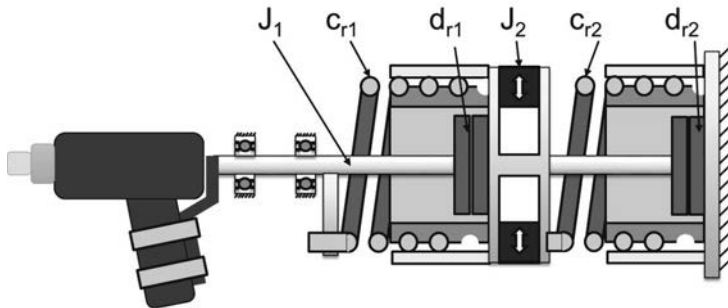


Bild 7: Konzept des anpassbaren physischen Hand-Arm Modells mit den in Bild 8 und Bild 9 detaillierter abgebildeten Komponenten

In Tabelle 1 ist ersichtlich, dass die Drehmasse  $J_1$  vorzugsweise sehr gering zu wählen ist. Wenngleich eine Realisierung kleiner Drehmassen im Vergleich zu kleinen Massen in klassischen Translationsmodellen des Standes der Forschung einfacher zu realisieren ist, bringt eine Einstellbarkeit der Drehmasse eine zusätzliche Drehmasse in das System ein. Nach Abwägung des Nutzens hat sich eine Einstellbarkeit der Rotationsmasse  $J_1$  als nicht praktikabel erwiesen. Alle anderen Parameter sind stufenlos einstellbar gestaltet.

Realisierung der einstellbaren Dämpfung: Als Dämpferelemente können herkömmliche fluidische Rotationsdämpfer verwendet werden, sofern diese in einem geeigneten Bereich eingestellt werden können. Fluidische Rotationsdämpfer bieten ein totspielfreies, annähernd lineares Dämpferverhalten und sind im Stand der Technik verfügbar. Ein rotatorischer fluidischer Dämpfer, der die Anforderungen erfüllt, ist das Modell KD-A des Herstellers Kinetrol. Die Dämpfungskonstante kann zwischen  $0,09 - 1,1 \text{ Nms/rad}$  (Version A1) und  $0,87 - 11,1 \text{ Nms/rad}$  (Version A2 – reale Werte abweichend vom Datenblatt) über einen rückseitigen Drehknopf anhand einer Skala eingestellt werden.

Realisierung der einstellbaren Federsteifigkeit: Als Federelemente kommen einstellbare Drehfedern zum Einsatz, deren Funktionsprinzip in Bild 8 dargestellt ist. Dabei kann die Windungszahl der Drehfeder, und damit die Federsteifigkeit, variiert werden. Die Drehfeder wird dazu auf den Einstellring aufgedreht und anschließend durch eine Spannhülse festgeklemmt. Der Teil der Feder, der auf dem Einstellring aufgedreht ist, wird an der Verformung gehindert und somit deaktiviert. Die Drehfedern sind hierbei Einzelanfertigungen.

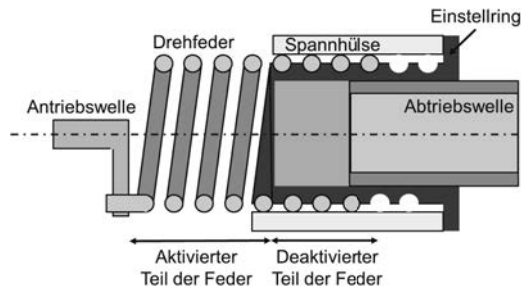


Bild 8: Funktionsprinzip der einstellbaren Drehfedern im Hand-Arm Modell aus Bild 7

Realisierung der einstellbaren Drehmasse: Die Drehmassen können mittels Massen, deren Radien zur Rotationsachse variiert werden können, eingestellt werden. Dieses Prinzip ist in Bild 9 dargestellt.

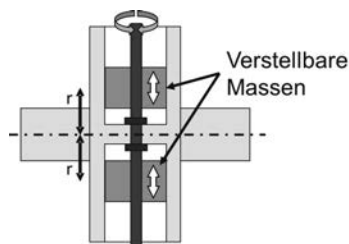


Bild 9: Funktionsprinzip der einstellbaren Drehmasse im Hand-Arm Modell aus Bild 7

## 6. Parameteridentifikation auf Basis des Stand der Forschung

Bild 6 zeigt die Abbildungsgenauigkeit, die mit einem idealisierten rotatorischen Modell mit zwei Freiheitsgraden theoretisch im Bereich zwischen 10 und 100 Hz erreicht werden kann. Allerdings können für das physische Hand-Arm Modell die Parameter nicht vollständig realisiert werden sondern unterliegen nachfolgend diskutierten Restriktionen, die in der technischen Realisierbarkeit und der Wechselwirkung mit dem Gerät begründet sind.

Die Drehmassen können nicht beliebig klein gestaltet werden. Dies gilt insbesondere für die erste Drehmasse, da diese auch die translatorischen Kräfte, wie z.B. die Andruckkraft des Geräts, aufnehmen muss. Eine entsprechende Lagerung bringt ein gewisses Minimum an Massenträgheitsmoment mit sich. Auch die Anbindung des Geräts an das Hand-Arm Modell trägt zum Massenträgheitsmoment der ersten Drehmasse bei, insbesondere wenn die Anbindung realitätsnah am Pistolengriff beim Radius  $r$  erfolgt.

Bei der Auslegung der Drehfedern muss beachtet werden, dass diese während des Betriebs das statische Moment des Geräts aufnehmen. Bei niedrigen rotatorischen Federsteifigkeiten, wie diese in Tabelle 1 gefordert sind, muss deshalb die daraus resultierende große Winkelverdrehung beachtet werden. Insbesondere bei der gleichzeitigen Verwendung von rotatorischen Dämpfern mit eingeschränktem Verdrehwinkel ergibt sich daraus eine Untergrenze der rotatorischen Federsteifigkeiten wie in Tabelle 2 angegeben.

Die Drehdämpferraten lassen sich nur im Bereich und in der Quantisierung der im Stand der Technik verfügbaren Dämpfungseigenschaften verstellen. Ein Dämpferparameter kann somit ohne Komponententausch immer nur in einem spezifischen Bereich eingestellt werden.

Unter Beachtung dieser Einschränkungen können die tatsächlich realisierbaren Parameter des Hand-Arm Modells bestimmt werden:

Tabelle 2: Restriktionen für die Parameter des rotatorischen Hand-Arm Modells im Falle des betrachteten Impuls-Schraubers

	$J_1$ [kgm <sup>2</sup> ]	$J_2$ [kgm <sup>2</sup> ]	$d_{r1}$ [Nms/rad]	$d_{r2}$ [Nms/rad]	$c_{r1}$ [Nm/rad]	$c_{r2}$ [Nm/rad]
Restriktion des Parameters	0,00034	≥0,0031	≥0,09 & ≤ 1,1 oder ≥0,87 & ≤ 11,1	≥0,09 & ≤ 1,1 oder ≥0,87 & ≤ 11,1	≥4,8	≥4,8

Unter Berücksichtigung der in Tabelle 2 aufgeführten Restriktionen kann eine neue Optimierung der Parameter des zwei-Massen-Modells (siehe Bild 5), im relevanten Bereich zwischen 10 und 100 Hz, unter dem Kriterium einer minimalen Summe der Fehlerquadrate zu den Impedanzen aus ISO 10068:2012 [4] durchgeführt werden. Es ergeben sich hierbei die in Tabelle 3 angegebenen Parameterwerte.

Tabelle 3: Parameter eines physisch umsetzbaren rotatorischen Hand-Arm Modells zur Abbildung der Impedanzkurven aus ISO 10068:2012 [4]

ISO 10068:2012 Impedanzkurve	$J_1$ [kgm <sup>2</sup> ]	$J_2$ [kgm <sup>2</sup> ]	$d_{r1}$ [Nms/rad]	$d_{r2}$ [Nms/rad]	$c_{r1}$ [Nm/rad]	$c_{r2}$ [Nm/rad]
Obere Grenze	0,00034	0,0042	2,5	0,09	15	5,0
Mittlere Grenze	0,00034	0,0034	1,5	0,20	15	5,0
Untere Grenze	0,00034	0,0031	0,87	0,20	5,0	8,3



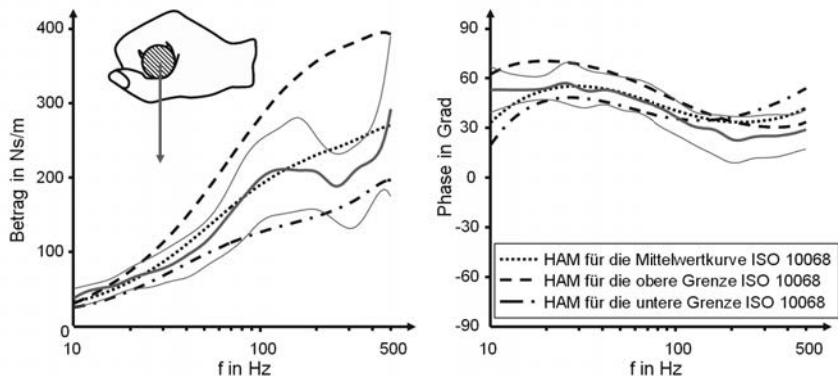


Bild 10: Vergleich der Impedanz eines physisch realisierbaren Modells mit zwei Freiheitsgraden in drei Einstellmöglichkeiten zur Nachbildung der Heterogenität

Bild 10 zeigt die Verläufe der Impedanz für drei verschiedene Einstellungen des Hand-Arm Modells. Die gepunktete Linie zeigt den Verlauf der Impedanz bei einer Optimierung der Parameter auf die Mittelwertkurve nach ISO 10068:2012 [4]. Die gestrichelten und die Strich-Punkt-Kurven zeigen jeweils die Adaptabilität des Hand-Arm Modells auf die zu erwartende Heterogenität der passiven Anwendereigenschaften.

Im Vergleich zwischen den angegebenen Impedanzkurven der ISO 10068:2012 [4] und den zu erwartenden Impedanzkurven des realisierbaren Hand-Arm Modells ergibt sich eine zufriedenstellende Übereinstimmung und deutlich zu erkennende Einstellbarkeit des Hand-Arm Modells im interessierenden Frequenzbereich zwischen 10 und 100 Hz in Betrag und Phase. Die Abweichungen über 100 Hz sind der Optimierung auf die niederen Frequenzbereiche geschuldet. Bei Bedarf lässt sich das Hand-Arm Modell jedoch an Geräte mit höherer Anregfrequenz adaptieren. Im Vergleich zu den theoretisch erreichbaren Impedanzkurven in Bild 6 lässt sich feststellen, dass sich durch die Restriktionen der Parameter nur geringe Auswirkungen auf die Abbildungsgenauigkeit ergeben.

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Die entwicklungsbegleitende Validierung nimmt eine zentrale Rolle in der Produktentwicklung handgehaltener Geräte ein. Die Überprüfung der erreichten Produktfunktionen erfolgt in enger Wechselwirkung mit den Konstruktionsphasen innerhalb der Entwicklung. Um eine hohe Aussagekraft über die Funktionserfüllung verschiedener Entwicklungsstände während diesen

Validierungsphasen zu ermöglichen, müssen testbedingte Unsicherheiten auf ein Minimum reduziert werden. Zeitgleich müssen aber alle relevanten Belastungsfälle reproduzierbar abgebildet werden. Die Abbildung der passiven Anwendereigenschaften und dessen Heterogenität in Prüfständen für diese Validierungsschritte stellt eine aktuelle Herausforderung dar.

In diesem Beitrag wurde ein anpassbares zwei-Massen Hand-Arm Modell für den Einsatz bei der Validierung von Geräten mit zur Unterarm-Achse rotatorischen Anregungen (bspw. Impulsschraubern) vorgestellt. Auf Basis der passiven Anwendereigenschaften und deren Varianz, welche in ISO 10068:2012 [4] durch die Impedanz und deren Streuung quantifiziert werden, wurde die nötige Einstellbarkeit des Hand-Arm Modells festgelegt. Es wurde ein Konzept für die physische Umsetzung dieses anpassbaren Hand-Arm Modells vorgestellt und dessen Eignung zur Abbildung der Anwenderheterogenität simulativ überprüft. Insbesondere im Frequenzbereich zwischen 10 und 100 Hz konnte eine gute Übereinstimmung zwischen der ISO 10068:2012 [4] und den vorhergesagten Impedanzkurven erreicht werden.

Das vorgestellte physische Hand-Arm Modell wird am IPEK – Institut für Produktentwicklung am KIT aufgebaut werden. Ein zentrales zukünftiges Forschungsziel wird die Überprüfung der erreichten Impedanzkurven des realen Aufbaus im Vergleich zur Simulation darstellen. Hierfür kann auf ein, sich im Aufbau befindliches, bislang einzigartiges Vibrations-Anreger-System zurückgegriffen werden, welches eine Untersuchung der Impedanzen in Rotationsrichtung im Frequenzbereich zwischen 0 und 1000 Hz ermöglicht.

## 8. Literaturangaben

- [1] Albers, A., Behrendt, M. u. Ott, S.: VALIDATION – CENTRAL ACTIVITY TO ENSURE INDIVIDUAL MOBILITY. F2010-B-084. In: Proceedings of FISITA 2010 World Automotive Congress. Budapest, Hungary: FISITA 2010
- [2] Matthiesen, S., Mangold, S., Bruchmüller, T. u. Marko, A.-M.: Der Mensch als zentrales Teilsystem in Wechselwirkung mit handgehaltenen Geräten – Ein problemorientierter Ansatz zur Untersuchung dieser Schnittstelle. In: Krause, D. (Hrsg.): Design for X. Beiträge zum 25. DfX-Symposium, Oktober 2014. Hamburg: TuTech-Verl. 2014, S. 193–204
- [3] Matysek, M. u. Kern, T. A.: Entwicklung Haptischer Geräte. Ein Einstieg für Ingenieure. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2009
- [4] ISO 10068:2012. Mechanical vibration and shock - Mechanical impedance of the human hand-arm system at the driving point

- [5] Dong, R. G., Rakheja, S., Schopper, A. W., Han, B. u. Smutz, W. P.: Hand-transmitted vibration and biodynamic response of the human hand-arm: A critical review. *Critical Reviews in Biomedical Engineering* 29 (2001) 4, S. 393–439
- [6] Dong, R. G., Wu, J. Z. u. Welcome, D. E.: Recent advances in biodynamics of human hand-arm system. *Industrial Health* 43 (2005) 3, S. 449–471
- [7] Marcotte, P., Aldien, Y., Boileau, P. É., Rakheja, S. u. Boutin, J.: Effect of handle size and hand-handle contact force on the biodynamic response of the hand-arm system under zh-axis vibration. *Journal of Sound and Vibration* 283 (2005) 3-5, S. 1071–1091
- [8] Aldien, Y., Marcotte, P., Rakheja, S. u. Boileau, P. E.: Influence of hand-arm posture on biodynamic response of the human hand-arm exposed to zh-axis vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics* 36 (2006) 1, S. 45–59
- [9] Dong, R. G., Welcome, D. E. u. McCormick, R. E.: 3-D laboratory simulation of hand-transmitted vibration. In: *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*. 2006
- [10] Bruchmüller, T., Mangold, S., Matthiesen, S., Oltmann, J., Rasmussen, O., Krause, D., Stücheli, M. u. Meboldt, M.: An Adjustable Impedance Element – System Requirements and Design Approach. In: Krause, D., Paetzold, K. u. Wartzack, S. (Hrsg.): *Design for X. Beiträge zum 26. DfX-Symposium, Oktober 2015. Hamburg: TuTech Verl. 2015, S. 133–144*
- [11] Lin, J. H., Radwin, R. G. u. Richard, T. G.: A single-degree-of-freedom dynamic model predicts the range of human responses to impulsive forces produced by power hand tools. *Journal of Biomechanics* 36 (2003) 12, S. 1845–1852
- [12] Marcotte, P., Boutin, J. u. Jasinski, J.: Development of a hand-arm mechanical analogue for evaluating chipping hammer vibration emission values. *Journal of Sound and Vibration* 329 (2010) 10, S. 1968–1980
- [13] Dong, R. G., Welcome, D. E., McDowell, T. W. u. Wu, J. Z.: Modeling of the biodynamic responses distributed at the fingers and palm of the hand in three orthogonal directions. *Journal of Sound and Vibration* 332 (2013) 4, S. 1125–1140
- [14] Dong, R. G., Welcome, D. E., Wu, J. Z. u. McDowell, T. W.: Development of hand-arm system models for vibrating tool analysis and test rig construction. *Noise Control Engineering Journal* 56 (2008) 1, S. 35–44
- [15] Rakheja, S., Gurram, R. u. Gouw, G. J.: Development of linear and nonlinear hand-arm vibration models using optimization and linearization techniques. *Journal of Biomechanics* 26 (1993) 10, S. 1253–1260



## Individuelle Bestimmung der Hand-Arm-Vibrationsdosis mit Smartwatches

### Individual determination of Hand-Arm vibration dose with Smartwatches

Dr.-Ing. **Gerald Bieber**, M. Sc. **John Trimpop**,  
Fraunhofer IGD, Rostock;  
Dipl.-Ing. **Uwe Kaulbars**, B.Sc. **Anton Hofmann**,  
Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen  
Unfallversicherung – (IFA), Sankt Augustin

#### Kurzfassung

Langanhaltende und intensive Vibrationseinwirkungen auf das Hand-Arm-System können zu schwerwiegenden Erkrankungen führen. Die Abschätzung einer Gefährdung hinsichtlich der Hand-Arm-Vibration (HAV) wird unter Berücksichtigung der Expositionsdauer sowie der Vibrationsintensität durchgeführt. Die subjektive Erfassung oder der Einsatz von Messgeräten zur Bestimmung der Expositionsdauer ist kostenintensiv, stört den Arbeitsablauf oder kann aufgrund des hohen Aufwandes nur sehr sporadisch und selten durchgeführt werden.

Bedingt durch die Miniaturisierung in der Elektronik sind nun kostengünstige Smartwatches auf dem Markt, die eine Vielzahl von integrierten Sensoren enthalten. Obwohl die Smartwatches über leistungsfähige Beschleunigungs-, Drehraten- sowie Akustiksensoren sowie eine effiziente Verarbeitungseinheit verfügen, ist es bisher unklar, ob diese Systeme tatsächlich zur Bewertung der Hand-Arm-Vibration (HAV) eingesetzt werden können. In einer Machbarkeitsstudie wurden unter Laborbedingungen und in Feldversuchen Beschleunigungs- und Mikrofondaten während der Ausführung von Arbeiten mit vibrierenden Arbeitsgeräten erfasst und analysiert. Dabei wurde untersucht, welche Verfahren zur Vibrationsmustererkennung geeignet und welche Erhebungsparameter auszuwählen sind. Durch eine Klassifizierung der Messdaten wurde auf die genutzten Arbeitsgeräte sowie die Expositionszeiträume geschlossen. Als Ergebnis der Untersuchung wurden die Möglichkeiten und Rahmenbedingungen für eine individuelle Bestimmung der HA-Vibrationsdosis mit Smartwatches bestimmt und bewertet.

## Abstract

Long-lasting and intense vibration of the hand and the arm can cause serious diseases. The estimation of risks with respect to the hand and arm vibration can be achieved by the consideration of exposure duration and vibration intensity. Manual assessment of exposure durations and used tools is expensive, disturbs the workflow or may be performed only sporadically and rarely due to high costs.

Robust and cheap smart watches including a plurality of integrated sensors are available on the market. Although smart watches provide accurate acceleration, rotation rate, acoustic sensors and a powerful processing unit, it is so far unclear whether these systems can be used to assess hand-arm vibration (HAV).

In a feasibility study, it was evaluated if vibration pattern and sound features are suitable to identify the used tools under laboratory conditions and in field trials. As a result of the evaluation, the possibilities and constraints for an individual determination of hand-arm vibration have been worked out.

## 1. Motivation

Mechanische Schwingungen, die auf den menschlichen Körper einwirken, werden als Vibrationen bezeichnet. Bei längerer wiederkehrender Einwirkung können mechanische Schwingungen eine Gefährdungen für die Gesundheit und Sicherheit der Arbeitnehmer verursachen und Folgekrankheiten auslösen, insbesondere Durchblutungsstörungen, Knochen- oder Gelenkschäden, neurologische oder Muskelerkrankungen.

Je nach Intensität, Dauer und Frequenzbereich der Vibration tritt bei Einwirkung auf den Körper zunächst ein Unbehagen auf, das später zu Schmerzen sowie reversible und irreversible Schädigungen führen kann. Um den Beschäftigten vor solchen Gefährdungen zu schützen, ist für Arbeitsplätze mit Vibrationsbelastung eine Gefährdungsbeurteilung durchzuführen. Nach der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (LärmVibrationsArbSchV) [1] ist der Arbeitgeber verpflichtet den Grenzwert der Tagesdosis von  $A(8) = 5 \text{ m/s}^2$  einzuhalten und ab dem Auslösewert  $A(8) = 2,5 \text{ m/s}^2$  ein Vibrationsminderungsprogramm aufzustellen. Eine Erfassung der Expositionsdauer mit Arbeitszeitstudien (REFA) oder der Einsatz von Messgeräten zur Bestimmung der Expositionsdauer ist kostenintensiv, stört den Arbeitsablauf oder kann aufgrund des hohen Aufwandes nur sehr sporadisch und selten durchgeführt werden. Daher ist es wünschenswert, ein unaufdringliches, kostengünstiges Verfahren zur Gefährdungsbeurteilung zu entwickeln.

## 2. Stand der Technik

Damit eine Gefährdung des Menschen am Arbeitsplatz ausgeschlossen oder beurteilt werden kann, wird eine Abschätzung einer Gefährdung hinsichtlich der Hand-Arm-Vibration unter Berücksichtigung der Expositionsdauer sowie der Vibrationsintensität durchgeführt. Dabei werden unter anderem bereits bekannte Emissionsdaten der verwendeten Geräte genutzt oder diese durch Messungen der Vibrationsintensität an der Kontaktfläche der Hand am Werkzeug, Griff oder Werkstück neu festgestellt.

Die Bestimmung der Expositionsdauer kann durch zwei grundlegende und verschiedene Methoden durchgeführt werden (siehe Bild 1). Einerseits kann die Bestimmung der Maschinenlaufzeit (Machine Operation Timer), andererseits die Zeit der Exposition am Benutzer (Personal Vibration Exposure Timer) gemessen werden. Zur Bestimmung der Maschinenlaufzeit sind in einigen Geräten Betriebsstundenzähler integriert, die eine Erfassung der Maschinennutzungszeiten vereinfacht ermöglichen. Hierbei muss jedoch für die Expositionsabschätzung sichergestellt werden, dass bei mehreren Maschinennutzern die spezifische Nutzungszeit bestimmt werden kann.

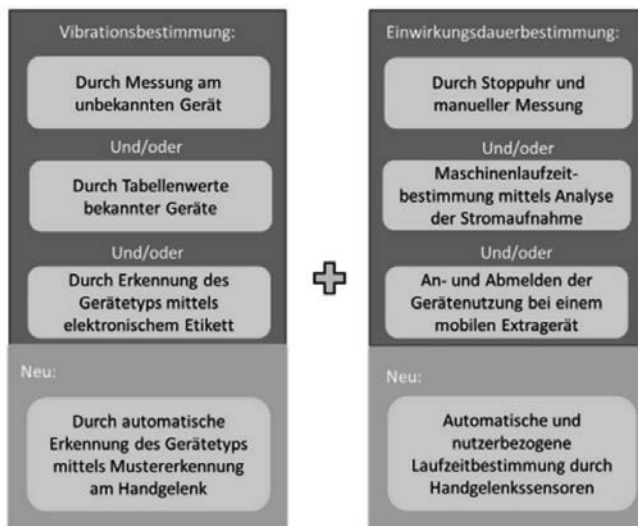


Bild 1: Klassifizierung des bisherigen Standes der Technik sowie der neuen Technologie

Eine etablierte Form der Bestimmung der Expositionsdauer am Benutzer ist die subjektive Beobachtung der Gerätenutzung und die Zeiterfassung mittels Stoppuhr. Dieses aufwändige Verfahren ermöglicht eine stichprobenartige Abschätzung der Expositionsdauern und eignet sich nur bedingt zur Generalisierung und ist zudem nur bedingt auf das historische oder zukünftige Nutzungsverhalten übertragbar. Das derzeit übliche Verfahren ist die Abschätzung der Expositionsdauer auf der Grundlage von Erfahrungswerten oder Plausibilitätsprüfungen z. B. des Material- und Werkstoffverbrauches.

Dabei wird häufig die Einsatzdauer eines Gerätes mit der Expositionsdauer (reinen Kontaktdauer mit dem vibrierenden Gerät) verwechselt. Studien zeigen, dass die Expositionsdauer häufig überschätzt wird [2].

Im Bereich der Forschung wird die Nutzungsdauer von Geräten durch die Anwendung von Funksendern (RFID-Tags) und handgelenksbasierenden Lesegeräten erforscht [3]. Hierbei werden neue Erkenntnisse über die Gerätenutzung und Verwendungstrends gewonnen. In der Praxis spielt die RFID-Technologie bislang eine untergeordnete Rolle, da neben Reichweiten- und Abschattungsproblemen auch ein Hantieren mit den Geräten (Tragen, Halten, Transportieren, Einstellen etc.) als Nutzung detektiert werden kann, obwohl hierbei keine Vibrationsbelastungen aufzutreten.

Ein System, das robust und ohne Nutzerinteraktion sowie ohne zusätzliche Infrastruktur an den Geräten die Arbeitsvibrationsbelastung des Nutzers erfasst, ist bislang nicht verfügbar. Wünschenswert ist daher ein Smartwatch-basierendes System, welches die auftretenden Vibrationen am Handgelenk analysiert und aus den Vibrationsmustern die verwendeten Arbeitsgeräte identifiziert. Durch eine Laufzeitbestimmung der Arbeitsgeräte ist die Abschätzung der individuellen Expositionsbelastung möglich.

### **3. Konzept der Geräteerkennung durch Mustererkennung**

Die Nutzung von Arbeitsgeräten bewirken am Handgelenk des Benutzers messbare physikalische Auswirkungen. Für eine automatisierte Bestimmung der Expositionsbelastung ist zu prüfen, ob es möglich ist, in einer Anlernphase die am Handgelenk resultierenden, spezifischen Bewegungs- und Vibrationsmuster zu bestimmen. In einer Erkennungsphase soll es dann möglich sein, aus der Menge der zuvor antrainierten Arbeitsgeräte das aktuell verwendete Arbeitsgerät zu identifizieren. Dieses wird durch die Methoden der Mustererkennung erreicht (siehe Bild 2).



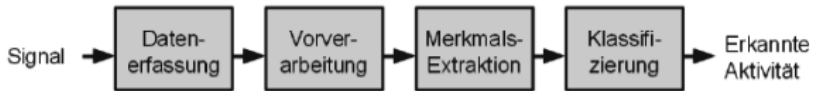


Bild 2: Mustererkennungs-Pipeline zur Arbeitsgerät oder Arbeitsaktivitätserkennung

Aktuelle Smartwatches verfügen über Beschleunigungssensoren sowie über weitere Sensorik. Da die Beschleunigungssensoren mit 50 Hz abgetastet werden, lassen sich damit nur Vibrationen von max. 25 Hz erfassen (Shannon-Theorem). Da bestimmte Arbeitsgeräte weit höhere Vibrationen aufweisen können (z. B. Winkelschleifer mit 150 Umdrehungen pro Sekunde), ist eine Gerätediskriminierung alleine aus Beschleunigungsdaten schwierig. Aus diesem Grund werden Mikrofondaten einbezogen, die bei 8 kHz Abtastung einen Frequenzbereich bis 4 kHz abbilden können. Zur Bestimmung der Merkmale aus den unterschiedlichen Sensortypen werden die erfassten Sensordaten in Datenblöcken zu je 64 Tupeln gruppiert, aus denen sich Merkmale im Zeit- und Frequenzbereich bestimmen lassen [4]. Durch diese Fensterung ist eine Erkennung alle 1,28 Sekunden möglich. Die Merkmalsausprägungen von bekannten Arbeitsgeräten können mit den Merkmalsausprägungen von unbekannten und zu bestimmenden Arbeitsgeräten verglichen werden. Ein Klassifizierer entscheidet aufgrund von Ähnlichkeiten, welches Arbeitsgerät gerade genutzt wird.

#### 4. Smartwatches als Sensorsysteme

Zur Überprüfung der Machbarkeit einer Arbeitsgeräteerkennung mittels Smartwatches wurde eine Smartwatch vom Typ Simvalley AW420-RX eingesetzt. Diese verfügt über ein Android-Betriebssystem, WLAN sowie SIM-Card für eine Datenkommunikation und ein 9D-MEMS-Sensorbaustein nebst Lautsprecher, Mikrophon, GPS, Bedienknöpfen, Farbgraphikdisplay und Touchscreen. Zur Erfassung und Analyse der Daten wurde eine eigene Android-Applikation (AGIS App) entwickelt, die über ein einfach zu bedienendes User-Interface verfügt (siehe Bild 3). Diese App klassifiziert die Arbeitsgeräte und berechnet die individuelle Tagesvibrationsdosis während der Arbeitsausführung. Während der Aufnahme wurden für eine spätere Analyse die Merkmale aus Sounddaten sowie Beschleunigungs- sowie Gyroskopdaten als Rohdaten gespeichert.

Tabelle 1: Technische Daten der Smartwatch SimValley AW 420 RX

Smartwatch Typ	SimValley AW 429 RX
Prozessor	Cortex A7 Dual Core, 1.2 GHz
Betriebssystem und Arbeitsspeicher	Android 4.2 mit 1 GB RAM
Beschleunigungssensor	Bosch BMC050
Lagesensor	Invensense MPU3050c
Maße	45,3 x 44,3 x 14,1 mm
Gewicht und Wasserfestigkeit	90 Gramm, IP 67
Preis (03/2016)	249 Euro

Der Beschleunigungssensor der Smartwatch besitzt einen Messbereich von  $\pm 2\text{ g}$  und erreicht eine Auflösung von 12 Bit im Messbereich und wird mit 50 Hz ausgelesen. Das in der Smartwatch integrierte Gyroskop, welcher Drehratendaten in  $^{\circ}/\text{s}$  mit 50 Hz die Sekunde aufzeichnet, erreicht einen Messbereich von  $\pm 17\text{ }^{\circ}/\text{s}$  bei einer Auflösung von 11 Bit. Die Werte des Mikrofons werden mit 8 kHz erfasst und daraus werden fünf relevante Merkmale berechnet. Der Maximalwert des Lautstärkepegels liegt bei der verwendeten Smartwatch bei etwa 90,31 dB (empirisch ermittelt).

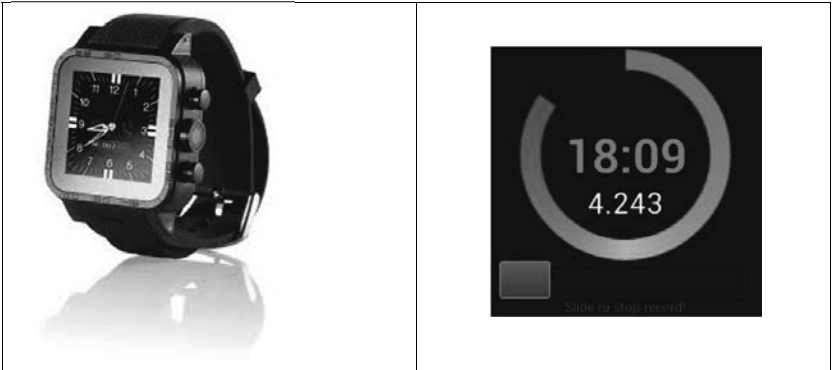


Bild 3: Smartwatch und User-Interface der AGIS – Applikation mit farblicher Darstellung der aktuell erreichten Tages-Vibrationsdosis

Als Merkmale eignen sich übliche statistische Größen, wie der Durchschnitt, die Varianz, die Standardabweichung, der Median oder auch das quadratische Mittel. Ebenso werden häufig frequenzbehaftete Merkmale eingesetzt, wie etwa die vorherrschende Frequenz oder die Signalenergie. Darüber hinaus kommen eigens entwickelte Verfahren zur Merkmalsextraktion zum Einsatz, wie z. B. der Activity Unit [5], der die durchschnittliche Bewegung im dreidimensionalen Raum beschreibt und somit eine Einschätzung zur Intensität der durchgeführten Bewegung im Bereich des ausgewählten Fensters erlaubt [4].

## 5. Evaluation

Die Evaluation hat zum Ziel zu prüfen, ob es möglich ist, mit Smartwatches eine Erkennung und Unterscheidung von Arbeitsgeräten durchzuführen (Prüfung der Machbarkeit). Hierfür wurde sowohl im Labor als auch in Praxistests Daten erhoben und analysiert.

Bereits im Laborumfeld sind stark unterscheidbare Bewegungsmuster beim Vergleich von ausgewählten Arbeitsgeräten durch die Betrachtung der Akzelerometer- bzw. Gyroskopdaten sichtbar.

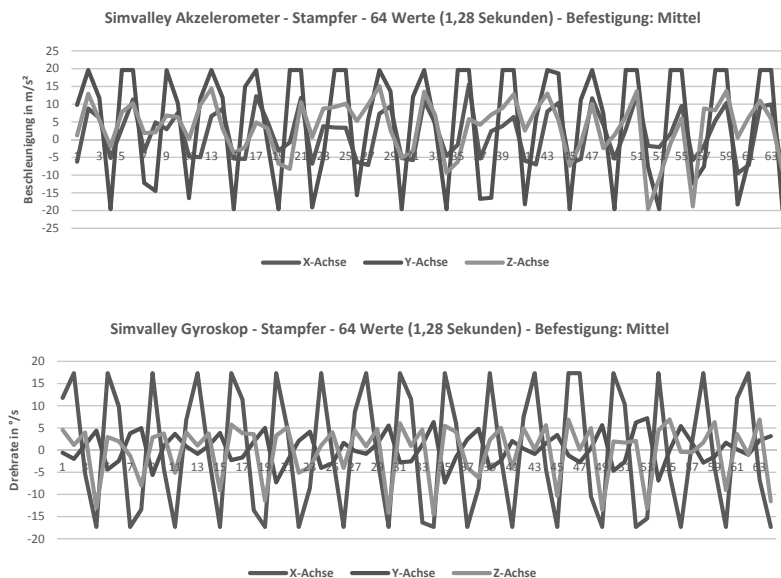


Bild. 4: Stampfer, Ausschnitt Akzelerometer- und Gyroskop-Rohdaten

Die Bewegungen der Arbeitsgeräte übertragen sich über die Handankopplung auf das Handgelenk und somit wiederum durch die Ankopplung des Armbandes auf die Smartwatch. Die Bewegungen bewirken sowohl bei dem Beschleunigungssensor als auch bei dem Gyroskop messbare Signale (siehe Bild 5). Unterschiedliche Arbeitsgeräte erzeugen verschiedenartige Signale, so erzeugt beispielsweise ein Stampfer im Vergleich zum einem Schwingeschleifer unterscheidbare Bewegungen mit anderen Bewegungsanteilen und Frequenzen. Die Signalmuster der unterschiedlichen Sensoren korrelieren jedoch innerhalb einer Geräteklasse miteinander (siehe Bild 4). Bedingt durch die Erdgravitation bewirkt eine Verdrehung des Sensorsystems auch eine Signaländerung bei dem Beschleunigungssensor. Die Merkmale aus dem Signal des Gyroskops sind hinsichtlich den Merkmalen aus den Signalen des Beschleunigungssensors weitgehend redundant. Da das Gyroskop gegenüber dem Beschleunigungssensor einen vielfach höheren Energieverbrauch aufweist, werden vorzugsweise die Signale des Beschleunigungssensors genutzt.

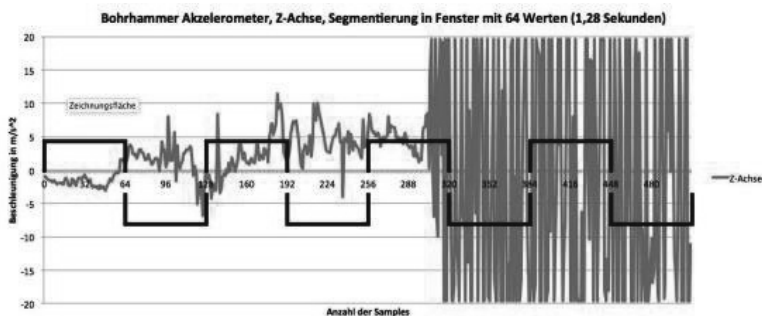


Bild 5: Beschleunigungssensordaten der Zustände Ruhe (Abtastung  $n = [0..300]$ ) und Gerätenutzung eines Bohrhammers (Abtastung  $n = [300..500]$ )

Die Lautstärke der Audiosignale unterscheidet sich bei den meisten Geräten nur unwesentlich (beispielsweise Stampfer und Schwingeschleifer, siehe Bild 6), auch wenn zu erkennen ist, dass der Lautstärkepegel je nach Gerät nicht gleichmäßig verläuft.

Dieses Verhalten begründet sich durch die automatische Lautstärkeregelung bei der verwendeten Smartwatch. Hierbei zeigen sich Indikatoren, dass nicht nur die Gesamtlautstärke an das jeweilige Signal angepasst wird, sondern auch Tonkanäle einzeln geregelt werden. Dieses ist noch weiter zu evaluieren und dafür würde besonders die Merkmale im Frequenzbereich beeinflussen.

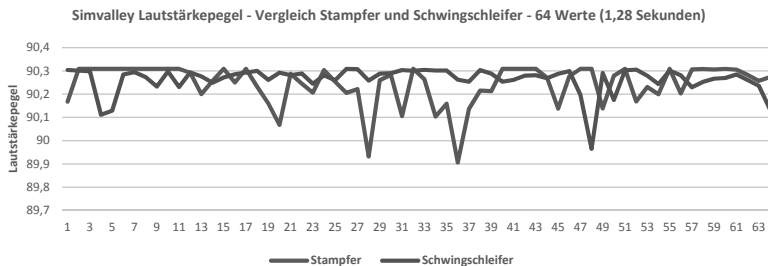


Bild 6: Lautstärkepegel am Handgelenk von Stampfer und Schwingschleifer

Damit eine Merkmalsselektion stattfinden kann, werden in der Trainingsphase die gängigsten 71 Merkmale aus den Beschleunigungs- und Audiodaten berechnet. Bei der Erstellung eines Klassifizierers, der durch einen Entscheidungsbaum J48 realisiert ist, werden jedoch nur, je nach verwendeten Arbeitsgeräten, meist eine Untermenge von ca. 9 bis 15 Merkmalen benötigt.

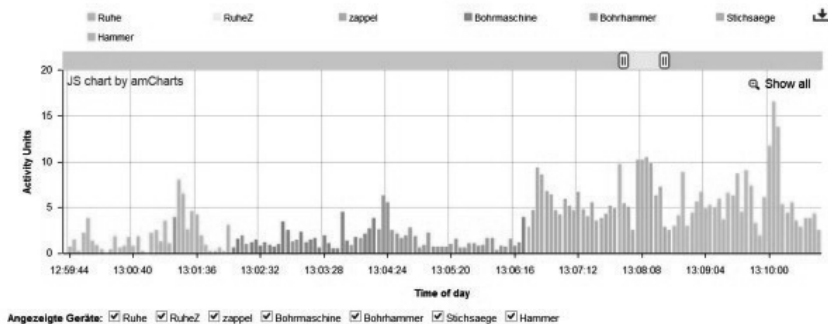


Bild 7: Erkennung der Arbeitsgeräte im Labor bei serieller Nutzung

Im Laborumfeld wurden vier unterschiedliche Arbeitsgeräte (Bohrmaschine, Bohrhammer, Stichsäge, Hammer) sowie eine Ruhe mit jeweils zwei Minuten durch drei Personen antrainiert und die Erkennung der Gerätenutzung bei einer neuen Arbeitskraft (leave-one-person-out) untersucht. Hierbei zeigte das System eine Erkennung von ca. 79,2 Prozent (siehe Bild 7).

In einem Feldtest bei einem Metall-verarbeitenden Unternehmen wurde ein Mitarbeiter mit einer Videokamera (GoPro) zur Ermittlung des Ground-Truth sowie der Smartwatch ausgestattet. Anschließend wurde für einen Zeitraum von 2 bis 5 Minuten vier Arbeitsgeräte antrainiert (siehe Bild 8). Als Arbeitsgeräte wurde als Gerät 1 ein Winkelschleifer (Hilti), als Gerät 2 ein Winkelschleifer (Milwaukee), Gerät 3 als pneumatischer Schleifer (Dynabrade) sowie als Gerät 4 ein Schleifer mit Wobbelscheibe (3M) verwendet.



Gerät 1: Winkelschleifer (Hilti)



Gerät 2: Winkelschleifer (Milwaukee)



Gerät 3: pneumatischer Schleifer



Gerät 4: Schleifer mit Wobbelscheibe

Bild 8: Nutzung von vier Arbeitsgeräten im Feldtest

Darüber hinaus wurde der Zustand ohne Arbeitsgerät als Aktivität „Ruhe“ antrainiert, wobei der Mitarbeiter herum gelaufen ist, den Arbeitsplatz reinigte oder sich ausruhte. Da Mikrofondaten aufgezeichnet wurden, wurde die Aktivität „Ruhe“ mit Hallenbengeräuschen aufgezeichnet.



Bild 9: Nutzung von Arbeitsgeräten (Gerät 1 und Gerät 3) im Feldtest, mit Smartwatch und Videoerfassung

Die darauf folgende Anlernphase wurde mit einer Videokamera in Brusthöhe aufgezeichnet (siehe Bild 9). Durch die Videoaufzeichnung konnte somit eine eindeutige Zuordnung zwischen erfasster und erkannter Gerätebedienung durchgeführt werden. Es wurden somit insgesamt ca. 8 Minuten Trainingsdaten der Geräte 1 bis 4 sowie 17 Minuten „Ruhe“ (inkl. Gehen und Materialeinräumen) erfasst.

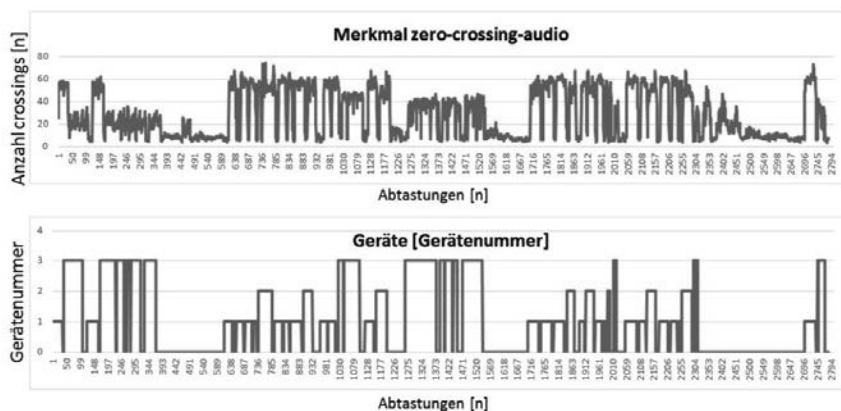


Bild 10: Darstellung der im Feldtest tatsächlich genutzten Geräte mit entsprechender Gerätenummer in Bezug zu dem erfassten Merkmal zero-crossing-audio

Anschließend arbeitete der Mitarbeiter ungestört unter Videoaufzeichnung für den Zeitraum von ca. einer Stunde. Bild 10 stellt den zeitlichen Verlauf der Nutzung der Arbeitsgeräte dar, im Vergleich dazu ist ein relevantes Merkmal (Anzahl der Nulldurchgänge des Audiosignales, zero-crossing-audio) exemplarisch abgebildet. Während der Aufzeichnung wurden alle 71 Merkmale extrahiert und gespeichert. Im Feldtest wurden 2784 Instanzen (Intervalle) zu je 1,28 Sekunden Dauer klassifiziert. Die Videodaten zeigten, dass der Mitarbeiter für ca. 26 Minuten kein Gerät nutzte und 34 Minuten ein Gerät bediente, allerdings wurde in der Erkennungsphase das Gerät Nr. 4 nicht verwendet. Darüber hinaus zeigte die Videoanalyse, dass die Geräte zum Teil mit unterschiedlichen Einsatzwerkzeugen (Aufsätzen) genutzt wurden, die nicht in der Anlernphase berücksichtigt wurden.

Die durchschnittliche richtige Erkennung aller Instanzen, d. h. das Verhältnis von der Anzahl der richtig erkannten Geräten/Zuständen (true positiv) zu der gesamten Anzahl an Instanzen (Summe von true positiv und false positiv) lag bei 72,8 Prozent (accuracy). Der als Klassifizierer verwendete Entscheidungsbaum wies eine Komplexität von 27 Blättern auf. Die folgende Zuordnungsmatrix zeigt die Verteilung der Erkennung der 2784 Instanzen.

Tabelle 2: Zuordnungsmatrix der Geräteerkennung eines Feldtests

Zuordnungsmatrix Gerät / Aktivität					
Ruhe	Gerät 1	Gerät 2	Gerät 3	Gerät 4	Klassifiziert als:
1012	12	12	114	82	Ruhe
11	546	116	9	4	Gerät 1
4	37	212	1	0	Gerät 2
31	210	55	258	58	Gerät 3
0	0	0	0	0	Gerät 4

Neben der Erkennungsrate der Geräte ist die aus der Gerätenutzungsdauer resultierende Vibrationsexposition von besonderer Bedeutung. Tabelle 3 zeigt die durch die Smartwatch geschätzte und die durch die Videoanalyse bestimmte Vibrationsexposition für den erfassten Arbeitsgang. Die Sensitivität (true positive rate) gibt den Anteil der korrekt als positiv klassifizierten Instanzen an der Gesamtheit der tatsächlich positiven Instanzen an. Dieser Wert ist in Tabelle 3 angegeben.

Während des Ausführungszeitraumes von ca. 1 Stunde wurde hinsichtlich der Hand-Arm-Vibration mit der Smartwatch eine Vibrationsdosis von  $A(8) = 2,1 \text{ m/s}^2$  ermittelt. Gemäß der Beobachtungszeit durch die Videoanalyse wären es  $A(8) = 1,9 \text{ m/s}^2$ . Das bedeutet, dass die Smartwatch eine Überbewertung von ca. 11 % aufwies. Würde die Belastung auf einen Ar-



beitstag hochgerechnet, so läge die Tagesvibrationsdosis in der Nähe des Grenzwertes von  $5 \text{ m/s}^2$ .

Tabelle 3: Darstellung der Erkennungszeiten der Smartwatch und der realen Ausführungszeit durch Videoanalyse

Geräte bzw. Arbeitsgang / Vibrationswert [m/s <sup>2</sup> ]	Laufzeit- gemäß Smart-watch [mm:ss]	Laufzeit- gemäß Video [mm:ss]	Fehl- dauer im Messzeit- raum [mm:ss]	Sensi- tivität, True- Positiv Rate [%]	Vibrations- exposition A(8) Smart- watch [m/s <sup>2</sup> ]	Vibrations- exposition A(8) gemäß Video [m/s <sup>2</sup> ]
Gerät 0: Ruhe bzw. ohne Gerät	22:34	26:17	-03:43	82,1	0,0	0,0
Gerät 1: Winkelschleifer (Hilti)	17:10	14:38	02:32	79,6	2,9	2,47
Gerät 2: Winkelschleifer (Milwaukee)	08:25	05:25	03:00	83,5	1,12	0,72
Gerät 3: pneumatischer Schleifer	8:09	13:03	-04:54	42,2	0,17	0,28
Gerät 4: Schleifer mit Wobbelscheibe	03:04	00:00	03:04	0,0	0,08	0,0
Mit Tagesexpositionswert $A(8) = \sqrt{A_1(8) + A_2(8) + A_3(8) + A_4(8) + \dots}$						
Vibrationsexposition durch Smartwatch A(8) in [m/s <sup>2</sup> ]					2,1	
Vibrationsexposition durch Video A(8) in [m/s <sup>2</sup> ]						1,9

## 6. Diskussion der Messdaten

Die Erkennung von Arbeitsgeräten ist besonders von der Anzahl der Geräte sowie von der Charakteristik der Geräte bzw. Signale abhängig. Die im Feldtest erfasste Anzahl von vier

Arbeitsgeräten ist auch auf andere Betriebe übertragbar, da viele Beschäftigte am Arbeitstag keine hohe Vielzahl von unterschiedlichen Geräten nutzen. Die geringe Komplexität des Entscheidungsbaumes weist darauf hin, dass kein Overfitting vorliegt und das Ergebnis auch bei anderen Einsätzen realistisch ist. Die Erkennungsrate von 79 Prozent im Laborumfeld sowie von 72,8 Prozent (accuracy) im Feldtest zeigt, dass eine Arbeitsgeräteerkennung prinzipiell machbar und eine Einschätzung der Vibrationsexposition sinnvoll ist. Der Feldtest zeigte trotz der Ähnlichkeit der Geräte im Feldtest (alles Schleifgeräte), dass eine Unterscheidung der Geräte oder Arbeitsgänge durchgeführt werden kann. Allerdings werden nicht alle Geräte gleich gut erkannt. Bei Gerät 3 wurde in der Testphase ein anderes Einsatzwerkzeug montiert, das nicht antrainiert wurde, dieses erklärt zum Teil eine geringere Erkennung dieses Gerätes gegenüber den anderen Geräten. Die Abschätzung der Vibrationsdosis zeigt, dass Geräte mit gleichen oder ähnlichen Vibrationswerten verwechselt werden können, ohne dass sich die berechnete Dosis stark ändert. Das System sollte zukünftig bei unsicherer Erkennung stets die Nutzung eines stärker vibrierenden Gerätes annehmen, um eine Unterschätzung und Gefährdung des Mitarbeiters auszuschließen.

Als problematisch wird die bisherige Umsetzung der Trainingsdatenaufzeichnung angesehen, da hier in einem zeitlichen Intervall die Geräteausführung durchgehend aufgezeichnet wird, obwohl im praktischen Betrieb auch Pausen auftreten können. Somit ist das Risiko gegeben, dass der Klassifizierer auch auf Pausen und nicht auf das Gerät antrainiert wird, das sich auf eine Erkennung negativ auswirken kann. Somit muss bereits in der Trainingsphase eine Arbeitsgerätenutzung erkannt werden.

Die verwendete Hardware der Smartwatch ist bereits technologisch veraltet, da neue Systeme eine wesentlich höhere Sensorauflösung bei gleichzeitiger geringerer Stromaufnahme und Kosten aufweisen. Somit ist davon auszugehen, dass ein Smartwatch-basiertes System zur Arbeitsgeräteerkennung noch weiter optimiert werden kann.

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit hatte zum Ziel zu untersuchen, ob eine Abschätzung der Hand-Arm-Vibration durch Nutzung von Smartwatches möglich ist. Da die Tragesituation, Ankopplung sowie die Sensorik der Smartwatches keine direkte Messung der einwirkenden Vibration erlaubt, wird der Ansatz gewählt, aufgrund der messbaren Vibrationsmuster auf das verwendete Arbeitsgerät zu schließen und auf der Basis der bekannten Vibrationskennwerte und der Expositionsdauer die Vibrationsexposition abzuschätzen.

Zur Arbeitsgeräteerkennung wurden Sensordaten des Beschleunigungs-, Drehraten- sowie des Mikrofon-Sensors erfasst, ein Set von 71 Merkmalen extrahiert und daraus relevante

Merkmale selektiert. Eine Mustererkennung auf der Basis von ca. 12 bis 15 Merkmalen erlaubte im Laborumfeld eine durchschnittliche Erkennungsrate bei der Auswahl von vier Geräten von ca. 79 Prozent. In einem Feldtest wurde bei vier antrainierten Geräten eine Erkennung von ca. 72 Prozent erreicht. Somit kann davon ausgegangen werden, dass eine Abschätzung der Vibrationsexposition mittels Smartwatches prinzipiell möglich ist.

In weiteren Arbeiten müssen diese Ergebnisse weiter untersucht sowie ein neues Verfahren zur Annotation und zum Antrainieren von Geräten, beispielsweise durch ein Clusterverfahren, entwickelt werden. Wir gehen davon aus, dass die Smartwatch als digitaler Begleiter für Mitarbeiter in einem Unternehmen zum Schutz und Erhalt der Gesundheit beitragen kann und zukünftig auch beitragen wird.

Diese Forschungsarbeit wurde mit Mitteln der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung unterstützt. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

## 8. Literatur

- [1] Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (LärmVibrationsArbSchV) vom 6. März 2007. BGBl. I (2007), S. 261
- [2] Kaulbars, U. (2015): Gefährdungsbeurteilung der Hand-Arm-Vibration bei der Waldarbeit mit Motorkettensägen IFA Report 5/2015. 33 S., 17 Lit., 9 Tab., 13 Abb. und 4 Anhänge. Hrsg.: Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung (DGUV), Berlin 2015. ISBN: 978-3-86423-155-1
- [3] Efstratiou, Christos, et al. (2007). "Experiences of designing and deploying intelligent sensor nodes to monitor hand-arm vibrations in the field." Proceedings of the 5th international conference on Mobile systems, applications and services. ACM
- [4] Bieber, G., Voskamp, J., & Urban, B. (2009): Activity recognition for everyday life on mobile phones. In Universal Access in Human-Computer Interaction. Intelligent and Ubiquitous Interaction Environments (pp. 289-296). Springer Berlin Heidelberg
- [5] Bieber, G., Kirste, T., & Urban, B. (2012). Ambient interaction by smart watches. In Proceedings of the 5th International Conference on Pervasive Technologies Related to Assistive Environments (p. 39). ACM.



# Beurteilung des Schwingungsdiskomforts in Traktorkabinen durch Human-in-the-Loop-Fahrsimulation

## Assessing Vibrational Discomfort in Tractor Cabins using Human-in-the-Loop Driving Simulation

Manuel Weis, John Deere GmbH & Co. KG, Mannheim

### Abstract

The international standard ISO 2631.1 provides guidance for the assessment of discomfort caused by whole body vibration using acceleration data. The underlying model uses random mean square values of weighted and filtered acceleration data for different directions measured at different evaluation points. In most cases only the three translational directions measured on the seat surface are sufficient to compute the felt discomfort. The multiplying factors 1.4, 1.4 and 1.0 for the x-, y- and z-direction are used before building the vector sum to get a final discomfort index. It is assumed that the current ISO 2631.1 method underestimates the effects of lateral and longitudinal vibration. An improved set of multiplying factors or an improved method has to be developed. For this purpose an interactive tractor driving simulation has been established, providing full control and repeatability of experiments with test personnel. This paper describes the lack of the ISO 2631.1 method, the available simulator platform and the methods used to develop an improved discomfort assessment method.

### 1. Einleitung

Mit der Einführung der Richtlinie 2002/44/EG des Europäischen Parlaments und Rates wurden gesetzliche Mindestanforderungen bezüglich der Exposition gesundheitsgefährdender Ganzkörperschwingungen festgelegt: Seit Juli 2014 müssen Arbeitgeber dafür Sorge tragen, dass ein täglicher Vibrationsgrenzwert von  $1.15 \text{ m/s}^2$  ( $0.8 \text{ m/s}^2$  für die vertikale Richtung) bezogen auf einen 8h-Referenztag nicht überschritten wird [1]. Ein weiterer Punkt, der wahrgenommene Komfort bzw. Diskomfort aufgrund der einwirkenden Schwingungen, ist heute fast genauso wichtig wie der gesundheitliche Aspekt. Da Fahrten mit PKW, LKW, Bus und Bahn immer komfortabler werden, erwarten die Traktorfahrer einen äquivalenten Anstieg des Komforts bei der Nutzung ihres Traktors. Um diese gestiegenen Anforderungen zu erfüllen, ist die Bekämpfung der komfortmindernden Schwingungen an ihrer Entstehungsstelle bzw. das Verhindern ihrer Weiterleitung bis zum Fahrersitz die beste Lösung. Aus diesem Grund

konzentrieren sich die Landmaschinenhersteller mehr und mehr auf verschiedenste sekundäre Federungssysteme, wie z.B. Kabinen- oder Sitzfederungen.

Um schnell auf Änderungen der Marktanforderungen zu reagieren, müssen Produktentwicklungsprozesse so kurz wie möglich gehalten werden. Aus diesem Grund werden Methoden der numerischen Simulation mehr und mehr in die frühe Entwicklungsphase eines neuen Produkts integriert. Die numerische Simulation komfortrelevanter Komponenten, wie beispielsweise sekundärer Federungssysteme, ist eine besondere Herausforderung: Obwohl mit der ISO 2631.1 eine Methode existiert, mit der schwingungsbedingter Diskomfort errechnet werden kann [2], stimmen Berechnungsergebnis und subjektives Urteil nicht immer überein [3, 4, 5]. Da die ISO 2631.1-Bewertungsmethode auf Versuchen mit uniaxialen Sinusschwingungen basiert, führt die Anwendung dieser Methode in Umgebungen mit gleichzeitigen multiaxialen Stimuli zu einer Diskrepanz zwischen subjektiver Wahrnehmung und dem errechneten Diskomfort-Wert. Diese Diskrepanz kann insbesondere bei der Bewertung von Federungssystemen an Land-, Forst- und Baumaschinen auftreten, bei denen der Fahrer typischerweise einer Umgebung mit gleichzeitigen multiaxialen Stimuli ausgesetzt ist.

Für eine bessere Übereinstimmung zwischen dem gültigen Standard und der realen Situation ist eine verbesserte Methode zur Berechnung und Vorhersage des Diskomforts zu entwickeln. Für diesen Zweck muss der Anwender realistischen multi-axialen Schwingungen ausgesetzt werden. Die Realisierung derartiger Untersuchungen in einem realen Fahrzeug ist zeit- und kostenintensiv. Zudem ist es schwierig, die volle Kontrolle und Wiederholbarkeit aller Zustände zu gewährleisten. Um diese Nachteile zu vermeiden, wird mit dem vollständig kontrollierbaren Bewegungssystem RODOS am Fraunhofer ITWM in Kaiserslautern eine geeignete Traktor-Fahrsimulation implementiert. Der Simulator wurde mit einer Serien-Traktorkabine ausgestattet, in der Testfahrer das Verhalten eines neuen Federungssystems in der frühen Entwicklungsphase „erfahren“ und bewerten können. In einem zu Grunde liegenden Mehrkörpermodell des Traktors können Modelländerungen schnell umgesetzt werden, um das Fahrzeugverhalten und die auf den Testfahrer einwirkenden Schwingungen in der Simulatorkabine gezielt zu beeinflussen. Mit Simulatortests, Probandenfeedback und dem Einsatz statistischer Methoden soll eine verbesserte Methode entwickelt werden, um den durch überlagerte multiaxiale Schwingungen resultierenden Diskomfort zu bewerten.

In diesem Bericht wird kurz auf die Definition von Komfort und Diskomfort eingegangen, gefolgt von einer Analyse der Bewertungsmethodik gemäß ISO 2631.1, einer Beschreibung der

Simulationsumgebung zur bewertenden Fahrsimulation und einem kurzen Blick auf die Methoden zur Entwicklung eines verbesserten Diskomfort-Bewertungs-Algorithmus<sup>4</sup>.

## 2. Komfort vs. Diskomfort

Zunächst stellt sich die Frage, was unter den Begrifflichkeiten Komfort und Diskomfort zu verstehen ist. Nach HERTZBERG [6] manifestiert sich Komfort in der bloßen Abwesenheit von Diskomfort (siehe Bild 1 links). ZHANG, HELANDER UND DRURY [7] zeigten, dass Komfort und Diskomfort besser als zweidimensionales Konstrukt aufzufassen sind, in dem Komfort und Diskomfort zwei unabhängige Größen darstellen, die als orthogonale Achsen aufgefasst werden können (siehe Bild 1 rechts). Die Dimension des Diskomforts wird mit dem Unangenehmen verbunden, beispielsweise mit störenden Einflüssen wie Lärm, Schwingungen oder Geruch. Hinter dem Begriff Komfort steht der Aspekt der Ästhetik, sodass z.B. ein schöner Traktor den Komfort erhöhen kann. Im allgemeinen Sprachgebrauch hat sich eher die Definition nach Hertzberg durchgesetzt. In diesem Bericht ist es ähnlich: Es geht es um die Beurteilung des Diskomforts, der in Form von Ganzkörperschwingungen beim Traktorfahren auf den Fahrer einwirkt. Wenn von Komfortbewertung die Rede ist, ist eigentlich der Diskomfort gemeint.

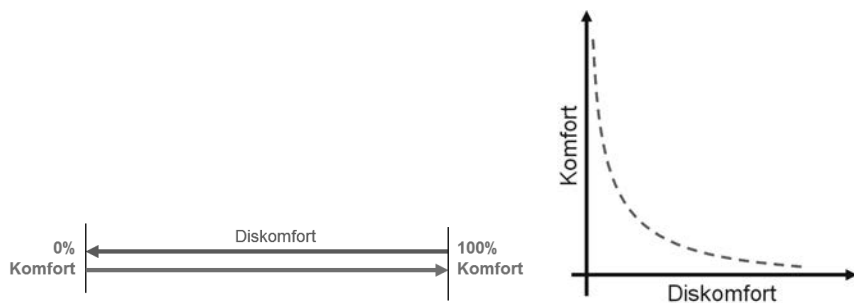


Bild 1: Komfort und Diskomfort eindimensional nach [6], zweidimensional nach [7]

## 2. (Dis-)Komfortbewertung gemäß ISO 2631.1

Durch Ganzkörperschwingungen hervorgerufener Diskomfort wurde von zahlreichen Wissenschaftlern untersucht [3, 4, 5, 8]. Der Konsens ist, dass der wahrgenommene Wert von der Amplitude, der Frequenz, der Richtung und der Dauer des einwirkenden Stimulus<sup>4</sup> abhängt. Es wurden unterschiedliche Methoden entwickelt, um diese vier Größen in geeigneter Weise zu kombinieren. Sie sind Gegenstand nationaler und internationaler Standards [2, 9].

Die wohl bekannteste Komfortbewertungsmethode ist der vereinfachte Ansatz in der ISO 2631.1, der die Verwendung frequenzgewichteter Beschleunigungs-effektivwerte der Sitzfläche in der longitudinalen, lateralen und vertikalen Richtung vorschlägt [2]. Die vollumfängliche Bewertungsmethodik nach ISO 2631.1 berücksichtigt weitere Freiheitsgrade und Auswertungspunkte: Drei translatorische Beschleunigungen der Rückenlehne, drei translatorische und drei rotatorische Beschleunigungen der Sitzoberfläche sowie drei translatorische Beschleunigungen am Fußboden.

In den meisten Fällen genügt eine Berücksichtigung der drei translatorischen Richtungen auf der Sitzoberfläche gemäß Bild 2 [2, 3]. Die in allen drei Richtungen gemessenen Beschleunigungen werden frequenzgewichtet und bandpassgefiltert (0.5 Hz bis 80 Hz), bevor die Effektivwerte (Random Mean Square = RMS) gebildet werden. Die RMS-Werte werden mit individuellen Gewichtungsfaktoren  $k_j$  für die  $j$  Richtungen multipliziert und anschließend durch Bildung der Vektorsumme zu einem skalaren Wert zusammengefasst. Der so ermittelte Wert soll den empfundenen Diskomfort wiedergeben.

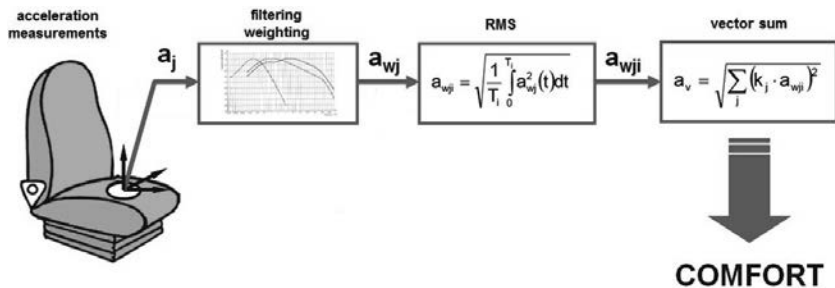


Bild 2: Vereinfachte Bewertungsmethode nach ISO 2631.1

Die  $k_j$ -Faktoren für die Sitzoberfläche lauten nach ISO 2631.1 für die x-, y- und z- Richtung 1.0, 1.0 und 1.0 bzw. 1.4, 1.4 und 1.0, falls die Beschleunigungen an der Rückenlehne in der Berechnung nicht berücksichtigt werden [2]. Gemäß [3, 4] führt diese Annahme bei multiaxialer Schwingungsbelastung, wie z.B. beim Traktorfahren, zu falschen Diskomfort-Werten [3, 4]. Die  $k_j$ -Faktoren der ISO 2631.1 beziehen sich auf Versuche in einer künstlichen Laborumgebung mit lediglich uniaxialen Stimuli. [3, 4] zeigen in ihren Versuchen mit multiaxialen Schwingungen, dass durch die k-Faktoren im Algorithmus gemäß ISO 2631.1 Schwingungen in longitudinaler und lateraler Richtung unterschätzt werden.



Für eine bessere Übereinstimmung des realen subjektiven Empfindens mit dem errechneten Diskomfort-Wert, ist die bestehende ISO 2631.1-Rechenvorschrift zu verbessern. Da Versuche mit realen Prototypen zeit- und kostenintensiv sind, werden die Studien in einer Human-in-the-Loop-Simulationsumgebung durchgeführt.

### 3. RODOS-Simulationsumgebung

Wie in [10] und [11] beschrieben wird, basiert RODOS auf einem massiv gestalteten Industrieroboter. Mithilfe einer Leichtgewicht-Flanschkonstruktion wird eine Traktorserienkabine mit dem Roboter verbunden. Das Bewegungssystem mit serieller Kinematik unterstützt eine Frequenzbandbreite bis zu 20 Hz für translatorische und rotatorische Bewegungen. In Abhängigkeit der Filtereinstellungen beträgt die Verzögerung auf dem Signalpfad Fahrer-Eingabe / generierte Bewegung des Roboters weniger als 80 ms.

Die Simulator-Kabine besitzt die originalen Kabinenschnittstellen, wie Sitz, Lenkrad, Pedale und Command-Arm. Darüber hinaus wurde sie mit zusätzlichen Lautsprechern für eine Audio-Simulation und elektrischen Shakern für höherfrequente Schwingungen zwischen 5 Hz und 200 Hz ausgestattet.

Bild 3 zeigt die schematische Darstellung der Traktorsimulation. Die Fahrersignale werden einem Simulationsmodell übergeben, das auf einer Echtzeitplattform ausgeführt wird. Mithilfe der Ausgangsgrößen des Fahrzeugmodells - translatorische Kabinenbeschleunigungen, Drehwinkel und Winkelgeschwindigkeiten - wird mit dem Roboter ein Bewegungsfeedback erzeugt. Ziel ist es, die gleiche Bewegung in der Simulatorkabine wie im dahinterliegenden Modell zu generieren. Aufgrund von Einschränkungen des Bewegungsraums des Simulators kann die Bewegung nicht identisch mit der Fahrzeugbewegung sein. Sie muss in geeigneter Weise reduziert werden.

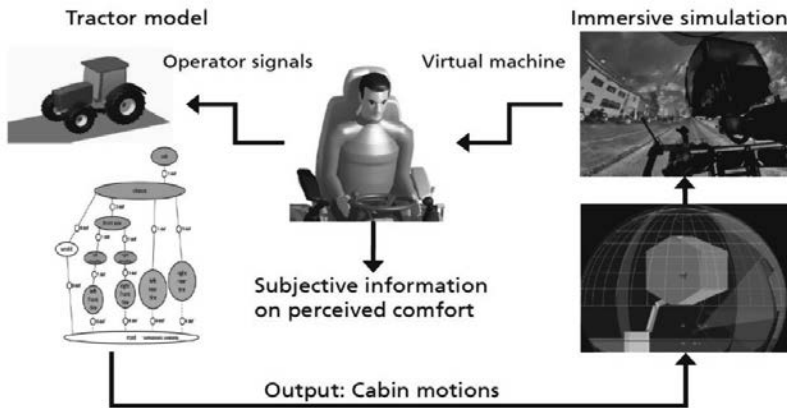


Bild 3: Schematische Darstellung der Rapid-Prototyping Plattform RODOS

Das visuelle Feedback wird durch die Projektion einer virtuellen Szenerie auf eine Kuppel mit einem Durchmesser von 10 m realisiert. Der große Sichtabstand und das realistische Umgebungsmodell ermöglichen einen hohen Immersionsgrad. Das Umgebungsmodell basiert auf hochgenauen 3D-Laserscans realer Teststrecken. Die georeferenzierten Punktwolke-Daten werden sowohl für das Reifen-Boden-Modell als auch für die Echtzeit-Visualisierung verwendet.

Das zugrunde liegende Mehrkörpermodell des simulierten Traktors wird in Bild 4 links gezeigt. Es besteht im Wesentlichen aus einem Kabinenkörper, einem Chassiskörper, einem Vorderachskörper, zwei Achsschenkelkörpern und vier Reifenelementen. Dieses Beispiel zeigt nur einen Freiheitsgrad zwischen der Kabine und dem Chassis, repräsentiert eine idealisierte Nickkabinenfederung. Durch Parametervariation kann ein unterschiedliches Verhalten der Kabinenfederung herbeigeführt werden. Weiterhin können wie im Bild 4 rechts dargestellt durch grundlegende Änderungen des MKS-Modells vollkommen neue Kinematiken realisiert und in der Echtzeitumgebung untersucht werden.

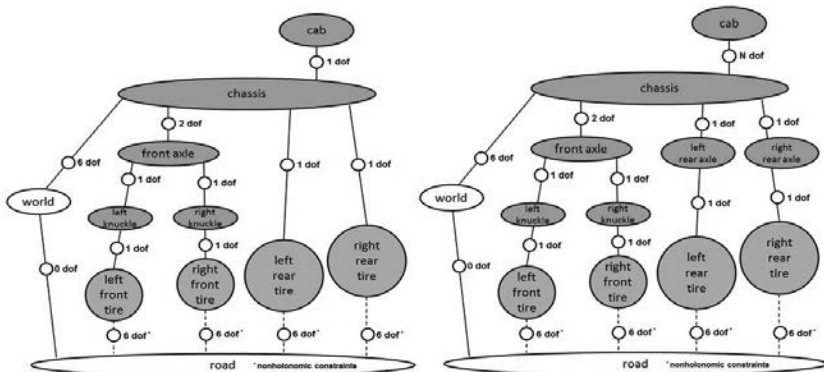


Bild 4: Mehrkörper-Modell (links) und modifiziertes Mehrkörper-Modell (rechts)

Im Hinblick auf den geforderten Frequenzbereich von 0.5 Hz bis 80 Hz gemäß der Bewertungsmethode nach ISO 2631.1 wurde die Performance des Bewegungssystems analysiert. Es wurden Testfahrten über einen Feldweg durchgeführt, um mithilfe einer inertialen Messeinheit am Boden einer Traktorkabine Beschleunigungsdaten zu sammeln. Diese Daten wurden als Eingangsdaten (Sollsignale) für das Simulatorsystem verwendet. Eine weitere inertielle Messeinheit wurde an der gleichen Stelle in der Simulatorkabine installiert.

Bild 5 links zeigt den Zeitverlauf der vertikalen Beschleunigung am Kabinenboden bei einer gefahrenen Geschwindigkeit von 30 km/h. Im Allgemeinen ist eine gute Übereinstimmung zwischen Soll- und Ist-Werten mit einem Kreuzkorrelationskoeffizienten von 0.89 und einer Verzögerung von etwa 80 ms zu beobachten.

Bild 5 rechts zeigt das zugehörige Amplitudenspektrum. Wie im Zeitbereich zeigt sich auch im Bildbereich eine gute generelle Übereinstimmung zwischen Sollwerten und gemessenen Beschleunigungswerten.

Erfahrene Testfahrer, die bei diesen Tests in der RODOS-Kabine mitgefahren sind, konnten kleine Änderungen an den Sollwerten gut wahrnehmen. Testfahrer, die mit der realen Teststrecke vertraut sind, konnten auch ohne Visualisierung das Verhalten des Traktors wiedererkennen.

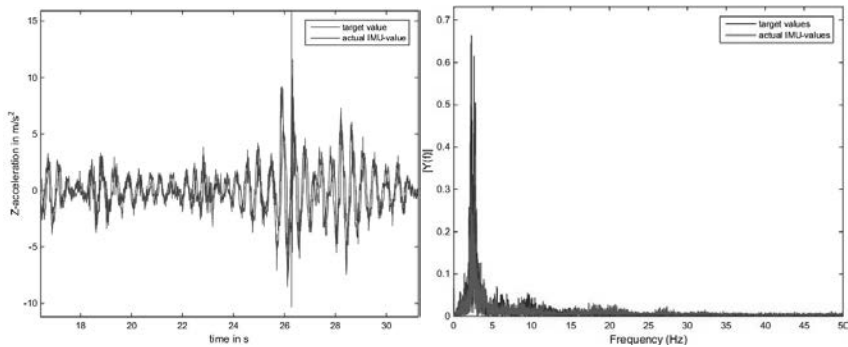


Bild 5: Z-Beschleunigung im Zeit- (links) und im Bildbereich (rechts) bei 30 km/h

#### 4. Entwicklung einer verbesserten Komfortbewertungsmethodik

MARJANEN nutzte unter anderem die Brute-Force-Methode und die multiple lineare Regression, um ein verbessertes mathematisches Modell zur Komfortbeurteilung zu entwickeln. Mit beiden Methoden fand er heraus, dass eine alleinige Berücksichtigung der drei translatorischen Beschleunigungen auf der Sitzoberfläche (=unabhängige Variable) zur besten Übereinstimmung mit dem subjektiv wahrgenommenen Komfort (=abhängige Variable) führt, wenn die k-Faktoren 2.7, 1.8 und 1.0 für die x-, y- und z-Richtung verwendet werden. Alle anderen Kombinationen, die auch weitere unabhängige Variable berücksichtigten, zeigten eine geringere Korrelation [3]. Daher werden im ersten Schritt in den durchzuführenden Simulatorexperimenten nur die drei translatorischen Beschleunigungen auf der Sitzoberfläche berücksichtigt. Für diesen Zweck wurde die Simulatorkabine mit einem Seatpad ausgerüstet, das die drei translatorischen Beschleunigungen misst.

#### Experimentelle Versuchsplanung

Jede der drei unabhängigen Variablen oder Prädiktoren kann eine Anzahl  $K$  unterschiedlicher Werte, bzw. gewichteter RMS-Beschleunigungswerte, annehmen, sodass in Summe  $3^K$  verschiedene Kombinationen getestet werden können. Die  $K$  Ausprägungen der 3 Prädiktoren werden durch Verstärkungs- oder Verminderungsfaktoren realisiert. Um Ausreißer auszuschließen, werden insgesamt drei Wiederholungen dieser  $3^K$  Kombinationen durchgeführt, sodass jeder Proband  $3^{K+1}$  Kombinationen erfahren muss. Um Ermüdungs- und Gewöhnungseffekte zu reduzieren, werden die Kombinationen jedes Satzes in einer zufälligen Reihenfolge präsentiert [3, 4].

## Statistische Methoden

Die Methode der multiplen linearen Regression soll verwendet werden, um eine verbesserte Diskomfort-Berechnungs-Methodik für eine Traktorumgebung zu entwickeln. Die Gleichungen (1) und (2) werden von MARJANEN in gleicher Weise verwendet [3]. Gleichung (2) repräsentiert die aktuelle Bewertungsmethodik nach ISO 2631.1, während Gleichung (3) zusätzlich Interaktionseffekte der translatorischen Beschleunigungen betrachtet. Diejenige Methode, die den größten Determinationskoeffizienten  $R^2$  liefert, soll als verbesserte Diskomfort-bewertungsmethode verwendet werden.

$$Y_{ia} = b_0 + b_1 \cdot X_{i1} + b_2 \cdot X_{i2} + b_3 \cdot X_{i3} \quad (1)$$

$$Y_{ib} = b_0 + b_1 \cdot X_{i1}^2 + b_2 \cdot X_{i2}^2 + b_3 \cdot X_{i3}^2 \quad (2)$$

$$Y_{ic} = Y_{ib} + b_4 \cdot X_{i1} \cdot X_{i2} + b_5 \cdot X_{i1} \cdot X_{i3} + b_6 \cdot X_{i2} \cdot X_{i3} + b_7 \cdot X_{i1} \cdot X_{i2} \cdot X_{i3} \quad (3)$$

In einem zweiten Schritt ist das ermittelte Modell zu verifizieren. Dies soll entweder mithilfe der beschriebenen Simulationsumgebung und/oder einem realen Traktor geschehen.

## 5. Zusammenfassung

Die Schwachstellen der gängigen Diskomfort-Bewertungsmethode nach ISO 2631.1 wurden identifiziert. Nach [3, 4, 5] sollten in der Traktorumgebung veränderte k-Faktoren oder eine gänzlich modifizierte Methodik verwendet werden, um eine bessere Übereinstimmung zwischen dem subjektiv empfundenen Diskomfort und dem errechneten Diskomfort-Index zu erhalten. Für diesen Zweck wurde eine komplette interaktive Traktor-Fahrsimulation etabliert. Die Simulationsumgebung bietet vollen Zugriff auf alle Zustände, sodass eine Parametervariation in den durchzuführenden Studien in einfacher Weise durchführbar ist. Die Ergebnisse der Simulator-tests werden unterschiedlichen multiplen Regressionsmodellen zugänglich gemacht, um eine verbesserte Methodik für die Diskomfortbewertung zu ermitteln.

Die unmittelbaren nächsten Schritte sind die erwähnten Studien mit Probanden. Zukünftige Schritte beinhalten die Bewertung verschiedener Federungssysteme in der frühen Produktentwicklungsphase, um teure und aufwendige Tests mit realen Prototypen zu vermeiden.

## 6. Literaturangaben

- [1] –,: Directive 2002/44/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002 on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration) (sixteenth individual Directive within the meaning of Article 16(1) of Directive 89/391/EEC).
- [2] –,: International Organization for Standardization: Mechanical vibration and shock: Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: general requirements. International Standard, ISO 2631-1, Second edition 1997-05-01, 1997.
- [3] Marjanen, Y.: Validation and improvement of the ISO 2631-1 (1997) standard method for evaluating discomfort from whole-body vibration in a multi-axis environment, Dissertation, Loughborough University, 2010.
- [4] Mansfield, N.J.; Maeda, S.: Subjective ratings of whole-body vibration for single- and multi-axis motion. *Journal of the Acoustical Society of America*, 130 (6), pp. 3723-3728, 2011.
- [5] Griefahn, B.; Brode, P.: The significance of lateral whole-body vibrations related to separately and simultaneously applied vertical motions - A validation study of ISO 2631, *Applied Ergonomics* 30, 505-513, 1999.
- [6] Hertzberg, H.T.E. Annotated Bibliography of applied physical anthropology in human engineering, Report No. WADC-TR-56-30, Wright-Patterson Air Force Base. OH: Aero-Medical library, 1958.
- [7] Zhang, L.; Helander, M.G.; Drury, C.G.: Identifying factors of comfort and discomfort in sitting. *Human Factors*, 1996.
- [8] Griffin, M.J.: *Handbook of Human Vibration*, London, 1990.
- [9] –,: British Standards Institution: Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock, British Standard, BS 6841, 1987.
- [10] Kleer, M. et al.: Driving simulations for commercial vehicles- A technical overview of a robot based approach, In S. Espié, A. Kemeny and F. Mérienne, editors, *Proceedings of the driving simulation conference Europe*, pages 223-232, Paris, 2012.
- [11] Kleer, M. et al.: Konzeption eines Fahrsimulators für die Nutzfahrzeugindustrie auf Basis eines Industrieroboters, In K. Berns, C. Schindler, K. Dreßler, B. Jörg, R. Kalmar and G. Zoylinski, editors, *Proceedings of the 2<sup>nd</sup> commercial vehicle technology symposium*, pages 49-58, Kaiserslautern, 2012.

## ISO 7096:2000 – Sitze in Erdbaumaschinen

### Das Laborprüfverfahren für Führersitze in der Praxis

Dipl.-Ing. **Lutz Meyer**, Dipl.-Ing. **Henning Meyer**,  
ISRINGHAUSEN GmbH & Co. KG, Lemgo

#### Abstract

The ISO 7096:2000 [1] had been revised end of the last century and is widely in use to develop and to test seats for construction equipment. 20 years have passed by since the time the data for this revision had been generated. Earth moving machines as well as the seats used within those have changed since then. Beside technical changes on those machines covered by the ISO 7096:2000, it has to be checked, whether other machine types should be covered also. On the seat side we have now adjustable dampers and integrated height adjustments in use. Driver weight is up to 120kg (95. Percentile), sometimes up to 150kg and consoles of significant weight are mounted on the suspended part of the seat.

In this presentation a practical introduction in the laboratory test procedure ISO 7096:2000 is given especially in view to the aspects mentioned above. Measurements of the SEAT (Seat Effective Amplitude Transmissibility) and the suspension stroke for different machine classes and for standard driver weights (52-55kg and 98-103kg) and heavier test persons up to 150kg are shown, whereby the influence of an adjustable damper and an integrated height adjustment is taken into account also.

Bottoming out due to higher suspended masses and the practicability of the damping test (ISO 7096:2000) is examined.

Information are provided which have to be considered in the ISO 7096:2000 laboratory test of seats, especially with new features, and which are also helpful while measuring vibration exposure in the machine and which are important for a future revision from the viewpoint of a seat manufacturer.

## 1. Einleitung

Die ISO 7096:2000 ist ein Laborprüfverfahren für Führersitze in Erdbaumaschinen. In der zurzeit aktuellen Version sind 9 verschiedene Anregungen für die Klassen EM1 bis EM9 definiert, wobei die Sitze jeweils Schwingungstests mit 2 Personengewichten (52-55kg und 98-103kg) und einem Dämpfungstest unterzogen werden. Die zu prüfende Position ist bezüglich einer in das Federsystem integrierten Höheneinstellung definiert (unterste Einstellung mit vollem Schwinghub nach Herstellerangaben), wobei es keine Festlegung bezüglich der Dämpfereinstellung bei Vorhandensein einer solchen gibt. Der Dämpfungstest wird mit einer Masse von 75kg auf dem Sitzpolster durchgeführt, was in etwa der schweren Versuchsperson entspricht.

Aus einer Studie der BG für Fahrzeughaltungen ist ersichtlich, dass im Bereich der Berufskraftfahrer (Reisebusse und Lastkraftwagen) ein Testpersonengewicht von ca. 100kg nicht die Realität nach oben hin abdeckt [2]. Sitze im Agrarbereich haben schon immer die Forderung nach einer Mindesttraglast von 120kg Fahrergewicht [3], was in etwa dem 95. Perzentil der Berufskraftfahrer entspricht. Bei Erdbaumaschinen liegt das 95. Perzentil weltweit bei eher 114kg als bei den 100kg der ISO 7096, das 5. Perzentil stimmt in etwa, wenn man die Gewichte DIN EN ISO 3411:2007 zu Grunde legt [4].

Als Sitzhersteller haben wir uns, gerade auch im Blick auf die anstehende Revision der ISO 7096:2000 die Aufgabe gestellt, das Prüfverfahren hinsichtlich höherer Fahrergewichte (95. Perzentil und darüber hinaus) und einstellbarer Vertikalstoßdämpfung sowohl bezüglich der Schwingungsprüfung als auch des Dämpfungstests zu untersuchen. Hierzu werden im Folgenden Ergebnisse vorgestellt und diskutiert. Es geht bei dieser Untersuchung nicht um die Beurteilung eines einzelnen Sitztyps, sondern um die Darstellung der Auswirkungen heute vorhandener Sitzeinstellmöglichkeiten und deren Auswirkung auf die ISO 7096:2000, auch und insbesondere im Blick auf die anstehende Revision.

## 2. Schwingungsprüfung mit erhöhten Fahrergewichten und einstellbarer Dämpfung

Die Schwingungsanregungen der ISO 7096:2000 sind in 9 verschiedene Klassen eingeteilt (EM1 bis EM9). Bei den Messungen wurden die Klassen EM1, EM3 und EM6 ausgewählt. Die EM1 (Muldenkipper) und die EM3 (Radlader) als Beispiele tieffrequenter Anregungen mit großer Amplitude, die EM6 (Kettenraupen und Lader) als Beispiel hochfrequenter Anregung mit kleinerer Amplitude. Die Prüfungen wurden mit Personengewichten von 53kg, 77kg, 100kg, 120kg und 150kg durchgeführt, wobei die 120kg in die Richtung des 95. Perzentil der Population der Maschinennutzer geht, die auch in der Basisprüfnorm empfohlen wird [5].





Bild 1: Schwingungsprüfstand ISRINGHAUSEN Mess- und Prüflabor

Die 150kg Person wurde in die Untersuchungen integriert, um zu prüfen, ob es bei Fahrergewichten deutlich über das 95. Perzentil hinaus zu unerwarteten Problemen kommt. Für die Untersuchungen wurde ein luftgefedertes Sitz mit einstellbarer Vertikaldämpfung und integrierter Höheneinstellung eingesetzt. Die Einstellung der eingesetzten Vertikaldämpfung ist stufenlos und das Verhältnis der Kräfte harter zu weicher Einstellung liegt etwa bei Faktor 6 (Weiche Einstellung 130N/200N und harte Einstellung 740N/1350N jeweils Zug-/Druckkräfte bei gleicher Prüfgeschwindigkeit),

was einen sehr großen Variationsbereich für die Vertikaldämpfung bedeutet. Die Druckkräfte sind für diesen Einsatzfall zur Vermeidung von Anschlägen am unteren Endanschlag des Schwingweges höher als die Zugkräfte ausgelegt. In einer ersten Messreihe wurde der Einfluss der Dämpfereinstellung und des Fahrergewichts auf den SEAT-Faktor ermittelt. Gleichzeitig wurden die Schwingwege am Federsystem erfasst. Die Höheneinstellung wurde entgegen der ISO 7096:2000 auf Mittelposition eingestellt, so dass selbst bei der 150kg Versuchsperson ausreichend freier Schwingweg (ohne Kontakt zu den elastischen Endanschlägen des Federsystems) zur Verfügung stand. In Diagramm 1 sind die SEAT-Faktoren bei der Prüfung gemäß EM1 über dem Fahrergewicht dargestellt, in Diagramm 2 bei der Prüfung gemäß EM3 und in Diagramm 3 gemäß EM6. Der SEAT-Faktor ist das Verhältnis der frequenzbewerteten Effektivbeschleunigungen auf dem Sitz (unter dem Gesäß des Fahrers – Einleitungsstelle in die Wirbelsäule) und unter dem Sitz (an der Sitzmontagestelle). Dieser SEAT-Faktor gibt an, wie die in den Sitz eingeleiteten Schwingungen an den Fahrer unter Berücksichtigung der Frequenzbewertung nach ISO 2631-1 weitergegeben werden [6].

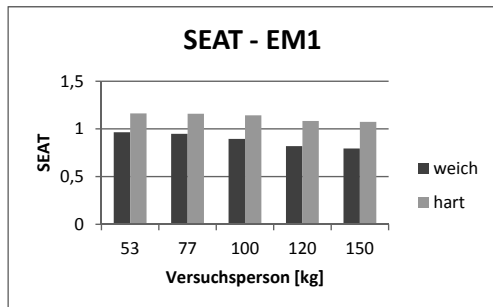


Diagramm 1: SEAT-Faktoren EM1 – weiche/harte Dämpfereinstellung

Forderung nach ISO 7096:2000: SEAT &lt; 1,1

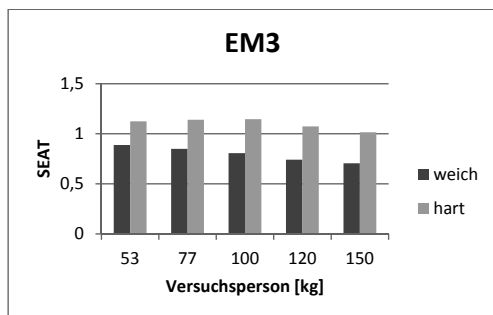


Diagramm 2: SEAT-Faktoren EM3 – weiche/harte Dämpfereinstellung

Forderung nach ISO 7096:2000: SEAT &lt; 1,0

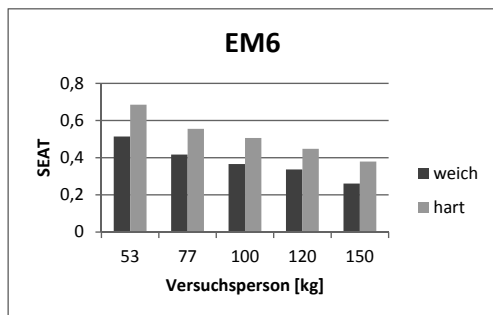


Diagramm 3: SEAT-Faktoren EM6 – weiche/harte Dämpfereinstellung

Forderung nach ISO 7096:2000: SEAT &lt; 0,7

Eine härtere Dämpfereinstellung führt zu einer Erhöhung des SEAT-Faktors, in den Klassen EM1 und EM3 teilweise geringfügig über den jeweiligen Grenzwert hinaus. Gleichzeitig reduzieren sich die Gesamtschwingwege (Differenz der maximalen Federwege nach oben und nach unten aus der Schwingmittellage) deutlich, was für die Klassen EM1 und EM3 in den Diagrammen 4 und 5 dargestellt ist. (Bei der EM6 liegen die Schwingwege immer kleiner 20mm und werden hier nicht weiter betrachtet).

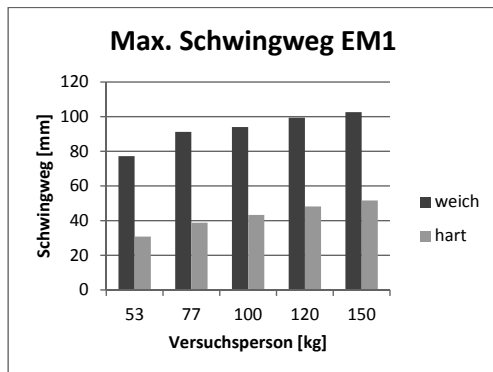


Diagramm 4: Maximale Schwingwege EM1 – weiche und harte Dämpfereinstellung

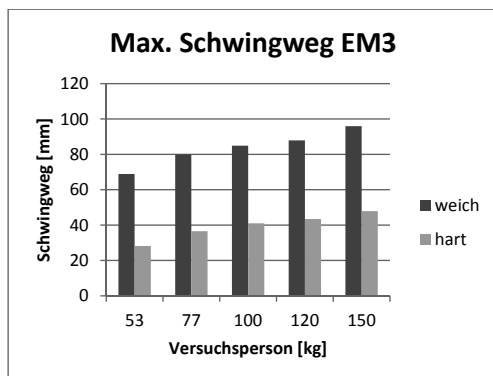


Diagramm 5: Maximale Schwingwege EM3 – weiche und harte Dämpfereinstellung

Bei weicher Dämpfereinstellung werden bei dem 120kg-Fahrer Schwingwege von bis zu 100mm gemessen. Bei Einstellung des Sitzes auf die unterste Position der integrierten Hö-

heneinstellung treten bei den schwereren Versuchspersonen und weicher Dämpfereinstellung) spürbare Kontakte mit den unteren Endanschlägen auf. Nominelle Schwingwege liegen bei Baumaschinensitzen um die  $\pm 40\text{--}50\text{ mm}$ . Bei in das Federsystem integrierter SitzhöhenEinstellung vergrößert diese Funktion den potentiellen Schwingweg, wenn keine mitfahrenden Anschläge verbaut sind. Der nominelle Schwingweg setzt sich aus freiem Schwingweg und dem zusätzlichen Weg zusammen, um welchen ein Endanschlagpuffer zusammen gedrückt werden kann. Dieser Weganteil „in den Anschlagpuffer hinein“ kann durchaus 20 mm und mehr betragen, was aber durch die Reduzierung des freien Schwingwegs Auswirkungen auf den SEAT-Faktor hat und weiter unten untersucht und diskutiert wird.

Hinweis für die Messpraxis: Treten in der Praxis Endanschläge auf, wird ein geschulter Fahrer seine Fahr- bzw. Arbeitsweise ändern oder seinen Fahrersitz anders einstellen. Hier bietet sich ihm die Möglichkeit entweder die SitzhöhenEinstellung auf eine höhere Position einzustellen, um ausreichend freien Schwingweg zu erhalten oder er wird eine härtere Einstellung des Dämpfers vornehmen, welche die Schwingwege auf ein entsprechendes geringeres Maß reduzieren. Bei Messungen an Maschinen zur Beurteilung des Arbeitsplatzes hinsichtlich Ganzkörperschwingungen ist daher zwingend auf eine korrekte, den Arbeits- und Fahrbedingungen angepasste Sitzeinstellung zu achten. Wir empfehlen in jedem Fall die gleichzeitige Erfassung des Federweges und der Beschleunigungsdaten an der Sitzbasis und auf dem Sitz, sowie die Speicherung der Zeitsignale mit mindestens 200 Hz Abtastrate. Bei ausschließlicher Ermittlung und Speicherung der Mittelwerte der bewerteten Beschleunigungen unter und auf dem Sitz besteht später nur sehr eingeschränkt die Möglichkeit, Ursachen für unerwartete Messergebnisse zu finden. Werden die Mittelwerte nur auf dem Sitz und nicht auch unter den Sitz erfasst, besteht faktisch keine Möglichkeit Ursachenforschung zu betreiben.

Bei Laborversuchen, wie hier bei der ISO 7096:2000, aber auch bei Messungen in Maschinen kann in einfacher Weise ein Seilwegsensor die Schwingwege erfassen. Die Wegmessung bietet die Möglichkeit, vor, während und nach der Messung die eingestellte Schwingposition zu kontrollieren. Undichtigkeiten bei pneumatisch gefederten Sitzen, Verstellung der Höhe während der Messdauer (zum Beispiel durch thermische Effekte bei geschlossenen Luftfedersystemen) oder mögliche Defekte an der Federung können erkannt und es kann sofort korrigierend eingegriffen werden. Insbesondere bei Messungen auf Maschinen empfiehlt sich die sofortige Kontrolle der Messungen, auch zwischen einzelnen Messfahrten. Werden Messfehler, Fehleinstellungen des Sitzes oder Defekte am Sitz erst später erkannt, sind die Messungen unter Umständen nicht verwertbar und es entsteht unnötiger zusätzlicher Aufwand bei einer ohnehin kostenintensiven Aufgabenstellung. Wir empfehlen vor Ort

die Analyse der Daten mit Berechnung der Sitzübertragungsfunktion. Kenntnisse über Schwingensitze und ihrer Einstellmöglichkeiten, sowie Erfahrung in der Interpretation von Schwingungsmessungen, sind unserer Auffassung nach hier eine Grundvoraussetzung.

### 3. Schwingungsprüfung mit stufenlos einstellbarer Vertikaldämpfung

Die Auswirkungen einer variablen Dämpfereinstellung auf den SEAT-Faktor und auf die Schwingwege wurden neben harter und weicher Einstellung auch bei einer mittleren Dämpfereinstellung und zusätzlich bei festgesetztem Federsystem gemessen. Für die beiden Versuchspersonen der ISO 7096:2000 (53kg-Person und 100kg-Person) sind die Ergebnisse für die Maschinenklasse EM3 dargestellt.

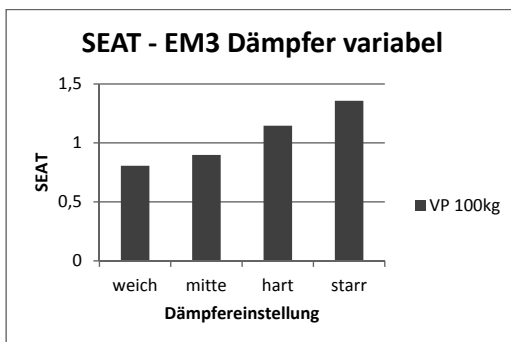


Diagramm 6: EM3 – SEAT bei variabler Dämpfereinstellung 100kg-Versuchsperson

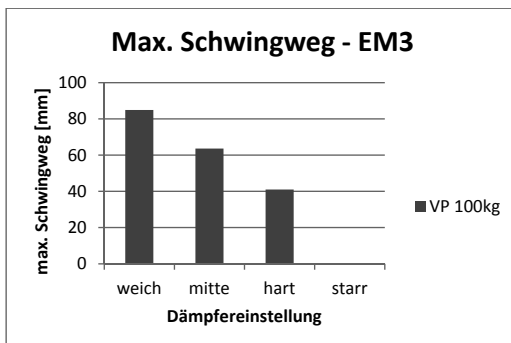


Diagramm 7: EM3 – Schwingwege bei variabler Dämpfereinstellung 100kg-Versuchsperson

Eine mittlere Dämpfereinstellung bietet dem 100kg-Fahrer die Möglichkeit der deutlichen Reduzierung der Schwingwege gegenüber der weichen Einstellung bei deutlich besserem SEAT-Faktor gegenüber der harten Dämpfereinstellung. Die Messung mit starrem Schwingensystem wurde aufgenommen, um zu zeigen, dass ein sogenannter statischer Sitz - ein Polstersitz ohne Schwingensystem - die Schwingungen nicht 1:1 an den Fahrer weitergibt, sondern durch die Charakteristik des Polster im Zusammenwirken mit der Frequenzbewertung der Schwingungseinwirkung auf den sitzenden Menschen (ISO 2631 Teil 1 [6]) die in den Sitz eingeleiteten Schwingungen deutlich verstärkt (hier ca. 35%). Zudem werden Stöße ungehindert weitergegeben. Eine variable Dämpfereinstellung bietet somit insbesondere den schweren Fahrern eine gute Möglichkeit der Anpassung – nicht nur an das eigene Fahrergewicht.

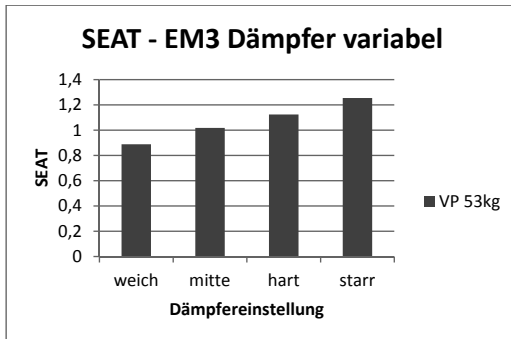


Diagramm 6: EM3 – SEAT bei variabler Dämpfereinstellung 53kg-Versuchsperson

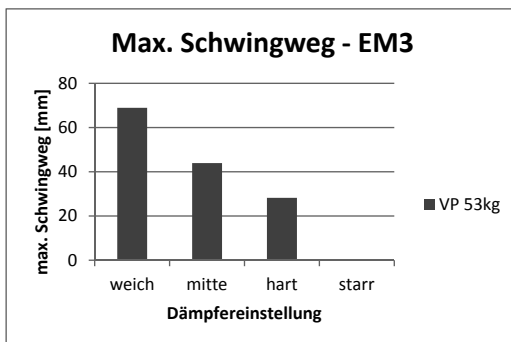


Diagramm 7: EM3 – Schwingwege bei variabler Dämpfereinstellung 53kg-Versuchsperson

Bei leichten Fahrergewichten sind die Schwingwege erwartungsgemäß geringer. Eine harte Dämpfereinstellung blockiert das Federsystem bereits fast vollständig.

### 3. SEAT-Faktor versus Endanschläge

Um aufzuzeigen, welchen Einfluss Endanschläge auf den SEAT-Faktor haben, wurden die Messungen der Klasse EM1 in unterster Höheneinstellung wiederholt. Für die Messungen wurde ein typischer Schwingweg von 40mm nach unten eingestellt. Der freie Schwingweg (bis zur Berührung des Anschlagpuffers) betrug 28mm. Bis zum nominellen Einfederweg von 40mm wird der Anschlagpuffer um 12mm komprimiert.

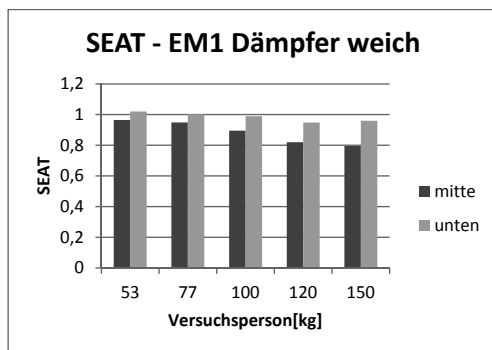


Diagramm 8: EM1 – Einfluss freier Schwingweg auf den SEAT-Faktor

In Diagramm 8 ist deutlich erkennbar, dass sich Berührungen der Endanschlagpuffer bei der Schwingungsprüfung negativ auf den SEAT auswirken.

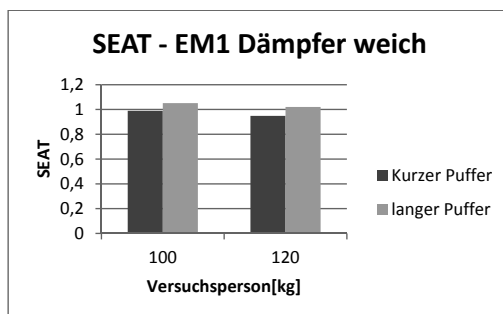


Diagramm 8: EM1 – Variation des freien Schwingweges (28mm / 21mm)

Je größer das Gewicht der Versuchspersonen, desto größer der Einfluss. Leichte Fahrer erfahren Endanschläge seltener und weniger intensiv. Der genannte Effekt wird noch durch den Einbau längerer Endanschlagpuffer verstärkt. Die zweite eingesetzte Bauform hat lediglich 21mm freien Schwinghub zur Verfügung.

Zur Erfüllung der Schwingungsprüfung der ISO 7096:2000 ist es demnach vorteilhaft, möglichst kurze Endanschläge einzusetzen, um diese bei der Prüfung nicht zu berühren und so einem möglichst großen freien Schwinghub zur Verfügung zu stellen. Dies kann bei der Auslegung der Sitze auf Grund begrenzten Bauraumes zu kurzen und relativ harten Endanschlagpuffern führen.

Um ein hartes Durchschlagen von Sitzen im Praxiseinsatz bei entsprechend harten Bedingungen zu verhindern, sollte ein solches Durchschlagen möglichst nicht unvermittelt auftreten, sondern sich „ankündigen“. Der Fahrer sollte, wie auch das Forschungsvorhaben TESTOP [7] gezeigt hat, vorgewarnt werden, zum Beispiel durch einen frühzeitigen Kontakt mit einem progressiv einsetzenden Endanschlag. Bei steigenden Schwingamplituden sollte die Kraft eines Endanschlages nicht plötzlich extrem ansteigen.

Wird dieser Aspekt durch den Dämpfungstest der ISO 7096:2000 hinreichend berücksichtigt?

#### **4. Dämpfungstest mit verschiedenen Massen**

Beim Dämpfungstest der ISO 7096:2000 wird der Sitz mit 75kg Masse belastet, was in etwa der 100kg schweren Versuchsperson entspricht. Nach Ermittlung der sich dann ergebenden Resonanzfrequenz wird mit genau dieser Frequenz die Aufspannfläche des Sitzes mit einem Sinus-Wegsignal angeregt. Die Amplitude (Spitze-Spitze) wird auf 40% des Gesamtschwingweges des Sitzes (laut Herstellerangaben) eingestellt. In der ISO 7096:2000 ist ein Grenzwert der Verstärkung der Schwingung bei dieser Resonanzfrequenz von 1,5 bzw. 2,0 angegeben (z. Bsp. für EM1 und EM3 beträgt dieser Grenzwert 1,5).

Insbesondere um höhere Fahrergewichte im Dämpfungstest zu berücksichtigen, wurden sowohl mit der definierten Masse von 75kg als auch mit Massen entsprechend der Versuchspersonen von 53kg bis 150kg Dämpfungstests in unterster Höheneinstellung durchgeführt.

Die Ergebnisse in Diagramm 8 zeigen, dass selbst bei weicher Einstellung und einem Fahrergewicht von 150kg der Grenzwert von 1,5 im Dämpfungstest eingehalten wird, obwohl es bei den Messungen des SEAT nach EM3 bzw. EM1 bereits mit der 120kg Versuchsperson zu Berührungen mit dem Endanschlagpuffer kommt.



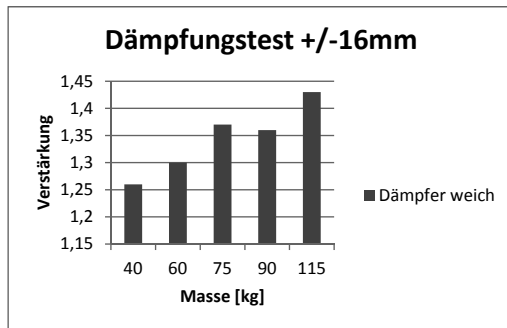


Diagramm 8: Dämpfungstest mit verschiedenen Massen bei weicher Dämpfereinstellung (Einfederweg 28mm frei + 12mm)

Der Dämpfungstest in seiner bisherigen Form auch mit einer der 120kg Versuchsperson angepassten Masse stellt nicht sicher, dass es bei der Schwingungsprüfung nicht zu deutlich spürbarem Durchschlagen der Sitzfederung in die Endanschläge kommt. Es wird ein Aufschwingen des Sitzes in der Resonanzfrequenz bewertet, wobei diese Resonanzfrequenz selbst unabhängig von den jeweiligen Anregungsfrequenzen der zu prüfenden Klassen der ISO 7096:2000 ist. Bei dem untersuchten System war es nicht notwendig zur Erfüllung des Dämpfungstests eine andere als die niedrigste Dämpfereinstellung zu wählen. Wie mit einer solchen Einstellmöglichkeit in Verbindung mit dem Schwingungstest zu verfahren ist, ist bislang in der Norm nicht berücksichtigt.

#### 4. Diskussion

Eine einstellbare Vertikaldämpfung bietet dem Fahrer die Möglichkeit Endanschläge zu vermeiden oder die auftretenden Schwingamplituden zur Erfüllung der Fahr- bzw. Arbeitsaufgabe zu begrenzen. Eine in das (luftgefederte) Federsystem integrierte Höheneinstellung erhöht den Komfort durch eine pneumatische Höheneinstellung und bietet eine Variation des (freien) Schwinghubes bis zu den Endanschlagpuffern. Das heute vorhandene 95% Perzentil ist in der ISO 7096:2000 sowohl beim Schwingungstest als auch beim Dämpfungstest nicht berücksichtigt. Die in diesem Vortrag vorgestellten Aspekte sind bei der anstehenden Revision nach unserer Auffassung mit zu berücksichtigen.

- [1] ISO 7096:2000
- [2] Helbig K., Küchmeister, G. BG für Fahrzeughaltungen Projektbericht 2000, nicht veröffentlicht
- [3] 78/764/EWG Richtlinie des Rates ... über den Führersitz von land- und forstwirtschaftlichen Zugmaschinen
- [4] DIN EN ISO 3411:2007 "Erdbaumaschinen - Körpermaße von Maschinenführern und Mindestfreiraum
- [5] DIN EN ISO 30326-1:1994/A2:2011 Mechanische Schwingungen - Laborverfahren zur Bewertung der Schwingungen von Fahrzeugsitzen
- [6] ISO 2631-1:1997 Mechanical Vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration Part 1: General Requirements
- [7] SMT4 CT97 2161 EC Standards Measurement and Testing Program  
TESTOP Testing Suspension Seats for End-stop Impacts – Final Report Nov. 2000

# Körperhaltungen und Ganzkörper-Vibrationen

## Eine epidemiologische Pilotstudie

### Postures and whole-body vibrations

#### An epidemiological pilot study

**N. Raffler, J. Rissler**, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung, Sankt Augustin;  
**E. Ochsmann**, Westsächsische Hochschule Zwickau;  
**C. Schikowsky, T. Kraus**, Institut für Arbeits- und Sozialmedizin, Universitätsklinikum der RWTH Aachen

#### Abstract

Whole-body vibrations and postural exposures have been measured simultaneously in the field at various workplaces. The exposures are characterised by the used mobile machinery, and the dependence of the exposures with regard to the workplaces has been described. In addition, further co-factors and outcome data referring to low-back pain have been assessed by means of a questionnaire at similar workplaces. The exposure data have been extrapolated from the measured workplaces at the same companies. Although a causal dose-response relation is not possible to infer from this study, a statistically significant correlation between the (extrapolated) exposure quantities and outcome data has been shown, thus validating the proposed exposure quantities.

#### 1. Einleitung

Nach einer Studie der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin aus dem Jahr 2012 [1] sind 4,8 Millionen Arbeitnehmer durch ungünstige Körperhaltungen belastet und 1,5 Millionen Arbeitnehmer durch hohe Ganzkörper-Vibrationen und Stöße. Eine große Anzahl Arbeitnehmer gab darüber hinaus an, durch Lastenhandhabungen belastet zu sein (7,6 Millionen). Diese Belastungen stehen oft in Verbindung mit muskuloskeletalen Symptomen [2]. In derselben Studie werden von Schmerzen, die während oder unmittelbar nach der Belastung auftreten, am häufigsten die Schmerzen in der Lendenwirbelsäule (Lumbal-syndrom), in der Halswirbelsäule und den Schultern angegeben; und über 60 % der Personen, die Schmerzen angegeben haben, sind in medizinischer Behandlung.

Weitere Studien, die die gesundheitlichen Beanspruchungen durch Ganzkörper-Vibrationen (GKV) untersuchen, haben zunehmend auf die Bedeutung weiterer Belastungsfaktoren wie

Lastenhandhabungen, psychosozialer Stress und vor allem ungünstige Körperhaltungen hingewiesen [3]. So ist zum Beispiel eine Zunahme von Lendenwirbelsäulenbeschwerden bei Berufsfahrern mit zunehmender Belastung durch GKV und ungünstigen Körperhaltungen zu verzeichnen [4], [5], [6].

Andere epidemiologischen Studien [7], [8] untersuchen den Effekt zusätzlicher Belastungsfaktoren wie Körperhaltungsbelastung (Beugen/Drehen) und Heben bei Berufsfahrern. In diesen Studien haben die Belastungen „Oberkörper bei der Arbeit gebeugt“ und „Heben mit Beugen/Drehen“ einen signifikanten Effekt bei der Zunahme von Lendenwirbelsäulenbeschwerden während der Exposition gegenüber GKV gezeigt.

Es gibt auch biomechanische Studien, die den Effekt ungünstiger Körperhaltungen während einer Belastung durch GKV untersuchen. Fritz und Schäfer [9] haben die Kräfte, die in einem Starrkörpermodell der Lendenwirbelsäule übertragen werden, ausgewertet und haben die Effekte verschiedener Körperhaltungen während einer GKV-Belastung verglichen. Im Vergleich mit der aufrecht sitzenden Körperhaltung haben die vorgebeugten Körperhaltungen die zeitlichen Mittelwerte der Kompressionskräfte und Scherkräfte in der Richtung Rücken-Brust ansteigen lassen.

Morgan und Mansfield [10] haben eine Expertenbefragung durchgeführt zu den Effekten der gemeinsamen Belastung durch Oberkörperdrehung und GKV, wie sie in der Regel beim Führen von Fahrzeugen in der Landwirtschaft auftritt. Die Ergebnisse zeigen, dass sowohl die Fahrer als auch die Experten die Kombination der beiden Belastungen als Risikofaktor bei der Entstehung von Lendenwirbelsäulenbeschwerden angesehen haben.

Auch in Technischen Regelwerken [11], [12] wird darauf hingewiesen, dass Kombinationswirkungen mit weiteren Belastungen (zum Beispiel durch ungünstige Körperhaltungen) beim Bewerten der GKV-Belastung zu berücksichtigen sind. Dabei sind die Effekte von ungünstigen Körperhaltungen während der GKV-Belastung quantitativ noch nicht im Detail untersucht worden.

Um in Feldmessungen Körperhaltungen zusammen mit GKV zu messen, kann das CUELA-Messsystem („Computer-Assisted-Recording-and-Long-term-Analysis“) zusammen mit normgerechter Messtechnik für GKV eingesetzt werden [13], [14]. Das CUELA-Messsystem erlaubt eine quantitative Analyse der Körperhaltungen über die gemessenen Körperwinkel während GKV-Belastungen und ist daher ein geeignetes Mittel, um die Kombination dieser Belastungen objektiv zu vergleichen.

Zwar haben mehrere Studien den zusätzlichen Effekt ungünstiger Körperhaltungen während GKV-Belastungen durch Beobachtungsmethoden und Selbsteinschätzungen bestätigt. Es fehlen aber bisher Untersuchungen, bei denen das Verhältnis der Kombinationsbelastungen

zu Rückenbeschwerden auf der Grundlage von Messungen erfolgt. Das Ziel der vorliegenden Pilotstudie [15] ist es, zu überprüfen, ob die vorhandenen Methoden [13], [14] geeignet sind, den Zusammenhang zwischen der Kombinationsbelastung (Haltungen/GKV) und Rückenbeschwerden beschreiben.

## 2. Methoden

### 2.1 Probandenauswahl

Da es in dieser Studie nicht um eine kausale Dosis-Wirkungs-Beziehung geht, sind die Probanden nach Experteneinschätzung ausgewählt worden, wobei die folgenden Kriterien berücksichtigt worden sind:

1. Die gemessenen Arbeitsbelastungen sollten die bisherige Lebensbelastung der Probanden widerspiegeln (GKV-Belastung für 10 und mehr Jahre, mindestens ein Jahr GKV-Belastung im jetzigen Betrieb).
2. Die Probanden sollten ein ähnliches Alter haben (40 bis 50 Jahre).
3. Die Probanden sollten vor ihrer beruflichen Belastung und am Tag der Messung keine Muskel-Skelett-Beschwerden gehabt haben.
4. Es sollten günstige und ungünstige Körperhaltungen vertreten sein, sowie hohe und niedrige GKV-Belastungen (Busse und Lokomotiven (Gruppe 1), Krane und Portalkrane (Gruppe 2), Erdbaumaschinen (Gruppe 3), Gabelstapler (Gruppe 4)).

Bei den Arbeitsplätzen der Gruppe 1 in Bussen und Lokomotiven wird angenommen, dass die Probanden meist in einer aufrecht sitzenden Haltung vergleichsweise geringen GKV-Belastungen ausgesetzt sind. Die Arbeitsplätze der Gruppe 2 bei Kranen und Portalkranen sollten dadurch gekennzeichnet sein, dass die Probanden nach vorn gebeugt sind, um die Lasten zu beobachten, wobei die GKV-Belastung ähnlich gering sein sollen wie in Gruppe 1. Die Arbeitsplätze der Gruppe 3 sollte eine höhere Schwingungsbelastung als die Gruppen 1 und 2 aufweisen, wobei durch die verschiedenen Fahrzeugarten und Arbeitsbedingungen eine große Streuung von GKV- und Körperhaltungsbelastungen zu erwarten ist. Bei den Gabelstaplerfahrern sollte schließlich eine höhere GKV-Belastung vorliegen als bei den Gruppen 1 und 2, wobei die Körperhaltungen wegen der vielen Vorwärts- und Rückwärtsfahrten durch stärkere Rotationen geprägt sein sollten.

Durch die Kriterien 1-3 kann erwartet werden, dass der Effekt des Alters auf die Beanspruchungsdaten geringer sein wird als bei Studien ohne Altersbeschränkung, und dass die gemessenen Belastungen einen guten Anhaltspunkt für die Lebensbelastung ergeben.

Die Probanden haben freiwillig an der Studie teilgenommen und Einverständniserklärungen unterzeichnet. Die Ethikkommission der Medizinischen Fakultät der RWTH-Aachen hat die Studie und das Studiendesign gebilligt.

Insgesamt haben 129 Probanden aus zehn Unternehmen an der Studie teilgenommen. Bei insgesamt 58 Probanden sind die Belastungen durch Körperhaltungen und GKV gemessen worden. Von diesen haben 31 Probanden auch einen Fragebogen ausgefüllt, der Fragen zur Arbeitsanamnese, weiteren Belastungsfaktoren und Muskel-Skelett-Beschwerden enthalten hat (modifizierter Nordic-Questionnaire [16]). Bei den restlichen 71 Probanden ist die Arbeitsplatzbelastung nicht gemessen worden. Sie haben aber an der Befragung teilgenommen.

## 2.2 Messungen: GKV und Körperhaltungen

### 2.2.1 Messungen - GKV

Die Messung und Analyse der GKV erfolgt auf der Grundlage der gültigen Normen [17], [18] entlang der orthogonalen Achsen  $l = \{x, y, z\}$  (x Brust-Rücken, y Schulter-Schulter, z entlang der Wirbelsäule) auf der Sitzfläche.

Die Messdauer  $T_M$  ist lang genug gewesen, damit die Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen  $a_{wl}$  repräsentativ für die Arbeitsbedingungen sind. Diese sind quadratische Mittelwerte des zeitabhängigen frequenzbewerteten Beschleunigungen  $a_{wl}(t)$ , die mit einer Abtastrate von 480 Hz gemessen worden sind.

$$a_{wl} = \left( \frac{1}{T_M} \int_0^{T_M} a_{wl}^2(t) dt \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

Eine weitere Möglichkeit, die GKV-Belastung eines Arbeitsplatzes zu beschreiben, ist der Schwingungsgesamtwert, wobei in x- und y-Richtung der Faktor von 1,4 zu berücksichtigen ist, der bei Gesundheitsgefährdungen notwendig ist:

$$a_{v1.4} = \sqrt{1,4^2 a_{wx}^2 + 1,4^2 a_{wy}^2 + a_{wz}^2} \quad (2)$$

Schließlich wird der Tages-Vibrationsexpositionswert  $A(8)$  nach der EU-Richtlinie [19] aus dem größten Wert der  $a_{wl}$  und der täglichen Einwirkungsdauer  $T$  gebildet:

$$A(8) = \max \left\{ 1,4 a_{wx} \sqrt{\frac{T}{8h}}; 1,4 a_{wy} \sqrt{\frac{T}{8h}}; a_{wz} \sqrt{\frac{T}{8h}} \right\} \quad (3)$$

Damit entspricht Gleichung (3) in den meisten Fällen auch dem Tages-Vibrationsexpositionswert, wie er nach der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung zu bilden ist [11].

## 2.2.2 Messungen - Körperhaltungen

Die Körperhaltungen der Probanden ist mit dem CUELA-System gemessen worden [13], [14], das aus Gyroskopen, Beschleunigungssensoren und Potentiometern besteht, die auf der Kleidung der Probanden befestigt werden, ohne deren Arbeiten zu behindern. Tabelle 1 zeigt, wie die Sensoren angebracht sind, und welche Körperwinkel oder Freiheitsgrade (DOF, „degree of freedom“) gemessen werden.

Die Bewegungen werden mit einer Abtastrate von 50 Hz gemessen, wobei nur Signalanteile unterhalb von 10 Hz ausgewertet werden (Tiefpassfilter). Zu Beginn der Messung werden die Nullpunkte aller Körperwinkel festgelegt (initialisiert). Dazu nimmt der Proband die Neutral-Null-Stellung ein: aufrecht stehend, Blick nach vorn. Während der Messung können Artefakte durch eine Videoaufzeichnung erkannt und aus der Bewertung entfernt werden; etwa wenn Sensoren durch die Kleidung oder die Rückenlehne gestört werden sollten. Um die Genauigkeit der Messung zu beschreiben, sind die Mediane der Differenzen in der Neutral-Null-Stellung vor und nach der Messung untersucht worden. Sie lagen je nach Körperwinkel zwischen 1,7° und 5,1°.

Tabelle 1: CUELA-Messsystem

	Körperregion der Sensoranbringung	Aus den Sensordaten abgeleitete Körperwinkel
	Kopf	Kopfneigung (lateral/sagittal) Halsbeugung (lateral/sagittal) Hals-Torsion
	Brustwirbelsäule (BWS)	Brustneigung (lateral/sagittal)
	Lendenwirbelsäule (LWS)	Rumpfneigung (lateral/sagittal) Rückenbeugung (lateral/sagittal) Rücken-Torsion
	Oberschenkel	Hüftbeugung, -streckung
	Unterschenkel	Kniebeugung, -streckung

Von den gemessenen Körperwinkeln sind nur die elf ausgewertet worden, die den Oberkörper betreffen. Um diese Messwerte der Körperwinkel zu bewerten, sind in Tabelle 2 drei Kategorien (neutral, moderat, ungünstig) vorgestellt. Dieses Einteilen der Messbereiche der Körperwinkel beruht auf gültigen Normen für statische (Zwangs-)Haltungen [20], [21]. Damit

wird hier ein ‚quasi-statisches‘ Verfahren genutzt, um Körperhaltungen zu bewerten, das heißt, es unterscheidet nicht zwischen abrupten Haltungswechseln (etwa nach Stößen) und langsamen, bewussten Haltungsänderungen. Eine ‚dynamische‘ Bewertung ist durch Verfahren möglich, wie sie zum Beispiel Rahmatalla und DeShaw [23] formuliert haben.

Mit der Bewertung aus Tabelle 2 können die Anteile der Messdauer bestimmt werden, während derer sich jeder Körperwinkel in einer der drei Kategorien befindet, woraus sich ein Index  $R_{DOF}$  bilden lässt [13], der die Anteile nicht-neutraler Körperhaltungen zusammenfasst.

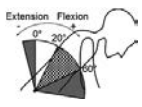
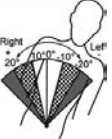
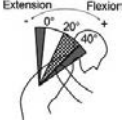

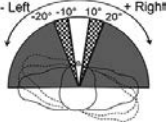
$$R_{DOF} = \sum_{i=1}^{i=11} c_i \ ; \ c_i = \begin{cases} 0 & \text{wenn } \frac{t_{a,i}}{T_M} \cdot 100\% < 30\% \\ 1 & \text{wenn } \frac{t_{a,i}}{T_M} \cdot 100\% \geq 30\% \end{cases} \quad (4)$$

Wenn für den  $i$ -ten Körperwinkel die Messdauer in nicht-neutralen Kategorien ( $t_{a,i}$ ) mehr als 30 % der Messdauer beträgt, wird dieser als ungünstig gewertet und der Index  $R_{DOF}$  erhöht sich um eins. Der Index  $R_{DOF}$  beschreibt also die Anzahl der Körperwinkel mit relevanten Anteilen im nicht-neutralen Bereich und kann in dieser Studie zwischen 0 und 11 liegen.

Tabelle 2: Kategorien für Messwerte von Körperwinkeln (Oberkörper)

Kategorie	Körperwinkel					
	Kopf- neigung (sagittal)	Hals- krümmung (sagittal)	Hals- krümmung (lateral)	Hals- Torsion	Brust- neigung (sagittal)	Brust- neigung (lateral)
neutral	0° - 25° oder <0° gestützt	0° - 25°	-10° - 10°	-45° - 45°	0° - 20°	0° - 10°
moderat	25° - 85°				20°-60°	(+/-)10°- (+/-)20°
Ungünstig	< 0° oder > 85°	< 0° oder > 25°	< -10° oder > 10°	<-45° oder >45°	< 0° oder > 60°	<-20° oder > 20°



Kategorie	Körperwinkel				
	Rumpf- neigung (sagittal)	Rumpf- neigung (lateral)	Rücken- krümmung (sagittal)	Rücken- krümmung (lateral)	Rücken-Torsion
					
neutral	0° - 20° oder <0° gestützt	0° - 10°	0° - 20°	0° - 10°	-10° - 10°
moderat	20° - 60°	10° - 20°	20° - 40°	10° - 20°	10° - 20°
ungünstig	< 0° oder > 60°	<-20° oder > 20°	< 0° oder > 40°	<-20 oder > 20°	<-10 oder > 10°

### 2.2.3 Kennwert für die Kombination aus Körperhaltungen und GKV

Um die Messwerte für Körperhaltungen und GKV in einem Kennwert zusammenzufassen, ist ein Modell untersucht worden, das auf der Bewertung der Körperhaltungen nach Tabelle 2 beruht, und das die Belastung durch Körperhaltungen und GKV linear kombiniert [13].

Das Modell baut auf der Beschreibung von Gleichung (4) auf, dabei werden für jeden Körperwinkel die Werte nach Tabelle 2 und gleichzeitig die Schwingungsgesamtwerte  $a_{v1.4}$  bewertet. Für die GKV-Messwerte werden auch drei Kategorien gebildet: „niedrig“  $a_{v1.4} < 0,5 \text{ ms}^{-2}$ ; „mittel“  $0,5 \text{ ms}^{-2} \leq a_{v1.4} < 1,0 \text{ ms}^{-2}$ ; „hoch“  $a_{v1.4} \geq 1,0 \text{ ms}^{-2}$ . Es wird nun die Messdauer  $t_{h,i}$  bestimmt, in dem die Messwerte des  $i$ -ten Körperwinkel nicht in die Kategorie „neutral“ fallen **und** die GKV-Messwerte gleichzeitig nicht „niedrig“ sind. Sollte der Anteil der  $t_{h,i}$  mehr als 30 % der Messdauer betragen, wird wieder ein Index um eins erhöht. Dieser Index heißt nun  $R_{WBV-P}$ , da er GKV- und Haltungsdaten berücksichtigt (englisch: wbv „whole-body-vibration“; p „posture“). Er kann wiederum in dieser Studie Werte zwischen 0 und 11 annehmen.

$$R_{WBV-P} = \sum_{i=1}^{i=11} c_i ; c_i = \begin{cases} 0 & \text{if } \frac{t_{h,i}}{T_M} \cdot 100\% < 30\% \\ 1 & \text{if } \frac{t_{h,i}}{T_M} \cdot 100\% \geq 30\% \end{cases} \quad (5)$$

## 2.3 Fragebögen - Beschwerdeermittlung

Die Probanden sind zu der GKV-Belastung in ihrem Berufsleben befragt worden (Arbeitsanamnese) sowie zu weiteren Belastungsfaktoren wie Lastenhandhabungen und psychosozialen Stress. Aus den sich daraus ergebenden Belastungsfaktoren haben allein Angaben zur Lastenhandhabungen eine Korrelation in der Auswertung ergeben [15], weswegen hier nicht weiter auf diese Belastungsfaktoren eingegangen wird.

Um die Beschwerden zu erfassen, ist ein modifizierter Nordic Questionnaire verwendet worden [16]. Hier werden die Probanden gefragt, ob im letzten Jahr Schmerzen in der Hals- und Schulterregion, sowie im Bereich des oberen und unteren Rückens aufgetreten sind. Außerdem ist erfasst worden, wie ob im letzten Jahr die Probanden wegen der angegebenen Muskel-Skelett-Beschwerden arbeitsunfähig gewesen sind.

Daraus ergeben sich drei Wirkungsvariablen für diese Studie in Bezug auf Lendenwirbelsäulenbeschwerden:

1. Jahresprävalenz (12m-LS): ein Tag oder mehr im letzten Jahr mit Beschwerden im Bereich der Lendenwirbelsäule (LS) mit und ohne Schmerzen, die in die Beine ausstrahlen.
2. Arbeitsunfähig (12m-AU): Ein oder mehr Tage arbeitsunfähig (AU) wegen Lendenwirbelsäulenbeschwerden im letzten Jahr

## 3. Ergebnisse

### 3.1 Belastung: Messung der Kombinationsbelastung

#### 3.1.1 Probandengruppe

In dieser Gruppe sind 58 Probanden untersucht worden. Auf die Gruppe 1 (Busse-Lokomotiven) entfallen 10 Probanden, 19 Probanden sind in Gruppe 2 (Krane-Portalkrane). Außerdem sind 20 Erdbaumaschinenführer (Gruppe 3) und 9 Gabelstaplerfahrer untersucht worden.

Das Alter der Probanden beträgt im Durchschnitt 46,1 Jahre, ein Teil der Probanden ist aber jünger als 40 und älter als 50 Jahre gewesen (Standardabweichung 8,4 Jahre). Die Probanden sind im Mittel 22,9 Jahre GKV-Belastungen ausgesetzt gewesen (Standardabweichungen 9,7 Jahre). Davon entfallen auf den jetzigen Betrieb im Mittel 21,6 Jahre (Standardabweichung 9,9 Jahre). Insgesamt sind damit die Kriterien 1-3 aus Abschnitt 2.1 eingehalten worden.

### 3.1.2 Messungen - GKV

Der Mittelwert und die Standardabweichung der Effektivwerte für frequenzbewertete Beschleunigungen  $a_{wL}$ , gemessen auf der Sitzfläche, sind in in Tabelle 3 angegeben für verschiedene Fahrzeuggruppen, die gemessen worden sind.

Tabelle 3: Effektivwerte von frequenzbewerteten Beschleunigungen  $a_{wL}$  in den drei Richtungen  $l$ , gemessen auf der Sitzfläche, und Schwingungsgesamtwerte  $a_{v1,4}$ . Angegeben sind Mittelwerte aller Messungen und Standardabweichungen in Klammern. Unter Berücksichtigung der angegebenen Einwirkungsauern wird aus den  $a_{wL}$  der Tages-Vibrationsexpositionswert  $A(8)$  nach Gleichung (3) gebildet.

Gr.	Fahrzeug (Anzahl)	Messdauer [min]	Kennwerte der frequenzbewerteten Beschleunigung [ $\text{ms}^{-2}$ ]				
			$a_{wx}$	$a_{wy}$	$a_{wz}$	$a_{v1,4}$	$A(8)$
1	Bus (4)	108 (9)	0,12 (0,01)	0,13 (0,01)	0,20 (0,01)	0,32 (0,01)	0,20
	Lokomotive (6)	85 (22)	0,10 (0,04)	0,15 (0,04)	0,18 (0,03)	0,29 (0,04)	(0,02)
2	Kran (13)	74 (13)	0,11 (0,04)	0,11 (0,05)	0,16 (0,11)	0,27 (0,14)	0,17
	Portalkran (6)	98 (20)	0,21 (0,02)	0,11 (0,04)	0,17 (0,03)	0,37 (0,04)	(0,05)
	Muldenkipper (8)	83 (14)	0,32 (0,11)	0,43 (0,15)	0,50 (0,24)	0,91 (0,33)	
	Bagger (5)	76 (14)	0,43 (0,10)	0,26 (0,08)	0,31 (0,14)	0,78 (0,17)	
3	Radlader (2)	91 (11)	0,52 (0,06)	0,58 (0,01)	0,43 (0,11)	1,18 (0,08)	0,59
	Planierdraupe (3)	88 (16)	0,34 (0,04)	0,25 (0,09)	0,42 (0,14)	0,73 (0,17)	(0,17)
	Grader (1)	71 (1)	0,22 (1)	0,25 (1)	0,28 (1)	0,54 (1)	
	Walze (1)	50 (1)	0,24 (1)	0,38 (1)	0,27 (1)	0,69 (1)	
4	Gabelstapler (9)	79 (25)	0,24 (0,03)	0,23 (0,04)	0,27 (0,13)	0,56 (0,06)	0,35 (0,05)

Die Messdauern liegen im Mittel zwischen 50 Minuten für die Walze und 108 Minuten für die Busse, was ausgereicht hat, um die jeweiligen Arbeitsbedingungen repräsentativ zu erfassen. In den meisten Fällen sind die Beschleunigungen in der z-Achse dominant. Bei den Portalkranen und Baggern hingegen sind die Effektivwerte in x-Richtung am größten, und bei den Radladern und der Walze sind die Effektivwerte in y-Richtung am größten. Der Schwingungsgesamtwert liegt zwischen  $0,27 \text{ ms}^{-2}$  für Lokomotiven und Kane sowie  $1,18 \text{ ms}^{-2}$  für Radlader.

Die Daten in Tabelle 1 zeigen, dass das Kriterium 4 aus Abschnitt 2.1 zur Gruppeneinteilung gerechtfertigt ist: die GKV-Belastung der Gruppen 1 (Bus, Lokomotive) und 2 (Kran, Portalkran) sind sowohl innerhalb als auch zwischen den Gruppen ähnlich. Die Gruppen 3 (Erdbaumaschinen) und 4 (Gabelstapler) haben im Vergleich dazu höhere GKV-Belastungswerte. Dabei ist die GKV-Belastung durch die Erdbaumaschinen durch die verschiedenen Maschinen wie erwartet sehr unterschiedlich

### 3.1.3 Messungen - Körperhaltungen

Die Verteilung der Messwerte für die Körperhaltungen der 58 Probanden ist in Bild 1 gemittelt über die vier Gruppen aus Abschnitt 2.1 dargestellt. In dieser Darstellung sind „moderate“ und „ungünstige“ Bereiche aus Tabelle 2 mit derselben grauen Schattierung versehen.

Durch das Vorbeugen der Kran- und Portalkranfahrer (siehe Abschnitt 2.1) aus Gruppe 2 liegen die Messwerte für die Körperwinkel in der sagittalen Ebene (Kopfneigung, Halskrümmung, die Brust- und Rumpfneigung) meistens über denen der anderen Gruppen, besonders im Vergleich mit Gruppe 1.

Bei den Gabelstaplerfahrern der Gruppe 4 führt das häufigere Rückwärtsfahren (siehe Abschnitt 2.1) dazu, dass die Spanne zwischen dem 5. und 95. Perzentil (und oft auch zwischen dem 25. und 75. Perzentil) vor allem bei den lateralen Körperwinkeln und Torsionen größer ist als bei den anderen Gruppen: Die Probanden in dieser Gruppe müssen sich mehr und über einen größeren Winkelbereich bewegen.

Tabelle 4 gibt Mittelwerte für die Zeitanteile an, die während der Messung für jeden DOF im nicht-neutralen Bereich liegen. Wie aus Bild 1 zu erwarten ist, sind für die (Portal-)Kranfahrer aus Gruppe 2 die Zeitanteile in nicht-neutralen Bereichen für die sagittalen Körperwinkel am höchsten. Auffällig sind in dieser Gruppe die Rumpf- und Kopfneigung, die zu 84 % und 78 % im nicht-neutralen Bereich liegen.

Bei den Gabelstaplerfahrern aus Gruppe 4 sind im Mittel die lateralen Körperwinkel und die Torsionen höher als bei den Probanden der anderen Gruppen. Dies ist auch in Bild 1 an den größeren Spannen zwischen den Perzentilwerten für diese Körperwinkel abzulesen. Diese Körperhaltungen werden durch das häufige Umdrehen beim Rückwärtsfahren bedingt und können unter Umständen stärker den Schulter-Nacken-Bereich belasten, was hier allerdings nicht untersucht worden ist.

Aus den Zeitanteilen berechnet sich  $R_{DOF}$  für jeden Probanden, was im zweiten Teil der Tabelle 4 aufgeführt ist. Die  $R_{DOF}$ -Werte betragen maximal  $R_{DOF} = 4$ . Sie sind für die Gruppe 2 am höchsten, was durch die Belastungen der sagittalen Körperwinkel begründet ist. Für die anderen Gruppen lassen sich kaum Unterschiede in diesem Kennwert ausmachen.

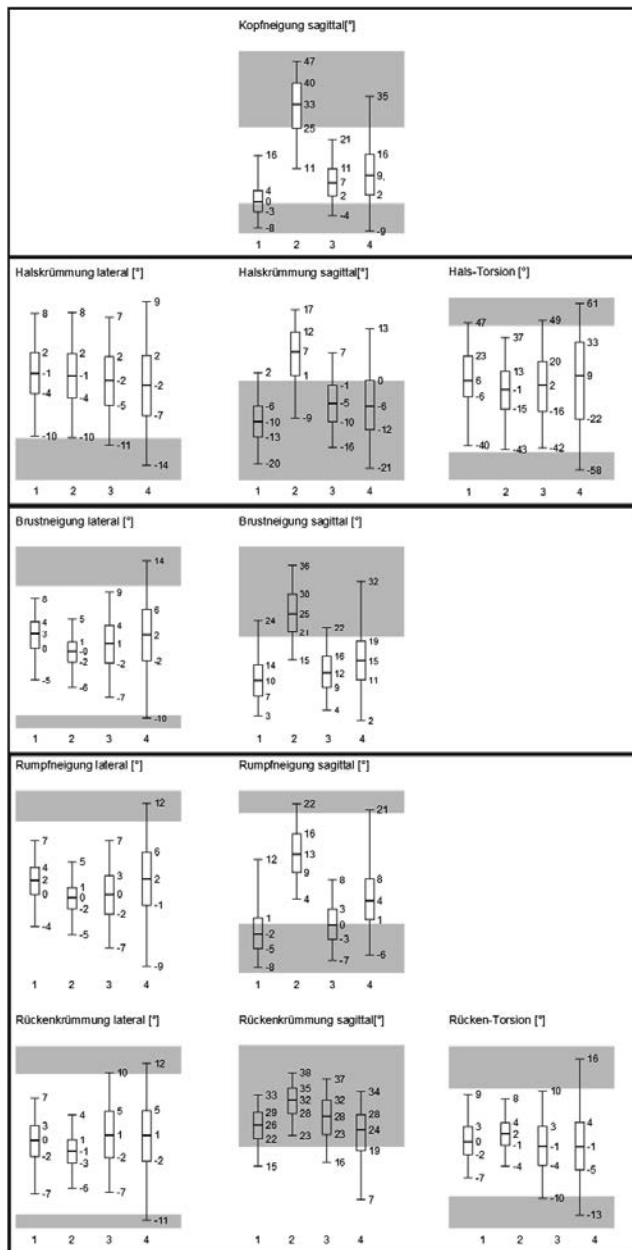


Bild 1: Verteilung der gemessenen Werte für die Körperwinkel der Probanden nach Gruppen der benutzten Fahrzeuge (Gruppe 1 Busse-Lokomotiven, Gruppe 2 Krane-Portalkrane, Gruppe 3 Erdbaumaschinen, Gruppe 4 Gabelstapler). Die Boxplots geben das 5., 25., 50., 75. und 95. Perzentil der Messwerte an. Nach Tabelle 2 sind Werte im neutralen Bereich ohne Hintergrund, nicht-neutrale Bereiche sind grau hinterlegt.

Tabelle 4: Zeitanteile in Prozent, in denen die angegebenen Körperwinkel im nicht-neutralen Bereich liegen für. Angegeben sind Mittelwerte der Probanden (Standardabweichung) nach Fahrzeuggruppen (Gruppe 1 Busse-Lokomotiven, Gruppe 2 Krane-Portalkrane, Gruppe 3 Erdbaumaschinen, Gruppe 4 Gabelstapler). Im unteren Teil ist die Anzahl der Probanden angegeben, die einen bestimmten Wert für  $R_{DOF}$  erreicht haben.

Körperwinkel/Freiheitsgrad	Fahrzeuggruppe			
	1	2	3	4
Kopfneigung sagittal	25 (24)	64 (26)	13 (11)	26 (10)
Halskrümmung sagittal	71 (28)	29 (23)	57 (26)	54 (13)
Halskrümmung lateral	17 (17)	13 (12)	13 (13)	21 (13)
Hals-Torsion	14 (8)	15 (12)	15 (12)	25 (18)
Brustneigung sagittal	17 (17)	76 (25)	18 (22)	31 (26)
Brustneigung lateral	7 (8)	5 (6)	9 (6)	19 (12)
Rumpfneigung sagittal	27 (27)	21 (27)	28 (28)	30 (21)
Rumpfneigung lateral	8 (15)	4 (5)	6 (6)	16 (13)
Rückenkrümmung sagittal	63 (37)	84 (25)	77 (27)	57 (36)
Rückenkrümmung lateral	18 (27)	16 (23)	18 (21)	19 (11)
Rücken-Torsion	17 (15)	17 (21)	26 (22)	37 (21)
<b>Anzahl Probanden mit</b>				
$R_{DOF}=0$	2	2	7	4
$R_{DOF}=1$	3	2	6	3
$R_{DOF}=2$	2	7	6	2
$R_{DOF}=3$	3	5	1	-
$R_{DOF}=4$	-	3	-	-

### 3.1.3 Messungen – Körperhaltungen und GKV-Belastungen

Kombiniert man die beiden gemessenen Belastungen zum Kennwert  $R_{WBV-P}$  nach Gleichung (5) so ergeben sich für die Probanden die Werte in Tabelle 5. Der Kennwert  $R_{WBV-P}$  nimmt notwendigerweise höhere Werte an als der Kennwert  $R_{DOF}$ , der nur die Körperhaltungen beschrieben hat. Dadurch dass die Probanden, die mit Gabelstaplern und Erdbaumaschinen gearbeitet haben, höheren Schwingungsbelastungen ausgesetzt gewesen sind als die Probanden der anderen beiden Gruppen, ist die Zunahme bei diese Probanden deutlich

zu sehen. Vor allem die Probanden der Gruppe 3 (Erdbaumaschinen) erreichen nun die höchsten  $R_{WBV-P}$ -Werte.

Tabelle 5: Anzahl der Probanden, die einen bestimmten Wert für  $R_{WBV-P}$  erreicht haben, nach Fahrzeuggruppen (Gruppe 1 Busse-Lokomotiven, Gruppe 2 Krane-Portalkrane, Gruppe 3 Erdbaumaschinen, Gruppe 4 Gabelstapler)

Anzahl Probanden $R_{WBV-P}$	Fahrzeuggruppe			
	1	2	3	4
0	1	1	-	1
1	3	2	3	1
2	2	6	4	5
3	4	6	6	2
4	-	3	2	-
5	-	-	2	-
6	-	-	1	-
7-10	-	-	-	-
11	-	-	2	-

### 3.2 Beanspruchung: Befragung zu Rückenbeschwerden

#### 3.2.1 Probandengruppe

Von den 58 Probanden, bei denen die Kombinationsbelastung aus Körperhaltungen und GKV-Belastung gemessen worden ist, haben 31 an einer Befragung über ihre Beanspruchung teilgenommen (Abschnitt 2.3). Weitere 71 Probanden aus denselben Betrieben haben auch an dieser Befragung teilgenommen, ohne dass ihre Belastungen gemessen worden sind. Für diese 71 Probanden ist angenommen worden, dass ihre Belastungen im Mittel denen ihrer Kollegen aus denselben Betrieben bestehen, wenn vergleichbare Arbeiten durchgeführt worden sind.

Damit ergibt sich für diesen Abschnitt eine Stichprobe von insgesamt 102 Probanden, für die auch die Auswahlkriterien aus Abschnitt 2.1 angewandt worden ist. Dies führt, wie bei der Stichprobe für die Messungen zu einem Durchschnittsalter zwischen 40 und 50 Jahre: Mittelwert 43,9 Jahre (Standardabweichung 7,9 Jahre). Die Probanden sind im Mittel 18,6 Jahre GKV-Belastungen ausgesetzt gewesen (Standardabweichungen 9,8 Jahre). Davon entfallen auf den jetzigen Betrieb im Mittel 15,7 Jahre (Standardabweichung 8,6 Jahre). Die Jahre mit Exposition sind bei dieser Stichprobe etwas geringer als bei der Stichprobe für die Messungen, insgesamt ist die Stichprobenzusammensetzung in beiden Fällen aber vergleichbar, sodass erwartet werden kann, dass das Alter eine geringere Auswirkung auf die Beschwer-

dedaten hat als bei Studien ohne Altersbeschränkung. Außerdem sollte die in der Studie ermittelte Belastung ein guter Anhaltspunkt für die Lebensbelastung sein.

### 3.2.2 Zusammenhang Belastung - Beanspruchung

Die Angaben der Probanden zu den Beanspruchungskriterien aus Abschnitt 2.3 sind in Tabelle 6 zusammengefasst. Die Gruppe der Busfahrer und Lokomotivführer (Gruppe 1) zeigt den geringsten Anteil an Beschwerden. Diese Gruppe wird daher die Rolle einer Kontrollgruppe einnehmen. Aus den Ergebnissen in Abschnitt 3.1 kann vermutet werden, dass die Zunahme der Beschwerden auf größere Belastungen durch Körperhaltungen (Gruppe 2) und/oder größere Belastungen durch GKV und Körperhaltungen (Gruppen 3, 4) zurückzuführen ist.

Tabelle 6: Angaben der Probanden zur Jahresprävalenz von Lendenwirbelsäulenbeschwerden (12m-LS) und Arbeitsunfähigkeitstagen (12m-AU) nach Abschnitt 2.3

Anzahl Probanden	Maschinengruppe			
	1	2	3	4
12m-LS ja/nein	4 / 8	20 / 19	18 / 8	9 / 16
12m-AU ja/nein	0 / 12	18 / 19	7 / 19	5 / 19

Vor allem die Zunahme der Beschwerden für die Gruppen 3 und 4 ist aus den Angaben der Tabelle 6 und den Ergebnissen aus Abschnitt 3.1 allein nicht möglich. Durch eine genauere Analyse kann aber zumindest rein statistisch gezeigt werden, dass ein Zusammenhang zwischen den gemessenen Belastungen und den Beschwerdeangaben für diese Stichprobe angegeben werden kann, deren Einzelheiten in [15] zusammengefasst sind.

## 1. Univariate Analyse

Dazu werden in einem ersten Schritt alle Angaben zu den Belastungen aus den Messungen und den Befragungen einer univariaten logistischen Regressionsanalyse unterzogen, um diejenigen Variablen zu identifizieren, die für sich genommen schon einen Einfluss auf die Beschwerdedaten haben. Dabei zeigt sich, dass von den untersuchten Schwingungskennwerten nur A(8) mit der Jahresprävalenz von Rückenbeschwerden (12m-LS) verbunden ist. Um den Effekt besser vergleichen zu können ist der A(8) mit 10 multipliziert worden (A(8)×10 in Tabelle 6). Mit diesem Wert ergibt sich ein Odds-Ratio von 1,33 (Konfidenzintervall 1,03-1,72;  $p < 0,05$ ), was bedeutet, dass das Auftreten von Rückenbeschwerden in dieser Stich-



probe mit Zunahme des  $A(8)$  von  $0,1 \text{ m/s}^2$  um 33 % zunimmt. Durch die Auswahl der Stichprobe zeigen das Alter und Lebensdosismodelle hier keine Korrelation.

Für die Körperhaltungen zeigt der Kennwert  $R_{\text{DOF}}$  ein Odds-Ratio von 1,72 (Konfidenzintervall 1,18-2,5,  $p < 0,01$ ) in Bezug auf das Auftreten von Arbeitsunfähigkeit (12m-AU). Die Anteile im nicht-neutralen Bereich der einzelnen Körperwinkel zeigen hingegen keinen klaren Zusammenhang mit den Beschwerdevariablen.

Von den weiteren Belastungsdaten hat das Vorhandensein von Lastenhandhabungen (dichotome Fragen zu Tragen, Heben, Ziehen) einen signifikanten Zusammenhang mit beiden Beschwerdevariablen ergeben.

## 2. Variablenauswahl

In diesem Schritt werden Belastungsdaten zusammengetragen, die nicht (linear) voneinander abhängig sind. So ist  $R_{\text{DOF}}$  abhängig von den Anteilen im nicht-neutralen Bereich der einzelnen Körperwinkel. Aufgrund der univariaten Analyse ist  $R_{\text{DOF}}$  als Variable gewählt worden, um den Einfluss der Körperwinkel im abschließenden Modell wiederzugeben. Auch die Fragen zu Lastenhandhabungen sind voneinander abhängig gewesen, sodass nur die Frage zum Heben (ja/nein) als Variable weiter verwendet worden ist.

Neben den Belastungsdaten, die eine Korrelation mit Beschwerdedaten gezeigt haben ( $A(8)$ ,  $R_{\text{DOF}}$ , Heben(ja/nein)), sind auch weitere Belastungsdaten aus den Fragebögen in die Liste der möglichen Variablen aufgenommen worden, um ausschließen zu können, dass sie einen Effekt zeigen. Darunter fallen: Alter, Gewicht, Familienstand, Sport, Ausbildung, Gartenarbeit, Schichtarbeit, Arbeitszufriedenheit, Arbeitskontrolle, Soziale Unterstützung, Arbeitsplatzsicherheit.

## 3. Modellbildung - Ergebnis

Mit der Liste aus Schritt 2 ist eine logistische Regressionsanalyse durchgeführt worden, wobei der  $A(8)$  unabhängig vom Signifikanztest in die Modelle aufgenommen worden ist. Alle Variablen sind schrittweise überprüft worden und auf dem 5 % Signifikanz-Niveau in das Modell übernommen worden, wenn ein Einfluss auf die Beschwerdevariablen besteht. In Tabelle 6 ist zu sehen, dass für die Jahresprävalenz von Rückenbeschwerden ein Zusammenhang nur mit dem  $A(8)$  und  $R_{\text{DOF}}$  besteht.

Für die Arbeitsunfähigkeitstage kommt noch ein Term für Heben hinzu, und der  $A(8)$  zeigt in diesem Modell keinen statistisch signifikanten Zusammenhang mit der Beschwerdevariablen.

Ein Test, auf die Wechselwirkung von  $A(8)$  und  $R_{\text{DOF}}$  hat keinen signifikanten Einfluss ergeben, sodass in dieser Stichprobe ein rein linearer Zusammenhang zwischen  $A(8)$ ,  $R_{\text{DOF}}$  und den Beschwerdevariablen besteht.

Dies wird auch deutlich, wenn man untersucht, ob  $R_{\text{WBV-P}}$  einen Einfluss auf die Beschwerdevariablen hat, der eine lineare Kombination aus GKV- und Körperhaltungsvariablen darstellt: Für das Vorhandensein von Arbeitsunfähigkeitstagen aufgrund von Rückenbeschwerden gibt es einen signifikanten Zusammenhang mit  $R_{\text{WBV-P}}$ .

Tabelle 6: Regressionsmodelle zur Jahresprävalenz von Lendenwirbelsäulenbeschwerden (12m-LS) und Arbeitsunfähigkeitstagen (12m-AU) nach Abschnitt 2.3

12m-LS (Ergebnis)			12m-AU (Ergebnis)		
Variable	Odds-Ratio (Konfidenzintervall)	p-Wert	Variable	Odds-Ratio (Konfidenzintervall)	p-Wert
$A(8) \times 10$	1,69 (1,18-2,40)	0,004	$A(8) \times 10$	1,08 (0,71-1,62)	0,726
$R_{\text{DOF}}$	1,63 (1,05-2,55)	0,030	$R_{\text{DOF}}$	2,04 (1,15-3,61)	0,014
			Heben (ja/nein)	6,26 (2,16-18,11)	0,001
Test auf Wechselwirkung					
$R_{\text{DOF}}^* A(8) \times 10$	1,19 (0,76-1,85)	0,361	$R_{\text{DOF}}^* A(8) \times 10$	0,77 (0,47-1,25)	0,468
Variable			Variable		
$R_{\text{WBV-P}}$	1,37 (0,92-2,04)	0,121	$R_{\text{WBV-P}}$	2,34 (1,31-4,18)	0,004

#### 4. Diskussion

Die im Abschnitt 3 vorgestellten Ergebnisse zum Zusammenhang zwischen Belastung und Beanspruchung sind rein statistisch und stellen keine Begründung für einen kausalen Zusammenhang dar. Es ist aber wichtig gewesen zu zeigen, dass die verwendeten Methoden im Prinzip dazu geeignet sind, einen Zusammenhang mit Beschwerden zu beschreiben.

Dass in dieser Stichprobe im Gegensatz zu anderen Studien kein Zusammenhang mit dem Alter [23] oder Lebensdosismodellen [7], [24] festgestellt worden ist, kann auf die Kriterien für die Probandenrekrutierung zurückgeführt werden. Das vergleichsweise homogene Alter der Probanden hat Alterseffekte unterdrückt. Da die meiste Lebensbelastung in demselben Betrieb angefallen ist, hat der Tages-Dosiswert  $A(8)$  die GKV-Belastung besser beschreiben können als Lebensdosismodelle. Diese Studie befindet sich insofern auch nicht im Widerspruch zu [23], da nur ein Proband eine Lebensdosis erreicht hat, die nach [23] mit einem hohen Risiko für Rückenbeschwerden verbunden ist, und alle Probanden zum Zeitpunkt der Untersuchung beschwerdefrei gewesen sind.

Dass keine Zusammenhänge zu weiteren Belastungsdaten gefunden worden sind, kann auch ein Effekt der kleinen Stichprobe und der Tatsache sein, dass andere Belastungsdaten nicht mit derselben Genauigkeit erhoben worden sind, wie die GKV- und Körperhaltungsbelastung. Es lässt sich aber festhalten, dass auch andere Studien keinen Zusammenhang mit psychosozialen Belastungen gesehen haben [7], während Lastenhandhabungen öfter als belastender Faktor für Rückenbeschwerden genannt werden [7] [3].

In dieser Studie ist für verschiedene Arbeitsplätze die Kombinationsbelastung aus GKV- und Körperhaltungen in Abschnitt 3.1 beschrieben worden. Aufgrund der unterschiedlichen Arbeitsbedingungen sind Unterschiede in beiden Belastungen klar zutage getreten. Die Beschreibung der Belastungen ist dabei das erste Ergebnis dieser Studie gewesen.

Ohne eine Bewertung der Messwerte kann man aber nicht beurteilen, ob ein Arbeitsplatz belastender oder weniger belastend ist, wenn sich zum Beispiel  $R_{DOF}$  bei repräsentativen Tätigkeiten erhöht oder erniedrigt. Deshalb ist es wichtig gewesen, im Abschnitt 3.2 nachzuweisen, dass mit den verwendeten Methoden im Prinzip ein auch statistisch signifikanter Zusammenhang mit Beschwerdedaten möglich ist. Ohne eine solche Bestätigung ist es nicht klar, ob sich die Kennwerte für eine Gefährdungsbeurteilung nutzen lassen.

In Abschnitt 3.2 wird aber ein Zusammenhang zwischen  $R_{DOF}$  und Beschwerdevariablen in univariaten und kombinierten Analysen nachgewiesen. Damit ist a-posteriori auch das zugrunde liegende, quasi-statische Bewertungsschema in Tabelle 2 gerechtfertigt, wobei nicht ausgeschlossen ist, dass das Berücksichtigen von dynamischen Anteilen noch bessere Ergebnisse liefert. Die Analyse dieser Studie zeigt aber, dass mit  $R_{DOF}$  und  $R_{WBV-P}$  relevante Teile der Belastung erfasst werden können, die für eine Gefährdung mit Blick auf die untersuchten Beschwerden eine Rolle spielen. Für die hier gewählte Stichprobe lassen sich die Belastungsarten linear kombinieren, sodass neben dem Index  $R_{WBV-P}$  auch andere Kennwerte [25] zu geeigneten Beschreibungen führen [15], die ebenfalls auf einer linearen Kombination dieser beiden Belastungen beruhen.

Damit ist es möglich die hier vorgestellten Methoden für die Gefährdungsbeurteilung zu nutzen. So lassen sich zum Beispiel präventive Maßnahmen dadurch bewerten, dass sie bei den Beschäftigten zu einer deutlichen Verringerung der hier benutzten Belastungswerte führen. Einschränkungen ergeben sich dabei im Hinblick auf Grenzwerte, die hier nicht abzuleiten sind, oder Beschwerden, die über subjektiv empfundene Schmerzen hinausgehen. Dies müssen zukünftige Studien klären, die aber auf die Ergebnisse dieser Studie aufbauen können.

## Danksagung

Diese Studie ist durch die Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung (FP 306) gefördert worden. Die Autoren danken Mark Krichels, Christian Böser, Benno Göres, Detlef Sayn, Ingo Herrmanns, Rebekka Winkler für ihre Beiträge zu diesem Projekt.

- [1] Brennscheidt F, Nöllenheidt C, Siefer, *Arbeitswelt im Wandel: Zahlen - Daten - Fakten Zahlen - Daten – Fakten*, 1. Auflage, Dortmund, 2012.
- [2] Bernard B, *Musculoskeletal Disorders and Workplace Factors*, NIOSH Publication Number 97-141, 1997.
- [3] Lotters F, Burdorf A, Kuiper J, Miedema H, *Model for the work-relatedness of low-back pain*, Scand J Work Environ Health (2003) 29, 431-440.
- [4] Magnusson M, Pope MH, Okunribido OO, *Low back pain in drivers: The relative role of whole body vibration, posture and manual materials handling*, Health and Safety Executive Report 4397/R55.096/2004, University of Aberdeen, 2004.  
Okunribido OO, Magnusson M, Pope MH, *Low back pain in drivers: The relative role of whole body vibration, posture and manual materials handling*, Journal of Sound and Vibration (2006) 298:540-555.
- [5] Hoy J, Mubarak N, Nelson S, Sweerts de Landas M, Magnusson M, Okunribido O, Pope M, *WBV and Posture as risk factors for low back pain among forklift truck drivers*, Journal of sound and Vibration (2005) 284:933-946.
- [6] Bovenzi M, *Metrics of whole-body vibration and Exposure-response relationship for low back pain in professional drivers: a prospective cohort study*, International Archives of Occupational and Environmental Health (2009) 82:893-917
- [7] Bovenzi M, Rui F, Negro C, D'Agostin F, Angotzi G, Bianchi S, Bramanti L, Festa G, Gatti S, Pinto I, Rondina L, Stacchini N, *An epidemiological study of low back pain in professional drivers*, Journal of Sound and Vibration (2006) 298:514-539.
- [8] Tiemessen I, Hulshof C, Frings-Dresen M, *Low back pain in drivers exposed to whole body vibration: analysis of a dose-response pattern*, Occup Environ Med (2008) 65:667-675.
- [9] Fritz M, Schäfer K, *Berücksichtigung der Haltung des Oberkörpers bei der Beurteilung von Ganzkörper-Schwingungen Zeitschrift für Arbeitswissenschaft, Z Arb Wiss*, (2010) 64:293-304.

- [10] Morgan L, Mansfield N, *A survey of expert opinion on the effects of occupational exposures to trunk rotation and whole-body vibration*, Ergonomics (2014) 57:563-574.
- [11] Technische Regel zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - TRLV Vibrationen, Ausgabe: März 2015, GMBI Nr. 25/26 vom 24. Juni 2015, S. 482.
- [12] ISO/TR 10687:2009, *Mechanical vibration - description and determination of seated postures with reference to whole-body vibration*, Beuth, Berlin.
- [13] Raffler N, Hermanns I, Sayn D, Gores B, Ellegast R, Rissler J, *Assessing combined exposures of whole-body vibration and awkward posture--further results from application of a simultaneous field measurement methodology*, Industrial health (2010) 48:638-644.
- [14] Hermanns I, Raffler N, Ellegast R, Fischer S, Göres B, *Simultaneous field measuring method of vibration and body posture for assessment of seated occupational driving tasks*, Int J Ind Ergon (2008) 38:255-263.
- [15] Raffler N, Rissler J, Ochsmann E, Schikowsky C, Kraus T, *Arbeitsmedizinische Pilotstudie "Kombinationsexpositionen von Ganzkörper-Vibrationen und Körperhaltungen"*, Abschlussbericht DGUV FP 306, in Vorbereitung.
- [16] Kuorinka I, Jonsson B, Kilbom A, Vinterberg H, Biering-Sorensen F, Andersson G, Jorgensen K, *Standardised Nordic questionnaires for the analysis of musculoskeletal symptoms Applied Ergonomics*, (1987) 18:233 – 237.
- [17] ISO 8041:2005, *Human response to vibration - Measuring instrumentation*, Beuth, Berlin.
- [18] VDI 2057-1:2002, *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen*, Beuth, Berlin.
- [19] EU-Directive 2002/44/EC. *On the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration)*, Directive 2002/44/EC. Official journal of the European Community, 6th July 2002, L 117/13-19.
- [20] DIN EN 1005-4:2005, *Safety of machinery - Human physical performance - Part 4: Evaluation of working postures and movements in relation to machinery*, Beuth, Berlin.
- [21] ISO 11226:2000, *Ergonomics - Evaluation of static working postures*, Beuth, Berlin.
- [22] Rahmatalla S, Jonathan DeShaw, *Predictive discomfort of non-neutral head-neck postures in fore-aft whole-body vibration Ergonomics* (2011) 54(3):263-272.
- [23] Schwarze S, Notbohm G, Dupuis H, Hartung E, *Dose-response relationships between whole-body vibration and lumbar disk disease - A field study on 388 drivers of different vehicles*, Journal of Sound and Vibration (1998) 215(4): 613-628.

- [24] Bovenzi M, Schust M, Menzel G, Prodi A, Mauro M, *Relationships of low back outcomes to internal spinal load: a prospective cohort study of professional drivers*, International Archives of Occupational and Environmental Health (2015) 88(4): 487–499.
- [25] Schäfer K, Rokosch F, Schick R, Hermanns I, Ellegast R, *Gleichzeitige Messung von Ganzkörper-Schwingungen und Körperhaltungen*, Zentralblatt für Arbeitsmedizin, Arbeitsschutz und Ergonomie (2006) 329-342

# Zur Risikoabschätzung für Knochen- und Gelenkerkrankungen bei Arbeiten mit Motorkettensägen

Dr. rer. nat. **Frank Koch**, Landesamt für Arbeitsschutz,  
Verbraucherschutz und Gesundheit Potsdam

## Kurzfassung

Die Einwirkung von Hand-Arm-Vibrationen (HAV) durch Motorkettensägen wird bisher als arbeitstechnische Voraussetzung im Anerkennungsverfahren für BK-Nr. 2103 nicht ausreichend anerkannt, da hier keine wesentliche Einwirkung niederfrequenter Schwingungen gegeben sei. Die hier vorgestellten Auswertungen teraufgelöster Schwingungsmessungen und die damit erfolgte Risikoabschätzung zeigen, dass bei Motorkettensägen auch hinreichend hohe Beschleunigungen im Bereich  $\leq 50$  Hz auftreten können, um Knochen-/Gelenkerkrankungen auszulösen.

## Abstract

Until now exposure to hand-arm vibration (HAV) by chainsaws has not sufficiently been recognized as procedural requirement in the recognition process for the occupational disease (BK) No. 2103, as no significant exposure to low-frequency oscillations is said to be given. The presented analyses of vibration measurements, which are resolved in third octave bands and the therewith implemented risk assessment show that also at chain saws sufficiently high accelerations in the range  $\leq 50$  Hz can occur to cause bone/joint diseases.

## 1. Hintergrund

Es ist bekannt, dass die Exposition gegenüber HAV bei Beschäftigten zur Gefährdung ihrer Gesundheit führen kann. Präventiv trägt dem die LärmVibrationsArbSchV [1] Rechnung, in Abhängigkeit vom Expositions-niveau sind demnach Maßnahmen umzusetzen. Ist die Beanspruchung jedoch entsprechend hoch, so können als chronische Wirkungen an den Händen auch Gefäß- und Knochen- bzw. Gelenkschäden die Folge sein [2 bis 5]. Beim Umgang mit Motorkettensägen sind die Benutzer (z. B. Waldarbeiter) gegenüber HAV exponiert. Hier können bei Vorliegen der notwendigen arbeitstechnischen Voraussetzungen (Expositionshöhe und -zeiten) vibrationsbedingte Durchblutungsstörungen an den Händen (Weißfinger-Krankheit oder vibrationsbedingtes vasospastisches Syndrom) als Berufskrankheit (BK-Nr. 2104) anerkannt werden. Die gleichen arbeitstechnischen Voraussetzungen bzgl. des Umgangs mit Motorkettensägen werden im BK-Anerkennungsverfahren für Knochen- und

Gelenkerkrankungen (BK-Nr. 2103) oftmals nicht berücksichtigt, da diese Erkrankungen nur durch niederfrequente Schwingungen ( $\leq 50$  Hz) verursacht werden und Motorkettensägen hier nicht hinreichend emittieren würden (siehe [6]).

Es gibt jedoch Fälle, wo trotz typischer Gelenkerkrankungen sowie hoher und langjähriger Exposition gegenüber HAV durch Arbeiten mit Motorkettensägen das Antragsverfahren wegen des Fehlens der arbeitstechnischen Voraussetzungen nicht zur BK-Nr. 2103 führt. Wichtig ist in diesem Zusammenhang die Arbeit von Dupuis u. a. [7], wo festgestellt wird, dass der Hauptfrequenzbereich bei Kettensägen immer über 50 Hz liegt (s. Tabelle 1). Darauf ist letztlich zurückzuführen, dass, zumindest für einige Berufsgenossenschaften, bei Arbeiten mit Motorkettensägen (im Gegensatz zu Schlagschraubern, Meißel- und Bohrhämmern) keine hinreichende Belastung für eine BK-Nr. 2103 vorliegt.

Tabelle 1: Ankopplung und Hauptfrequenzbereiche für einige handgehaltene und handgeführte Geräte - Arbeitstechnische Voraussetzungen für die BK-Nr.2103 [6 bis 8]

Gerätebezeichnung	starke Ankopplung der Hände		Hauptfrequenzbereich	
	ja	nein	$\leq 50$ Hz	$> 50$ Hz
<b>Handgehaltene Geräte</b>				
Aufbruchhammer	x		x	
Abbauhammer	x		x	
Gleisstopfer	x		x	
Meißelhammer	x		x	x <sup>1)</sup>
Schlagschrauber	x		x	x <sup>1)</sup>
Bohrhammer	x		x	x <sup>1)</sup>
Schlagbohrmaschine	x			x
Winkelschleifmaschine	x			x
Trennschleifmaschine	x			x
Kettensäge	x			x
Handkreissäge	x			x
<b>Handgeführte Geräte</b>				
Vibrationsplatte		x	x	x
Vibrationswalze		x	x	
Vibrationsstampfer		x	x	
Fugenschneider		x		x

<sup>1)</sup> Hauptfrequenzbereich ist von Größe/Leistung des Gerätes abhängig.

Hier werden nun frequenzabhängige Auswertungen von Schwingungsmessungen an Motorkettensägen und die damit verbundene Risikoabschätzung für Knochen- und Gelenkerkrankungen bzw. vibrationsbedingte Durchblutungsstörungen vorgestellt, die diese für die Betroffenen bedeutsame Einschätzung überprüfen und ggfs. korrigieren sollen.



## 2. Untersuchungsmethode

Aus dem üblicherweise vorliegenden Effektivwert  $a_{hw}$  der frequenzbewerteten Beschleunigung kann nicht abgeleitet werden, welche Frequenzanteile vorrangig im Schwingungssignal vertreten sind, da  $a_{hw}$  über den gesamten Frequenzbereich von 8 bis 1000 Hz ermittelt wird. Im Anhang D der VDI 2057-2 [9] wird ein Verfahren vorgeschlagen, das es bei Kenntnis der Anteile der bewerteten Beschleunigung unterhalb und oberhalb 50 Hz,  $a_{hw(<50\text{Hz})}$  und  $a_{hw(\geq 50\text{Hz})}$ , erlaubt, das Risiko für die Entstehung von Knochen- und Gelenkerkrankungen bzw. von peripheren Durchblutungs- und Nervenfunktionsstörungen abzuschätzen.

Tabelle 2: Frequenzbetrachtung nach VDI 2057/2 Anhang D am Beispiel der  
Säge Nr. 9, Werte ermittelt beim Sägen von Holz unter Vollast

Terz- mitten- frequenz in Hz	Bewer- tungs- faktor $W_{hi}$	Hauptgriff				Nebengriff			
		$a_{hi} \times W_{hi}$ in $\text{m/s}^2$ in Richtung			$a_{hv, \text{Terz}}$ in $\text{m/s}^2$ für den Vektor	$a_{hi} \times W_{hi}$ in $\text{m/s}^2$ in Richtung			$a_{hv, \text{Terz}}$ in $\text{m/s}^2$ für den Vektor
		x	y	z		x	y	z	
6,3	0,723	0,11	0,13	0,10	0,20	0,16	0,16	0,01	0,23
8	0,873	0,13	0,16	0,10	0,23	0,19	0,10	0,09	0,23
10	0,951	0,14	0,23	0,14	0,30	0,26	0,12	0,13	0,31
12,5	0,958	0,23	0,27	0,18	0,39	0,33	0,16	0,16	0,39
16	0,896	0,28	0,31	0,24	0,48	0,35	0,22	0,19	0,46
20	0,782	0,39	0,36	0,38	0,65	0,36	0,20	0,27	0,49
25	0,647	0,48	0,60	0,43	0,88	0,56	0,38	0,44	0,81
31,5	0,519	0,81	0,72	0,90	1,41	0,66	0,59	0,40	0,97
40	0,411	1,79	1,34	1,83	2,89	1,31	1,03	0,69	1,80
50	0,324	2,30	2,14	2,40	3,95	2,11	1,06	1,43	2,76
63	0,256	1,47	0,67	1,72	2,36	0,79	0,94	0,70	1,42
80	0,202	1,10	0,64	1,30	1,82	0,48	0,80	0,59	1,10
100	0,160	4,57	3,11	6,15	8,27	1,72	2,25	5,56	6,24
125	0,127	1,26	0,78	1,45	2,07	0,33	0,35	1,22	1,31
160	0,101	0,75	0,36	0,48	0,96	0,15	0,18	0,16	0,28
200	0,080	0,68	0,63	0,58	1,10	0,30	0,12	0,31	0,44
250	0,063	0,42	0,24	0,34	0,59	0,10	0,10	0,12	0,18
315	0,050	0,32	0,10	0,19	0,38	0,10	0,10	0,10	0,17
400	0,040	0,28	0,10	0,12	0,32	0,10	0,10	0,10	0,17
500	0,031	0,10	0,00	0,10	0,14	0,00	0,06	0,00	0,06
630	0,025	0,10	0,01	0,10	0,14	0,00	0,00	0,02	0,02
800	0,019	0,02	0,01	0,01	0,02	0,00	0,00	0,00	0,00
1000	0,014	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
$a_{hw}/v(8-1000\text{Hz})$ in $\text{m/s}^2$		6,08	4,41	7,46	10,58	3,38	3,10	6,03	7,58
$a_{hw}/v(< 50\text{ Hz})$ in $\text{m/s}^2$		3,11	2,77	3,22	5,27	2,72	1,69	1,74	3,64
$a_{hw}/v(> 50\text{ Hz})$ in $\text{m/s}^2$		5,22	3,43	6,73	9,18	2,01	2,61	5,78	6,65

Bei dem hier angewandten Verfahren werden die Anteile  $a_{hw(<50\text{Hz})}$  und  $a_{hw(\geq 50\text{Hz})}$  rechnerisch aus den Terzbandspektren ermittelt. Für Knochen- und Gelenkerkrankungen sind diese Anteile für die Unterarmrichtung bzw. der dieser am nächsten kommenden Richtung zu ermit-

ten, für die peripheren Durchblutungs- und Nervenfunktionsstörungen werden die Anteile am Schwingungsgesamtwert (Vektorbetrag) bestimmt. Das Ergebnis dieser Frequenzanalyse ist in Tabelle 2 an einem Beispiel dargestellt.

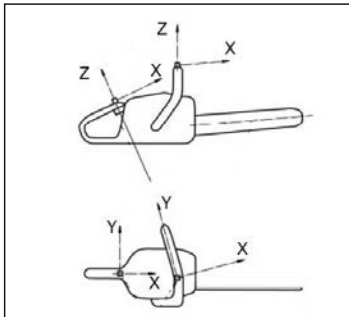


Bild 1: Koordinatensystem bei den Messungen an Säge Nr. 9

Zur Auswahl der Unterarmrichtung müssen das der Messung zugrunde liegende Koordinatensystem und die Armstellung betrachtet werden. Im Beispiel der Säge Nr. 9 kommt bei der Baumpflege sowohl beim Hauptgriff (Handgriff, hinten) als auch beim Nebengriff (Griffrohr, vorn) jeweils die x-Richtung (s. Bild 1) der Unterarmrichtung am nächsten. Das ist aber nur im maschinenorientierte Koordinatensystem (z. B. in [10], [11]) so, im biodynamischen Koordinatensystem (z. B. in [9], [12]) wäre das die z-Richtung. Die Auswertung in Unterarmrichtung erfolgte jeweils für diese Richtung (x bzw. z).

Tabelle 3: an den 14 Motorkettensägen ermittelte Beschleunigungen in unterschiedlichen Frequenzbereichen

Motor- ketten- säge Nr.	Beschleunigungen in $\text{m/s}^2$											
	Haupt-/Handgriff oder hinten						Nebengriff/Griffrohr oder vorn					
	in Unterarmrichtung			Vektorbetrag			in Unterarmrichtung			Vektorbetrag		
	$a_{hw}(8-1000\text{Hz})$	$a_{hw}(\leq 50\text{Hz})$	$a_{hw}(> 50\text{Hz})$	$a_{hv}(8-1000\text{Hz})$	$a_{hv}(\leq 50\text{Hz})$	$a_{hv}(> 50\text{Hz})$	$a_{hw}(8-1000\text{Hz})$	$a_{hw}(\leq 50\text{Hz})$	$a_{hw}(> 50\text{Hz})$	$a_{hv}(8-1000\text{Hz})$	$a_{hv}(\leq 50\text{Hz})$	$a_{hv}(> 50\text{Hz})$
1	3,67	2,35	2,82	17,13	14,29	9,45	4,48	1,12	4,33	6,43	3,17	5,60
2 <sup>1)</sup>	8,51	2,83	8,03	8,51	2,83	8,03	8,51	2,83	8,03	8,51	2,83	8,03
3 <sup>1)</sup>	9,87	5,42	8,26	9,87	5,42	8,26	9,87	5,42	8,26	9,87	5,42	8,26
4	2,09	1,04	1,81	5,07	2,00	4,66	3,53	0,86	3,43	5,34	1,46	5,13
5	3,73	1,21	3,53	3,60	1,78	3,13	2,84	0,63	2,77	4,39	1,13	4,24
6	3,67	3,55	0,94	5,43	4,94	2,25	3,63	3,06	1,95	7,16	6,18	3,63
7	4,28	2,77	3,26	10,55	8,19	6,66	2,63	1,65	2,05	6,18	4,56	4,17
8	4,13	1,39	3,89	6,28	2,09	5,92	2,87	1,21	2,61	4,64	1,78	4,29
9	6,08	3,11	5,22	10,58	5,27	9,18	3,38	2,72	2,01	7,58	3,64	6,65
10	1,95	1,75	0,85	3,67	2,79	2,38	2,66	1,81	1,95	3,93	3,19	2,30
11	3,76	3,35	1,72	5,91	5,11	2,98	3,41	2,17	2,62	7,05	5,94	3,80
12	1,75	0,60	1,64	2,47	1,01	2,25	1,41	0,65	1,25	2,16	0,88	1,97
13	2,96	1,27	2,68	4,60	1,97	4,15	2,78	0,95	2,61	4,68	1,78	4,33
14	1,72	0,93	1,44	3,40	1,85	2,85	2,77	0,83	2,64	4,56	1,32	4,36
<sup>1)</sup> Werte aus grafischer Darstellung in Literatur abgeschätzt, Messort und Richtung/Vektor unklar												

Wenn, wie in der Forstarbeit üblich, die Beschäftigten an der Säge auch umgreifen oder den Arm abwinkeln, ist die Unterarmrichtung nicht mehr eindeutig festgelegt und die Auswertung könnte auch hier anhand des Vektorbetrages erfolgen.

Für die Untersuchung wurden dem Autor von zwei Geräteherstellern sowie einem Prüfinstitut 12 teraufgelöste Schwingungsmessungen beim Sägen (Normmessungen bei Nenndrehzahl oder Volllast) bzw. beim Drittmix (Leerlauf/Volllast/Vollgas) zur Verfügung gestellt. Weitere zwei teraufgelöste Schwingungsmessungen beim Sägen wurden aus der Arbeit von Hartung und Dupuis [13] grafisch ermittelt. Von den unterschiedlichen Motorkettensägen waren bis auf Säge Nr. 3 alle mit AVS ausgestattet. Im Ergebnis der Untersuchung lagen von den 14 Motorkettensägen die in Tabelle 3 angegebenen Werte  $a_{hw(8-1000Hz)}$ ,  $a_{hw(\leq 50Hz)}$  und  $a_{hw(>50Hz)}$  in Unterarmrichtung (x bzw. z) sowie  $a_{hv(8-1000Hz)}$ ,  $a_{hv(\leq 50Hz)}$  und  $a_{hv(>50Hz)}$  für den Gesamtschwingungswert vor und dabei an 12 Motorkettensägen jeweils getrennt für Haupt- und Nebengriff.

### 3. Auswertung

Nach VDI 2057-2 liegt ein erhöhtes Risiko für Knochen- und Gelenkerkrankungen bzw. von peripheren Durchblutungs- und Nervenfunktionsstörungen dann vor, wenn der Anteil der frequenzbewerteten Beschleunigungsanteile von  $a_{hw(\leq 50Hz)}$  (in Unterarmrichtung) bzw.  $a_{hw(>50Hz)}$  am jeweiligen Gesamtwert  $a_{hw(8-1000Hz)}$  mindestens 75 % beträgt. Ist eine solche Zuordnung nicht möglich, so kann in Abhängigkeit von der Intensität ein Risiko für beide Erkrankungsarten bestehen. Implizite Voraussetzung für diese Risikoabschätzung ist, dass der Gesamtwert (in Verbindung mit der Einwirkungsdauer) eine gesundheitliche Gefährdung darstellt.

Nach TRLV Vibrationen Teil 1 [14] ist bei einem „dauerhaften“ Tages-Vibrationsexpositions-wert von  $A(8) \geq 2,5 \text{ m/s}^2$  von einer Gefährdung der Beschäftigten auszugehen (s. auch [15]). Gemäß DIN SPEC 45694 [16] bzw. Anlage 1 in [14] und können bei Motorkettensägen die vom Hersteller gemäß der harmonisierten Prüfnorm ermittelten und in der Betriebsanleitung angegebenen Emissionswerte direkt zur Gefährdungsbeurteilung herangezogen werden (Korrekturfaktor ist hier 1). Nach [16] beträgt bei Forstarbeitern die typische Einwirkungs-dauer für HAV beim Arbeiten mit Kettensägen an einem 8-h-Arbeitstag 3,7 h. Eine zu allgemeiner Gefährdung führende Tagesexposition von  $A(8) = 2,5 \text{ m/s}^2$  wird damit ab einem Schwingungsgesamtwert von  $3,68 \text{ m/s}^2$  erreicht. In Anlehnung an die 75 %-Regel in [9] sollte für ein erhöhtes Risiko für Knochen-/Gelenkerkrankungen zusätzlich in Unterarmrichtung  $A(8)_{(\leq 50 \text{ Hz})} > 0,75 \times 2,5 \text{ m/s}^2$  sein, was bedeutet, dass  $a_{hw(\leq 50Hz)} > 0,75 \times 3,68 \text{ m/s}^2 = 2,76 \text{ m/s}^2$

sein muss. Die analoge Betrachtung bei Durchblutungs-/Nervenstörung führt beim Gesamtschwingungswert auf  $a_{hv(>50\text{Hz})} > 2,76 \text{ m/s}^2$ .

Damit ergibt sich für die Risikoabschätzung für Knochen- und Gelenkerkrankungen bzw. von peripheren Durchblutungs- und Nervenfunktionsstörungen in Anlehnung an VDI 2057-2 (ohne weitere Bestimmung der Einwirkungsdauer) die folgende Spezifizierung für Forstarbeiter bei Arbeiten mit Motorkettensägen:

- 1) Das allgemeine Risiko einer Gesundheitsgefährdung liegt vor, wenn an Haupt oder Nebengriff  $a_{hv(8-1000\text{Hz})} \geq 3,68 \text{ m/s}^2$  ist.
- 2) Ein erhöhtes Risiko für Knochen-/Gelenkerkrankungen liegt vor, wenn das allgemeine Risiko einer Gesundheitsgefährdung vorliegt und an Haupt oder Nebengriff in Unterarmrichtung  $a_{hw(\leq 50\text{Hz})} > 2,76 \text{ m/s}^2$  ist.
- 3) Ein erhöhtes Risiko für Durchblutungs-/Nervenstörungen liegt vor, wenn das allgemeine Risiko einer Gesundheitsgefährdung vorliegt und an Haupt oder Nebengriff beim Gesamtschwingungswert  $a_{hv(>50\text{Hz})} > 2,76 \text{ m/s}^2$  ist.
- 4) Beides ist möglich, wenn für beide Erkrankungsarten ein erhöhtes Risiko vorliegt. Das Risiko ist indifferent, wenn das allgemeine Risiko einer Gesundheitsgefährdung vorliegt, aber für keine der beiden Erkrankungsarten ein erhöhtes Risiko vorliegt.

Tabelle 4: Auswertung im Hinblick auf die Erkrankungsrisiken

Motor- ket- ten- sä- ge Nr.	Herstel- lungs- jahr (Serien- beginn)	Maximum $a_{hw(\leq 50\text{Hz})}$ in $\text{m/s}^2$	Maximum $a_{hw(\leq 50\text{Hz})}$ in $\text{m/s}^2$	Anteil an $a_{hw(\leq 50\text{Hz})}$	Maximum $a_{hv(>50\text{Hz})}$ in $\text{m/s}^2$	Anteil an $a_{hv(>50\text{Hz})}$	Erkrankungsrisiko			
							all- gemein erhöht	erhöht für Knochen- /Gelenks- erkrank- ung	erhöht für Durch- blutungs- /Nerven- stör.	beides möglich oder indif- ferent
1	1967	17,13	2,35	64,0%	9,45	55,1%	ja	? <sup>1)</sup>	ja	nein
2	vor 1986	8,51	2,83	33,2%	8,03	94,3%	ja	ja <sup>2)</sup>	ja	ja <sup>2)</sup>
3	vor 1986	9,87	5,42	54,9%	8,26	83,6%	ja	ja <sup>2)</sup>	ja	ja <sup>2)</sup>
4	1980	5,34	1,04	50,0%	5,13	96,2%	ja	nein	ja	nein
5	2000	4,39	1,21	32,4%	4,24	96,6%	ja	nein	ja	nein
6	2005	7,16	3,55	96,6%	3,63	50,6%	ja	ja	ja	ja
7	2005	10,55	2,77	64,8%	6,66	63,1%	ja	ja	ja	ja
8	?	6,28	1,39	33,5%	5,92	94,3%	ja	nein	ja	nein
9	?	10,58	3,11	51,3%	9,18	86,7%	ja	ja	ja	ja
10	2007	3,93	1,81	68,0%	2,38	65,0%	ja	? <sup>1)</sup>	nein	ja
11	2012	7,05	3,35	88,9%	3,80	53,9%	ja	ja	ja	ja
12	?	2,47	0,65	46,0%	2,25	91,3%	nein	nein	nein	nein
13	aktuell	4,68	1,27	42,8%	4,33	92,5%	ja	nein	ja	nein
14	aktuell	4,56	0,93	54,2%	4,36	95,7%	ja	nein	ja	nein

<sup>1)</sup> hier ist beim Vektor der Anteil  $a_{hv(\leq 50\text{Hz})} > 2,76 \text{ m/s}^2$ , <sup>2)</sup> Messort und Richtung/Vektor unklar

Die nach dieser Risikoabschätzung erfolgte Auswertung der Messungen an den 14 Motorkettensägen ist in Tabelle 4 dargestellt. Wie die hier mit angegebenen Anteile an  $a_{hw(8-1000\text{Hz})}$  und  $a_{hv(8-1000\text{Hz})}$  zeigen, spielt der jeweilige Anteil am Gesamtwert für die Risikoabschätzung keine Rolle, maßgeblich ist die tatsächliche Höhe der Belastung in den jeweiligen Frequenzbereichen – das sollte auch im Vorschlag der VDI 2057-2 Anhang D so formuliert sein.

Im Ergebnis der Auswertung wird somit festgestellt, dass bei 13 der 14 untersuchten Motorkettensägen die Schwingbeschleunigungen zu einer allgemein erhöhten Gefährdung durch Hand-Arm-Vibrationen führen können. Die Auswertung der Frequenzverteilung zeigt, dass bei 10 Sägen ein erhöhtes Risiko für Durchblutungs-/Nervstörungen und bei mindestens 6 Sägen ein erhöhtes Risiko für Knochen-/Gelenkerkrankungen vorliegt. Bei 7 Sägen ist beides möglich bzw. das Risiko ist hier indifferent. Wenn die Auswertung für Knochen-/Gelenkerkrankungen, wegen nicht eindeutiger Festlegung der Unterarmrichtung, anhand des Vektorbetrages erfolgt, so erhöht sich die Zahl der potentiell gefährlichen Sägen auf 8 (vergl. auch Tabelle 3). Somit wird an ca. der Hälfte der Motorkettensägen die zu überprüfende Einschätzung widerlegt, wonach bei Motorkettensägen für die BK-Nr. 2103 keine hinreichende Belastung vorliegen kann.

In Bild 2 ist das Ergebnis der Auswertung grafisch dargestellt. Oberhalb der eingezeichneten Beschleunigung von  $2,76 \text{ m/s}^2$  liegt der Gefährdungsbereich sowohl für  $a_{hw(\leq 50\text{Hz})}$  (Knochen-/Gelenkerkrankungen) als auch für  $a_{hv(>50\text{Hz})}$  (Durchblutungs-/Nervstörungen). Da die Sägen tendenziell aufsteigend nach ihrem Herstellungszeitraum geordnet sind (vergleiche Tabelle 4), wird ansatzweise auch die technische Entwicklung mit

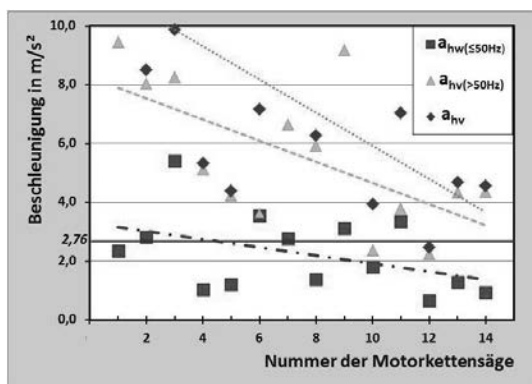


Bild 2: zur Risikobewertung relevante Beschleunigungen der untersuchten Motorkettensägen

berücksichtigt. Die zu den Beschleunigungen eingezeichneten linearen Trendlinien zeigen, dass die von Motorkettensägen ausgehenden Gefährdungen durch HAV abnehmen. Zu Knochen-/Gelenkerkrankungen führende niederfrequente Schwingungen sollten bei modernen und dem Stand der Technik entsprechenden Motorkettensägen nur noch von geringer Bedeutung sein, sie dürfen bei älteren Motorkettensägen, die aber in

jetzigen BK-Verfahren relevant sind, jedoch nicht unterschätzt werden. Trotz signifikanter Absenkung könnten die für Durchblutungs-/Nervenstörungen verantwortlichen hochfrequenten Schwingungen bei Motorkettensägen noch immer ein Problem sein. Dabei ist aber zu beachten, dass neben der hier zugrunde liegenden Auswertung nach Anhang D der VDI 2057-2 [9] auch eine Risikoabschätzung denkbar ist, die auf einer neuen Frequenzbewertung für Weißfinger-Krankheit basiert [17]. Ob und wie eine solche Auswertung das Ergebnis für die Motorkettensägen verändert, war aber nicht Gegenstand der Untersuchungen.

Die im BK-Anerkennungsverfahren noch oft verwendete Zuordnung anhand der Hauptfrequenzbereiche (Bild 1) muss korrigiert werden. Ob hierfür noch weitere Untersuchungen nötig sind, ist durch die hierfür zuständigen Gremien zu entscheiden. Eine seitens der DGUV bereits 2009 gestartete epidemiologische Fall-Kontroll-Studie zur Risikoabschätzung frequenzabhängiger, arbeitsbedingter Hand-Arm-Vibrationen wird allerdings erst in einigen Jahren zu Ergebnissen führen [18]. Es ist dabei aber zu bedenken, dass, wenn ein Änderungsbedarf zugunsten der Betroffenen hier vorliegt, das zügig umzusetzen ist. Motorkettensägen mit hinreichend hohem Gefährdungspotential dürften bei den heutigen BK-Verfahren noch eine große Rolle spielen.

#### 4. Zusammenfassung

Mit den teraufgelösten Messungen der Beschleunigungen in Unterarmrichtung und der damit erfolgten Risikoabschätzung wurde nachgewiesen, dass bei Motorkettensägen auch im niederfrequenten Bereich  $\leq 50$  Hz die Intensität der Schwingungen ausreichen kann, um bei für Forstarbeiter übliche Einwirkungsdauern über hinreichend lange Beschäftigungszeiträume Knochen- und Gelenkerkrankungen auszulösen. Die arbeitstechnischen Voraussetzungen für die BK-Nr. 2103 können somit auch beim Umgang mit Motorkettensägen vorliegen, was im BK-Anerkennungsverfahren berücksichtigt werden muss.

## Literatur

- [1] Verordnung zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen (Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - LärmVibrationsArbSchV) Vom 6. März 2007. In der Version von Juli 2010, BGBl. I, S. 960
- [2] Merkblatt zur BK 2104 Vibrationsbedingte Durchblutungsstörungen an den Händen. Bek. des BMA vom 10.7.1979 im Bundesarbeitsblatt 7/8/1979
- [3] Merkblatt zur Berufskrankheit Nr. 2103 der Anlage zur Berufskrankheiten-Verordnung (BKV) Erkrankungen durch Erschütterung bei Arbeit mit Druckluftwerkzeugen oder gleichartig wirkenden Werkzeugen oder Maschinen. BArbBl. 3/2005, S. 51
- [4] Mehrtens G, Brandenburg S; Die Berufskrankheiten-Verordnung (BKV), Kommentar, Vibrationsbedingte Durchblutungsstörungen M 2104. Berlin: Erich Schmidt Verlag 1980
- [5] Mehrtens G, Brandenburg S; Die Berufskrankheiten-Verordnung (BKV), Kommentar, Erkrankungen durch Druckluftwerkzeuge M 2013. Berlin: Erich Schmidt Verlag 2005
- [6] Schönberger A, Mehrtens G, Valentin H; Arbeitsunfall und Berufskrankheit, Rechtliche und medizinische Grundlagen für Gutachter, Sozialverwaltung, Berater und Gerichte, BK-Nr. 2103 Arbeitstechnische Voraussetzungen. Berlin: Erich Schmidt Verlag 2010, 1167-1169
- [7] Dupuis H, Hartung E, Konietzko J; Arbeitstechnische Voraussetzungen für die Berufskrankheit Nr. 2103. Arbeitsmed. Sozialmed. Umweltmed. 33, 11, 1998, 490-496
- [8] Hecker C; Vibrations-Belastungen des Hand-Arm-Systems und Präventionsmaßnahmen. Zbl Arbeitsmed 53, 2003, 27-33
- [9] VDI 2057 Blatt 2:2014: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen – Hand-Arm-Schwingungen. Beuth Verlag, Berlin
- [10] DIN EN ISO 22867:2012 Forst- und Gartenmaschinen - Schwingungsmessnorm für handgehaltene Maschinen mit Verbrennungsmotor - Schwingungen an den Handgriffen (ISO 22867:2011); Deutsche Fassung EN ISO 22867:2011. Beuth Verlag, Berlin
- [11] DIN EN ISO 5349-2:2015: Mechanische Schwingungen – Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen – Teil 2: Praxisgerechte Anleitung zur Messung am Arbeitsplatz. Beuth Verlag, Berlin
- [12] DIN EN ISO 5349-1:2001: Mechanische Schwingungen – Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen – Teil 1: Allgemeine Anforderungen. Beuth Verlag, Berlin
- [13] Hartung E, Dupuis H; Maßnahmen zur Reduzierung der Schwingungsbelastung bei der Arbeit mit Motorkettensägen. Arbeitswissenschaftliche Erkenntnisse Nr. 34; Bundesanstalt für Arbeitsschutz, Dortmund, 1987

- [14] Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung TRLV Vibrationen Teil 1: Beurteilung der Gefährdung durch Vibrationen.  
Ausgabe: März 2015, GMBI 2015 S. 485
- [15] DGUV Rundschreiben - 0072/2013 VbgBK: Zuständigkeitskriterien für die BK-Nummern 2103 und 2104. Berlin, 2013
- [16] DIN SPEC 45694:2013: Mechanische Schwingungen – Anleitung zur Beurteilung der Belastung durch Hand-Arm-Schwingungen aus Angaben zu den benutzten Maschinen einschließlich Angaben von den Maschinenherstellern; Deutsche Fassung CEN/TR 5350:2013. Beuth Verlag, Berlin
- [17] Brammer AJ, Pitts PM; Frequency weighting for vibration-induced white finger compatible with exposure-response models. Ind Health 50, 2012, 397-411
- [18] Kaulbars U: Gefährdungsbeurteilung der Hand-Arm-Vibration bei der Waldarbeit mit Motorkettensägen, IFA Report 5/2015, DGUV, 2015



# **Humanschwingungen an Motorrädern bei unterschiedlichen Fahrzuständen**

## **Studie zu Hand-Arm- und Ganzkörperschwingungen**

# **Human Vibration on Motorcycles at Different Driving Conditions**

## **Study on Hand-Arm and Whole-Body Vibrations**

Prof. Dr.-Ing. **Jürgen Adamek**, Dipl. Wi.-Ing. **Marcus Schröter**,  
Hochschule Osnabrück, Institut für Management und Technik, Lingen

### **Kurzfassung**

Motorradfahrer/innen sind mechanischen Schwingungen ausgesetzt, die über Lenker, Fußrasten und Sitzbank übertragen werden. Mehr als drei Viertel der Motorradfahrer/innen berichtet in einer Umfrage über körperliche Symptome, die auf mechanische Schwingungen zurückgeführt werden können, aber über zwei Drittel der Fahrer/innen empfindet die Motorradvibrationen als nicht oder nur wenig störend. Messungen an verschiedensten in Deutschland und Europa üblichen Motorrädern zeigen im Hand-Arm- und Ganzkörperbereich Schwingungswerte, die zum Teil deutlich oberhalb des auf 8 h bezogenen Grenzwerts der Richtlinie 2002/44EG liegen. Vergleichsmessungen an einem Pkw führen bei gleichen Bedingungen zu erheblich geringeren Schwingungswerten. Motorräder im Dienstgebrauch bei Polizei und Johanniter Unfallhilfe können zu Tagesexpositionswerten oberhalb der Auslösewerte führen.

### **Abstract**

Motorcyclists are exposed to mechanical vibrations, which are transmitted over handlebar, seat and foot-rests. About three-quarters of motorcyclists reported in a survey on physical symptoms that can be lead back on mechanical vibrations, but more than two thirds of the drivers reported no or little disturbance due to vibrations from their motorbikes. Measurements on various in Germany and Europe customary motorbikes show hand-arm and whole-body vibration values that partly clearly lie above the 8-hour limit value related to directive 2002/44EG. Comparative measurements on a passenger car under same conditions lead to significant lower vibration values. Motorcycles in official use in the police and Johanniter accident assistance can lead to daily exposure levels above the action levels.

## 1. Einleitung und Zielsetzung

Beim Fahren von Motorrädern werden Fahrer/innen Vibrationen und Schwingungen ausgesetzt, die sowohl vom Motor als auch von Fahrbahnanregungen hervorgerufen werden. Der menschliche Körper reagiert auf mechanische Schwingungen und sollte nur bis zu einem gewissen Grad diesen Schwingungen ausgesetzt werden. Die Höhe der Schwingungsbelastung beim Fahren von Motorrädern ist von einer Vielzahl von Faktoren abhängig: Motorradmodell, Fahrgeschwindigkeit, Motordrehzahl, Reifentyp und -druck, Fahrbahnbeschaffenheit, Fahrwerkseinstellung sowie Greif- und Abstützkräften des/r Fahrers/Fahrerin.

Für Personen, die berufsbedingt Schwingungen ausgesetzt sind, existieren nach 2002/44EG [1] und TRLV [2] Grenzwerte für Hand-Arm-Schwingungen und Ganzkörperschwingungen. Diese Grenzwerte können auch als Richtwert für nicht beruflich exponierte Personen dienen. Bei Überschreitung der Grenzwerte können bei längerer Einwirkung körperliche Beeinträchtigungen oder Schäden entstehen, wie allgemeines Unwohlsein oder Rückenbeschwerden bei Ganzkörperschwingungen oder auch die Weißfingerkrankheit bei Hand-Arm-Schwingungen. Zudem kann das Leistungsvermögen beeinträchtigt und damit die Unfallgefahr potentiell erhöht werden.

Das vorliegende Forschungsprojekt fokussiert sich sowohl auf beruflich motorradfahrende Personen als auch private Nutzer/innen. Ziel ist es, die im Fahrbetrieb auftretende Schwingungsbelastung zu erfassen, eine Größenordnung der Belastung für unterschiedliche in Deutschland gängige Motorräder und deren Fahrer/innen zu bestimmen und betroffene Personengruppen mit Hilfe einer frei zugänglichen Datenbank zu informieren.

Die Vergleichbarkeit der Motorräder untereinander ist in dieser Studie eingeschränkt möglich, da die untersuchten Motorräder zwar auf identischer Strecke mit gleichen Fahrvorgaben gefahren wurden, aber unterschiedliche Laufleistungen und unterschiedliche Pflege- bzw. Wartungszustände aufwiesen sowie von unterschiedlichen Fahrer/innen mit unterschiedlichen Fahrstilen gefahren wurden. Die ermittelten Daten stellen unter reproduzierbaren Randbedingungen die tatsächlich auftretenden Humanschwingungen von Fahrer/-Fahrzeug-Kombinationen dar und repräsentieren damit eine Mindestbandbreite tatsächlich auftretender Belastungen beim Motorradfahren.

Zunächst wird der aktuelle Stand von Studien zu Humanschwingungen an Motorrädern vorgestellt. Anschließend werden die Ergebnisse einer Umfrage unter Motorradfahrer/innen zum subjektiven Empfinden der Motorradvibrationen präsentiert und die Messergebnisse der bei definierten Fahrzuständen an den untersuchten Motorrädern auftretenden Vibrationen/Schwingungen an beiden Lenkergriffen, der Sitzbank und beiden Fußrasten ausgewertet und diskutiert. Ergänzt werden die Untersuchungen durch Messungen der Humanschwin-

gungen und Bestimmung von Tagesexpositionswerten bei beruflich genutzten Motorrädern am Beispiel von Dienstfahrten bei Polizei und Johanniter Unfallhilfe.

## 2. Aktueller Stand von Studien zu Humanschwingungen an Motorrädern

Mirbod, Yoshida et.al [3] untersuchten 1997 in Japan Hand-Arm-Schwingungen bei Motorradpolizisten. Gemessen wurde an vier Motorrädern des Typs Honda RC 35 (V4-Zylinder, 750 ccm, 77 PS, Polizeisondermodell) die Schwingungen am rechten Lenkergriff sowie auf dem linken und rechten Handrücken. Die Messungen erfolgten monoaxial in x-Richtung (senkrecht zum Handrücken) während des üblichen Fahrbetriebs. Eine Übersicht der Messergebnisse ist in Tab. 1 dargestellt. Diese Tabelle enthält zum Vergleich ebenso Zusammenfassungen der Messdaten der weiteren Literaturangaben. Mirbod, Yoshida et.al befragten parallel zu ihren Messungen 119 Motorradpolizisten bezüglich des Auftretens von Weißfingereffekten, Taubheitsgefühl in den Fingern, Kältegefühl, Schmerzen und Steifheit der Finger sowie Arm- und Schulterschmerzen und Schultersteifheit. Verglichen mit einer Kontrollgruppe von 49 nicht motorrad-fahrenden Krankenhausangestellten zeigten sich bei den Motorradpolizisten eine höhere Beschwerderate, mit z.B. 4,2% statt 0% Weißfingerkrankheit, 19,3% statt 4,1% Fingertaubheit und 12,6% statt 4,1% Kälteempfinden an den Fingern.

Gibson und Gibbons [4] berichten 2006 in den USA über Ganzkörperschwingungsmessungen an verschiedenen Fahrzeugen, unter anderem auch an einem Motorrad, einer Harley-Davidson Electra Glide Classic (Bj. 2004). Die Schwingungen wurden mit einem Sitzaufnehmer bei typischen Fahrbedingungen und -geschwindigkeiten aufgenommen. Bemerkenswert ist das Auftreten der höchsten Beschleunigungen in y-Richtung (Schulterachse), wogegen in den anderen Studien jeweils die höchsten Werte in z-Richtung (Oberkörperhochachse) auftraten, was auch in der vorliegenden Studie der Fall ist. Eine Messung der Hand-Arm-Schwingungen wurde nicht vorgenommen. Verglichen mit den anderen untersuchten Fahrzeugen zeigt das Motorrad höhere Schwingungswerte als ein Pkw, ein SUV und ein Pickup und wird nur von einem Quad ATV und einem Motorboot, wo Werte bis zu  $1 \text{ m/s}^2$  in z-Richtung auftreten, übertroffen.

Hsieh-Ching Chen et. al. [5] führten 2007 in Taiwan Ganzkörperschwingungsmessungen am Fahrersitz von Motorrädern durch. An der Studie waren sechs Motorräder (Sanyang, 125 ccm, 18" und 17" Räder), sechs Roller (Yamaha (3) und Sanyang (3), 125 ccm, 10" Räder) und zum Vergleich fünf Pkws (Toyota, Nissan (2), Ford (1), Mitsubishi (1), 1600 bis 2000 ccm, 15" Räder) beteiligt. Die Messungen wurden auf Landstraßen und im Stadtverkehr über eine Gesamtstrecke von 20,6 km mit maximalen Geschwindigkeiten von 40 km/h

bzw. 55 km/h durchgeführt. Die Schwingungen wurden triaxial gemessen, wobei die höchsten frequenzbewerteten Effektivwerte jeweils in z-Richtung registriert wurden. Wesentliche Unterschiede zwischen den beiden Geschwindigkeitsbereichen (Durchschnittsgeschwindigkeiten 20 bzw. 23,9 km/h wurden nicht festgestellt. Die Werte bei den Pkws liegen mit bis zu 0,30 m/s<sup>2</sup> deutlich unter den Werten der Motorräder und Roller, vgl. Tab. 1.

Eine Studie aus Indien von Shivakumara et. al. aus dem Jahr 2010 [6] befasst sich mit der Ermittlung von Hand-Arm- und Ganzkörperschwingungen an vier verschiedenen Motorrädern (99 cm<sup>3</sup> 4-Takter, 125 cm<sup>3</sup> 2-Takter und 150 cm<sup>3</sup> 2-Takter (2)) auf Straßen unterschiedlicher Beschaffenheit. Hand-Arm-Schwingungen wurden an einem Handgriff gemessen, Ganzkörperschwingungen am Sitz. Die Schwingungen an den Fußrasten wurden nicht untersucht.

In einer Studie in Kolumbien 2011 [7] an vier Motorrädern (125 cm<sup>3</sup> (1 Jahr alt), 100 cm<sup>3</sup> (3 Jahre alt), 125 cm<sup>3</sup> (5 Jahre alt), 100 cm<sup>3</sup> (13 Jahre alt)) auf Schnellstraßen und Landstraßen mit vier verschiedenen Fahrern (65 bis 83 kg) wurde triaxial die Ganzkörpervibration auf der Sitzbank gemessen. In allen untersuchten Fällen liegen auf der Sitzbank die höchsten frequenzbewerteten Effektivwerte der Schwingungen in z-Richtung vor. Anhand der verschiedenen Kombinationen zwischen Hubraum, Alter des Motorrads, Gewicht des Fahrers und gefahrene Strecke wurde abgeleitet, dass die Schwingungsbelastung mit dem Hubraum und dem Gewicht des Fahrers abnimmt, dem Alter des Motorrads zunimmt und auf Landstraßen höher ist als auf Schnellstraßen.

Hsieh-Ching Chen und Yi-Tsong Pan [8] berichten 2013 über Ganzkörperschwingungsmessungen in Taiwan an insgesamt 45 Motorrädern von 100 bis 125 cm<sup>3</sup> (Yamaha (9), Sanyang (22) und Kymco (14)) mit 22 männlichen und 23 weiblichen Probanden. Die Messungen fanden im Stadtverkehr auf jeweils zwei von insgesamt sechs Fahrstrecken von je 20 km Länge statt. Die festgestellten Effektivwerte zeigen ihre Maxima jeweils in z-Richtung. Die männlichen Probanden weisen im Vergleich mit den weiblichen im Schnitt um 10% bis 12,5% höhere Werte auf, was auf eine unterschiedliche Fahrweise zurückgeführt wird. Die männlichen Probanden haben die Teststrecken in kürzerer Zeit (50,2 +/- 6,6 min) zurückgelegt als die weiblichen (56,9 +/- 11,1 min).

In allen Studien werden die auf 8 h-bezogenen Auslösewerte für Hand-Arm-Schwingungen von 2,5 m/s<sup>2</sup> erreicht bzw. überschritten. Der Expositionsgrenzwert von 5 m/s<sup>2</sup> wird in einer Studie nahezu erreicht. Im Fall der Ganzkörperschwingungen wird in allen Studien der Auslösewert von 0,5 m/s<sup>2</sup> übertroffen und abgesehen von einer Untersuchung der auf 8 h bezogene Expositionsgrenzwert in z-Richtung von 0,8 m/s<sup>2</sup> z.T. deutlich überschritten.

Tabelle 1: Übersicht über Werte aus der Literatur zu Hand-Arm (HAS) und Ganzkörper (GKS)-Schwingungen an Motorrädern

Autoren	Jahr	Land	Untersuchte Motorräder	HAS (a_hv [m/s <sup>2</sup> ])	GKS Sitz (a_wi [m/s <sup>2</sup> ])	GKS Fuß (a_wi [m/s <sup>2</sup> ])
Mirbod, Yoshida et al. [1]	1997	Japan	Honda RC 35, V4-Zylinder, 750 ccm, 77 PS, Polizeisondermodell (4 Stck)	2,2 bis 4,9 (Griff rechts), 1,9 bis 3,6 (Handrücken, links u. rechts)	-	-
Gibson, Gibbons [2]	2006	USA	Harley-Davidson Electra Glide Classic, 2004 (1 Stck)	-	0,23 (x), 0,87 (y), 0,61 (z)	-
Hsieh-Ching Chen et al. [3]	2007	Taiwan	Sanyang, 125 ccm, 18" und 17" Räder (6 Stck), Roller: Yamaha u. Sanyang, 125 ccm, 10" Räder (je 3 Stck)	-	Motorrad: bis 0,93 (z), Roller: bis 0,90 (z)	-
Shivakumara et al. [4]	2010	Indien	99 cm <sup>3</sup> 4-Takter (1 Stck), 125 cm <sup>3</sup> 2-Takter (1 Stck), 150 cm <sup>3</sup> 2-Takter (2 Stck)	1,4 bis 2,5 (ein Griff)	3,4 bis 5	-
Moreno, R. et al. [5]	2011	Kolumbien	125 cm <sup>3</sup> , 1 Jahr alt, 100 cm <sup>3</sup> , 3 Jahre alt, 125 cm <sup>3</sup> , 5 Jahre alt, 100 cm <sup>3</sup> , 13 Jahre alt, (je 1 Stck)	-	0,8 bis 1,37 (z)	-
Hsieh-Ching Chen; Yi- Tsong Pan [6]	2013	Taiwan	100 bis 125 ccm: Yamaha (9 Stck), Sanyang (22 Stck), Kymco (14 Stck)	-	0,72 bis 0,88 (z)	-

In keiner der vorgestellten Studien werden alle Emissionsstellen von Schwingungen vom Motorrad auf den Menschen, nämlich beide Lenkergriffe, Sitzbank und beide Fußrasten, zusammenhängend untersucht. Gemäß ISO2631-1 [9][9], DIN EN 14253 [10] und VDI-2057-1 [11] werden die Ganzkörperschwingungen zur Gesundheitsbeurteilung bei sitzender Körperhaltung nur auf dem Sitz und die Fußaufstandsflächen nur bei Bedarf hinsichtlich Komfort analysiert. Da beim Motorradfahren die Fußrasten aber auch bei sitzender Körperhaltung aktiv belastet werden, was insbesondere bei kurviger Landstraßenfahrt der Fall ist, bieten sich sinnvoll Messungen auch an den Fußaufstandsflächen an.

Die meisten vorliegenden Studien, speziell die neueren, beziehen sich auf Motorräder mit Hubräumen bis zu maximal 150 ccm. Die durchschnittliche Hubraumgröße neu zugelassener Motorräder in Deutschland in den Jahren 2005 bis 2014 lag laut Kraftfahrtbundesamt dagegen bei 655 ccm und die durchschnittliche Leistung bei 48 kW (65 PS) [12]. 2014 hatten in

Deutschland über 41% der neu zugelassenen Motorräder über 1000 ccm und ca. 45% der Neuzulassungen über 72 kW (98 PS) Leistung [13]. Motorräder in für Deutschland üblichen Hubraum- und Leistungsbereichen sind hinsichtlich der auftretenden Humanschwingungen noch nicht hinreichend untersucht.

## 2. Umfrage unter Motorradfahrer/innen zur subjektiven Beurteilung von Vibrationen

Es wurde eine Umfrage unter Motorradfahrer/innen durchgeführt, an der insgesamt 217 Personen teilnahmen, davon 6% weiblich und 94% männlich. Weitere statistische Angaben sind in Tab. 2 aufgeführt. Die jeweils angegebene Fallzahl bezieht sich auf die Personen, die entsprechende Angaben gemacht haben. Zum Teil wurden Vibrationseinschätzungen ohne weitere Angaben zu Person und gefahrenem Motorrad angegeben.

Tabelle 2: Statistische Angaben zu den Umfrageteilnehmer/innen ( $n_{\text{ges}}=217$ )

	Alter [a] (n=197)	Größe [cm] (n=197)	Gewicht [kg] (n=195)	Fahr- erfahrung [a] (n=195)	Fahr- erfahrung [km] (n=180)	Fahr- leistung/a [km] (n=182)
Mittelwert	43,8	181,6	86,7	18,0	122.546	7.451
Standardabw.	13,5	7,3	15,6	12,7	143.502	5.970
Max.	71	207	170	50	800.000	40.000
Min.	19	163	59	1	800	200

Von den 217 Umfrageteilnehmer/innen machten 196 Angaben zur Zylinderzahl Ihres Motorrads. Die prozentuale Verteilung beläuft sich auf: 9% 1-Zylinder, 45 % 2-Zylinder, 3% 3-Zylinder, 41% 4-Zylinder und 2% 6-Zylinder. Tab. 3 enthält weitere statistische Angaben zu den von den Umfrageteilnehmer/innen gefahrenen Motorrädern.

Tabelle 3: Statistische Angaben zu den Motorrädern der Umfrageteilnehmer/innen ( $n_{\text{ges}}=217$ )

	Hubraum [ccm] (n=194)	Leistung [PS] (n=193)	Alter [a] (n=190)
Mittelwert	910	94	12,6
Standardabw.	304	37	9,7
Max.	1600	195	66
Min.	124	12	0

Die Umfrage bezieht sich auf die subjektive Erfahrung mit den Vibrationen des eigenen Motorrads, eventuell aufgetretene körperliche Folgen und auf als besonders auffällig empfundene Fahrzustände. Als besonders auffällig werden Fahrzustände auf der Autobahn (von 51% der Teilnehmer/innen), im Stand (41%) und auf der Landstraße (40%) genannt. Dagegen werden Stadtfahrten nur zu 20% erwähnt. Die Häufigkeit auftretender Symptome und die Einschätzung zum subjektiven Vibrationsempfinden sind in Abb. 1 und Abb. 2 dargestellt.

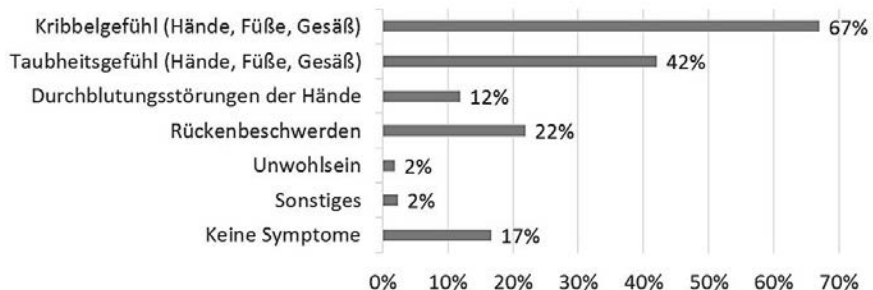


Bild 1: Frage: Haben Sie schon einmal eines der folgenden Symptome während oder nach dem Motorradfahren verspürt? (n=217, Mehrfachnennungen: n=357, %-Angaben beziehen sich auf Anzahl der Teilnehmer/innen)

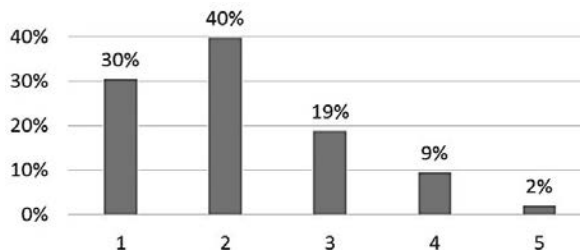


Bild 2: Frage: Empfinden Sie die Vibrationen/Schwingungen Ihres Motorrads als störend? 1-gar nicht bis 5-sehr störend (n=214)

Aus der Umfrage ergibt sich, dass 83% der Fahrer/innen schon einmal körperliche Auswirkungen erfahren haben, die mit den Schwingungen der Motorräder zusammenhängen können. 12% der Fahrer/innen berichten z.B. von Durchblutungsstörungen der Hände („Weißfinger“). Obwohl über körperliche Auswirkungen berichtet wird beurteilen ca. 2/3 der Fahrer/innen die Vibrationen/Schwingungen ihres Motorrads als nicht oder wenig störend.

### 3 Messungen von Humanschwingungen an Motorrädern im Fahrbetrieb

#### 3.1 Untersuchte Motorräder und Fahrer/innen

Messungen erfolgten an 27 verschiedenen Motorrädern, davon eines mit Beiwagen:

- Motor: 1-, 2- und 4-Zylinder
- Hubraum: 300 bis 1340 cm<sup>3</sup>
- Leistung: 20 bis 142 kW (27 bis 193 PS)
- Motorrad-Alter: 1 bis 48 Jahre
- Laufleistung: 6.000 bis 250.000 km

Die Motorräder wurden von 23 verschiedenen Fahrer/innen (weibl.: 2, männl.: 21) gefahren:

- Größe: 165 bis 193 cm
- Gewicht: 60 bis 110 kg
- Alter: 20 bis 66 Jahre
- Fahrerfahrung: 2.000 bis 350.000 km

Die Wetterbedingungen waren bei allen Fahrten trocken und die Temperaturen lagen zwischen 8 und 29 °C. Zum Vergleich wurde unter vergleichbaren Randbedingungen ein Pkw untersucht.

#### 3.3 Messstrecke

Die Länge der identischen Messstrecke mit Datenaufzeichnung betrug jeweils ca. 40 km. In Summe wurden für die Messung aller Motorräder inklusive Vor- und Reproduzierbarkeitsuntersuchungen Messfahrten mit einer Gesamtlänge von ca. 2.500 km unternommen.

Die Messungen pro Motorrad wurden in Abschnitten von je 5 bis 10 min Dauer durchgeführt:

- Fahrten mit konstanter Geschwindigkeit von 50 km/h, 90 km/h und 130 km/h,
- Fahrt auf kurviger Landstraße mit wechselnder Geschwindigkeit, Beschleunigungs- und Bremsvorgängen, bergauf und bergab.

Es lag gute Fahrbahnbeschaffenheit auf den Fahrstrecken mit konstanter Geschwindigkeit und gute bis mittlere Fahrbahnbeschaffenheit bei der Landstraßenfahrt vor.

#### 3.2 Messtechnik

An den Motorrädern wurden triaxiale Beschleunigungssensoren an beiden Lenkergriffen, an beiden Fußrasten und auf der Sitzbank angebracht. Zusätzlich wurde die gefahrene Geschwindigkeit GPS-gestützt aufgezeichnet. Messverstärker und Datenaufzeichnungsgeräte wurden in einer Sitzbanktasche auf dem Motorrad mitgeführt, vgl. Abb. 3. Die Anbringung



der Sensoren und die Auswertung der Messungen erfolgte nach dem aktuellen Stand der Normen und Richtlinien, z.B. [11], [14].



Bild 3: Sensorpositionen an Lenker (oben links), Sitzbank (unten links) und Fußrasten (unten Mitte); Verstärker und Datenaufzeichnungsgeräte in Sitzbanktasche (rechts)

Zur Erfassung der Hand-Arm-Schwingungen kamen triaxiale Beschleunigungsaufnehmer Brüel+Kjaer 4524B zum Einsatz, die mit einem Spannadapter Büel+Kjaer UA 3017 befestigt wurden. Zur Sicherstellung einer wiederholbaren Vorspannung wurde ein spezielles Spannwerkzeug (Thomas&Betts, ERG50, Ty-Rap) verwendet, welches auch an den Fußrasten zum Einsatz kam. Die Ganzkörperschwingungen an der Sitzbank wurden mit einem triaxialen Sitzadapter Brüel+Kjaer 4515B aufgenommen.

Bei den Fußrasten ist im Unterschied zu den Lenkergriffen eine deutlich größere Bandbreite an Bauformen zu verzeichnen. Die Schwingungen im Bereich der Füße wurden an Fußrasten, Trittbrettern und Fußplattformen, die eine Gummiauflage aufweisen, mit triaxialen Beschleunigungsaufnehmern Brüel+Kjaer 4524 (100 mV/g) und bei Rasten ohne Gummiauflage mit triaxialen Beschleunigungsaufnehmern Brüel+Kjaer 4520 u. 4524 (10 mV/g) registriert. Je nach Bauform der Rasten erfolgte die Befestigung mit oder ohne Spannadapter; in einem Fall mit einem Magnetadapter, vgl. Abb. 4. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wurde mit einem GPS-Sensor MSO AccoSat aufgezeichnet.

Als Messverstärker und Aufzeichnungsgeräte kamen Brüel+Kjaer PULSE LAN-XI Frontends 3050B060 (2) und 3050A060 mit mobiler Stromversorgung zum Einsatz. Die Auswertung erfolgte offline mit der Software Brüel+Kjaer Reflex Vers. 19.



Bild 4: Beispiele zur Applikation der Beschleunigungsaufnehmer an verschiedenen Fußrasten/-plattformen.

### 3.4 Gemessene Humanschwingungen an Motorrädern im Fahrbetrieb

Die Messergebnisse der frequenzbewerteten Effektivwerte der Beschleunigungen für Hand-Arm- und Ganzkörperschwingungen sind in Tab. 4 bis 6 dargestellt (Abweichungen der gefahrenen Motorräder vom jeweiligen Serienmodell: s. Fußnote Tab. 4). Gemäß ISO2631-1 [9] und VDI-2057-1 [11] wird eine Gesundheitsbeurteilung für Ganzkörperschwingungen nur am Sitz vorgenommen und die Fußeinleitung wird auf Komfort geprüft. (Sitzend: Korrekturfaktoren von 0,25 für x- u. y- und 0,4 für z-Richtung; alle Richtungen Wk-bewertet; Stehend: Korrekturfaktor von 1,0 für alle Richtungen; x- u. y-Richtung Wd und z-Richtung Wk-bewertet). Da beim Motorradfahren die Fußrasten - speziell bei Landstraßenfahrt - aktiv belastet werden, werden im Folgenden Korrekturfaktoren von 1,0 für die Fußrastenmessungen verwendet (vgl. „Stehend“ mit x-/y-Richtung Wd und z-Richtung Wk-bewertet). Zur besseren Vergleichbarkeit wird diese Bewertung an den Fußrasten auf alle Fahrsituationen angewendet und zudem ein Abgleich mit den Richtwerten nach 2002/44EG vorgenommen.

Bei den Hand-Arm-Schwingungen sind die Unterschiede zwischen linkem und rechtem Griff gering (im Mittel 8,9%), so dass hier der Mittelwert aus beiden Griffen dargestellt wird. Bei den Ganzkörperschwingungen ist an Sitz und Fußrasten durchweg die z-Richtung (Oberkörperhochachse) dominant, wobei die Abweichungen zwischen linker und rechter Fußraste (im Mittel 21,7%) höher sind als an den Griffen. Auch hier wird wegen der Vergleichbarkeit der Mittelwert aus beiden Rasten angegeben. Eine hellgraue Markierung stellt eine Überschreitung des auf 8 h bezogenen Auslösewerts und eine dunkelgraue eine Überschreitung des Expositionsgrenzwerts gemäß 2002/44EG dar. Sämtliche Messergebnisse sind im Detail mit Angaben zu Motorrad und Fahrer/in in einer öffentlich zugänglichen Datenbank hinterlegt [15].

Tabelle 4: Hand-Arm-Schwingung ( $a_{hv}$  [ $m/s^2$ ]) Mittelwerte aus linker und rechter Hand

Modell, Baujahr	50 km/h	90 km/h	130 km/h	Landstr. wechselnde Geschw.
Honda SH300i, 2012 (*1)	1,46	1,69	2,12	3,08
Kawasaki ZXR400, 1996	1,88	3,20	4,84	2,93
Honda CBR600F, 1998 (*2)	1,95	2,76	4,15	4,35
Honda CBR600R, 1999 (*3)	2,00	3,20	7,88	3,67
KTM ER600LC4, 1991 (*4)	3,93	9,24	13,51	11,44
BMW F650GS, 2000	2,08	2,81	5,16	4,05
BMW F650GS Twin, 2010 (*6)	1,63	1,83	3,03	-
KTM 660SMC, 2003	7,01	6,92	8,65	9,49
Honda CB SevenFifty, 2000	1,80	2,13	3,16	4,00
Kawasaki Zephyr 750, 1992	1,52	2,19	2,90	3,41
Kawasaki Z750, 1982 (*5)	1,79	2,75	3,76	3,90
BMW F800GS, 2012 (*7)	1,37	2,16	3,68	3,46
Honda VFR800, 2002	1,89	1,94	2,34	3,27
Ducati M900i.e., 2001 (*8)	2,49	3,40	4,78	5,25
BMW K100 EMLGT3, 1984 (*9)	2,01	4,20	5,30	5,50
BMW R100R, 1992	4,14	3,69	4,09	5,57
BMW S1000RR, 2010	1,55	2,45	2,60	6,61
Honda CBF1000, 2008	1,58	2,15	2,91	3,32
Honda VTR1000 SP1, 2001	1,92	2,59	3,76	4,13
BMW R1200C, 2002 (*10)	2,59	3,89	5,01	3,93
BMW R1200GS, 2005 (*11)	2,65	2,67	4,45	3,92
BMW R1200GS, 2014 (*12)	1,72	2,04	2,96	3,04
BMW R1200RT, 2005	2,12	3,26	3,70	4,31
Harley Davidson FLH, 1967 (*13)	5,50	5,79	8,54	7,38
Honda VFR1200X, 2013	1,49	2,06	2,66	3,27
BMW K1300R, 2011 (*14)	1,30	1,88	2,77	3,84
Harley Davidson FLSTC, 1994 (*15)	7,11	5,46	7,34	7,78
Audi A4 Avant 2,0 TDI, 2013 (*16)	0,24	0,41	0,49	0,76

\*1: Fußsensoren auf Befestigungsschrauben an Fußplattform

\*2: Übersetzung kürzer (-1 Zahn an Ritzel)

\*3: Heckhöherlegung

\*4: Motor 650 ccm

\*5: Sitzhöhenreduzierte Zubehörsitzbank (Bagster), tiefergelegte Fußrasten (Wunderlich); Gasgriffhilfe (Throttle-Rocker). Keine Angaben zu Landstraßenfahrt, wg. alternativer Fahrstrecke

\*6: Superbike-Lenker, Sitz aufgepolstert

\*7: Komfortsitzbank (Touratech)

\*8: Alu-Schwinge von Ducati 851, Fußrasten (Metisse) starr verschraubt

\*9: Zubehörfederbeine an Motorrad und Beiwagen (Bilstein), Passagier in Beiwagen

- \*10: Zubehörfederbeine (Wilbers) vorn und hinten; Gasgriffhilfe (Throttle-Rocker)
- \*11: Ohne Gummiauflage in Fußrasten
- \*12: Einstellung elektronisches Fahrwerk ESA: „Normal“; Fahrmodus: „Road“
- \*13: Hinten tiefer, Gabel Dyna-Glide, Zubehörlenker (Fehling Beach Bar), TTS-Schwinge; Motortuning
- \*14: Niedrige Sitzbank
- \*15: Hinten tiefer
- \*16: Sensoren an Lenkrad bzw. Gaspedal; vergleichbare Fahrbedingungen auf anderer Teststrecke

Tabelle 5: Ganzkörperschwingung an der Sitzbank in z-Richtung ( $a_{w,z}$  [ $m/s^2$ ])

Modell, Baujahr	50 km/h	90 km/h	130 km/h	Landstr. wechselnde Geschw.
Honda SH300i, 2012 (*1)	0,43	0,46	0,66	1,03
Kawasaki ZXR400, 1996	0,81	1,27	1,19	2,39
Honda CBR600F, 1998 (*2)	0,59	0,82	1,10	1,77
Honda CBR600R, 1999 (*3)	0,30	0,64	0,71	1,09
KTM ER600LC4, 1991 (*4)	1,27	1,88	0,81	2,55
BMW F650GS, 2000	0,42	0,49	0,72	0,99
BMW F650GS Twin, 2010 (*6)	0,35	0,48	0,57	-
KTM 660SMC, 2003	1,48	2,16	2,70	2,51
Honda CB SevenFifty, 2000	0,37	0,71	0,75	1,29
Kawasaki Zephyr 750, 1992	0,56	0,77	1,09	1,29
Kawasaki Z750, 1982 (*5)	0,59	1,14	1,88	1,91
BMW F800GS, 2012 (*7)	0,30	0,40	0,54	0,93
Honda VFR800, 2002	0,34	0,51	0,65	1,12
Ducati M900i.e., 2001 (*8)	0,70	1,08	1,35	1,78
BMW K100 EMLGT3, 1984 (*9)	0,36	0,44	0,61	1,01
BMW R100R, 1992	0,46	0,57	1,26	1,21
BMW S1000RR, 2010	0,63	0,92	1,00	2,11
Honda CBF1000, 2008	0,42	0,85	1,19	1,13
Honda VTR1000 SP1, 2001	0,40	0,65	0,88	1,18
BMW R1200C, 2002 (*10)	0,44	0,50	0,69	0,84
BMW R1200GS, 2005 (*11)	0,28	0,45	0,62	0,81
BMW R1200GS, 2014 (*12)	0,31	0,41	0,53	0,94
BMW R1200RT, 2005	0,33	0,50	0,66	0,85
Harley Davidson FLH, 1967 (*13)	1,83	2,44	4,01	2,78
Honda VFR1200X, 2013	0,33	0,43	0,57	0,77
BMW R1300R, 2011 (*14)	0,37	0,50	0,69	1,29
Harley Davidson FLSTC, 1994 (*15)	0,78	0,92	1,31	1,09
Audi A4 Avant 2,0 TDI, 2013 (*16)	0,16	0,25	0,32	0,45

Tabelle 6: Ganzkörperschwingung an Fußrasten in z-Richtung ( $a_{w,z}$  [m/s<sup>2</sup>])

Mittelwerte aus linkem und rechtem Fuß

Modell, Baujahr	50 km/h	90 km/h	130 km/h	Landstr. wechselnde Geschw.
Honda SH300i, 2012 (*1)	0,98	1,02	1,14	1,61
Kawasaki ZXR400, 1996	0,53	0,88	0,88	1,65
Honda CBR600F, 1998 (*2)	0,42	0,66	0,94	1,40
Honda CBR600R, 1999 (*3)	0,30	0,58	0,83	1,19
KTM ER600LC4, 1991 (*4)	4,17	5,31	2,05	5,74
BMW F650GS, 2000	0,70	0,60	1,12	0,99
BMW F650GS Twin, 2010 (*6)	0,41	0,43	0,49	-
KTM 660SMC, 2003	3,07	3,55	4,08	3,96
Honda CB SevenFifty, 2000	0,41	0,54	0,61	1,05
Kawasaki Zephyr 750, 1992	0,73	0,78	1,20	1,43
Kawasaki Z750, 1982 (*5)	0,63	0,93	1,35	1,37
BMW F800GS, 2012 (*7)	0,40	0,43	0,61	0,89
Honda VFR800, 2002	0,49	0,72	0,79	1,37
Ducati M900i.e., 2001 (*8)	0,72	1,05	1,44	1,79
BMW K100 EMLGT3, 1984 (*9)	0,71	0,54	0,70	1,08
BMW R100R, 1992	1,46	1,58	2,03	2,11
BMW S1000RR, 2010	0,55	0,76	0,86	1,59
Honda CBF1000, 2008	0,55	0,74	1,01	1,29
Honda VTR1000 SP1, 2001	0,79	1,21	1,85	2,05
BMW R1200C, 2002 (*10)	0,93	1,19	1,15	1,06
BMW R1200GS, 2005 (*11)	0,56	1,07	1,02	0,92
BMW R1200GS, 2014 (*12)	0,43	0,62	0,80	1,18
BMW R1200RT, 2005	0,52	0,67	0,96	1,09
Harley Davidson FLH, 1967 (*13)	1,76	2,34	4,11	2,34
Honda VFR1200X, 2013	0,53	0,45	0,55	0,90
BMW K1300R, 2011 (*14)	0,48	0,59	0,75	1,29
Harley Davidson FLSTC, 1994 (*15)	1,64	1,70	2,47	2,13
Audi A4 Avant 2,0 TDI, 2013 (*16)	0,15	0,24	0,28	0,46

Alle Messreihen zeigen große Unterschiede in Abhängigkeit vom Motorradmodell und die Werte nehmen generell mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit zu. Im Fall der Hand-Arm-Schwingungen wird der auf 8h bezogene Auslösewert von 2,5 m/s<sup>2</sup> nach 2002/44/EG je nach Fahrzustand von allen Fahrzeugen übertroffen und zudem der Expositionsgrenzwert von 5 m/s<sup>2</sup> von einigen Modellen deutlich überschritten. Ein Vergleichs-Pkw zeigt unter gleichen Fahrbedingungen signifikant geringere Schwingungswerte unterhalb des Auslösewerts.

Im Fall der Ganzkörperschwingungen nehmen die Schwingungen ebenfalls mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit zu und sind an den Fußrasten höher als auf der Sitzbank. Der Auslösewert von  $0,5 \text{ m/s}^2$  wird je nach Fahrzustand von allen Fahrzeugen überschritten und der Expositionsgrenzwert von  $0,8 \text{ m/s}^2$  in z-Richtung bei wechselnder Geschwindigkeit auf der Landstraße bei nahezu allen Messungen übertroffen. Der Anteil der Grenzwertüberschreitungen ist generell höher als im Fall der Hand-Arm-Schwingungen. Der Vergleichs-Pkw zeigt wiederum signifikant geringere Schwingungswerte unterhalb des Auslösewerts. In einem Fall liegen keine vergleichbaren Messdaten für die Landstraßenfahrt vor, da bei dieser Messung eine alternative Fahrstrecke verwendet wurde.

Die gemessenen Schwingungswerte zeigen Abhängigkeiten vom Alter der Motorräder (ältere Fahrzeuge erzeugen höhere Belastungen als jüngere; Pearson-Korrelationskoeffizient bis 0,66) und von der Zylinderzahl der Motorräder (Einzyylinder zeigen im Mittel höhere Werte als Zweizylinder und diese höhere als Vierzylinder; Pearson bis 0,44). Dagegen sind keine Einflüsse von Hubraum, Leistung, Fahrergewicht oder Fahrerfahrung belegbar.

Durch die Fahrbahnanregungen ist mit stoßhaltigen Schwingungen zu rechnen, die im Fall der Ganzkörperschwingungen gemäß ISO 2631-1 [9] vorteilhaft durch Verwendung von MTVV (Maximum Transient Vibration Value) und VDV (Vibration Dose Value) charakterisiert werden können. Tab. 7 enthält die entsprechenden Werte und zusätzlich Angaben zum Crest-Faktor (Scheitelfaktor) und den Effektivwerten der frequenzbewerteten Beschleunigung. Zum Vergleich sind die Effektivwerte für die Hand-Arm-Schwingung ebenfalls aufgeführt. Um einen generellen Eindruck über die Schwingungsbelastung durch die untersuchten Motorräder zu vermitteln, sind jeweils die Mittelwerte für alle Motorräder und Fahrzustände mit zugehörigen Standardabweichungen sowie Maximal- und Minimalwerte angegeben.

Tabelle 7: Übersicht zu Effektivwerten, Crest-Faktoren, MTVV und VDV der untersuchten Motorräder (Mittelwert über alle Motorräder und alle Fahrzustände)

	HAS	GKS-Sitz				GKS-Fuß			
	a_hv [m/s <sup>2</sup> ]	a_wz [m/s <sup>2</sup> ]	Crest [-]	MTVV [m/s <sup>2</sup> ]	VDV [m/s <sup>1,75</sup> ]	a_wz [m/s <sup>2</sup> ]	Crest [-]	MTVV [m/s <sup>2</sup> ]	VDV [m/s <sup>1,75</sup> ]
Mittelwert	3,59	0,90	9,91	2,13	5,46	1,17	9,36	2,38	6,54
Standardabw	2,12	0,62	3,30	1,21	3,37	0,97	3,78	1,46	4,59
Max.	13,33	4,01	18,58	6,27	16,66	5,78	22,97	8,71	27,21
Min.	2,12	0,28	3,55	0,46	1,32	0,30	2,54	0,52	1,36

Die Crest-Faktoren liegen im Mittel oberhalb eines Werts von 9, ab dem ISO2631-1 zusätzliche Angaben zu MTVV und VDV empfiehlt, und das MTVV/a<sub>w</sub>-Verhältnis über der Grenze

von 1,5. Die VDV-Werte unterschreiten im Mittel den Auslösewert von  $9,1 \text{ m/s}^{1,75}$  gemäß 2002/44EG. Es treten aber auch Maximalwerte oberhalb des Expositionsgrenzwerts von  $21 \text{ m/s}^{1,75}$  auf. MTVV-Werte erreichen im Mittel bis zu  $2,38 \text{ m/s}^2$  mit Maximalwerten von  $8,71 \text{ m/s}^2$ . An den Fußrasten liegen höhere MTVV- und VDV-Werte als an der Sitzbank vor.

### 3.5 Betrachtungen zu Reproduzierbarkeit und Sensorposition

Verteilt über einen Zeitraum von drei Monaten wurden Reproduzierbarkeitsuntersuchungen mit stets demselben Fahrzeug (BMW F800GS, 2012) und demselben Fahrer durchgeführt. Insgesamt sechs Messungen erfolgten unter gleichen Fahrbedingungen wie die oben dargestellte Reihenmessung, allerdings auf anderen Messstrecken. Die Sensoren wurden für jede Fahrt erneut montiert. Die ermittelten Abweichungen liegen bezogen auf den jeweiligen Mittelwert im Fall der Hand-Arm-Schwingungen (gemessen an der Griffinnenseite) bei  $\pm 7\%$  und im Fall der Ganzkörperschwingungen bei  $+6/-9\%$  (Sitzbank) bzw.  $+10/-11\%$  (Fußrasten). Gemäß DIN-EN-ISO-5349-2 [16] sind die Hand-Arm-Schwingungen an der Griffmitte zu messen. Aus Sicherheitsgründen wurden für die vorliegende Studie die Messungen an der Griffinnenseite durchgeführt, um Behinderungen oder Irritationen beim Bedienen des Fahrzeugs (Betätigung von Kupplung, Gas und Bremse) zu vermeiden, vgl. Abb. 5.

Versuchsweise durchgeführte Vergleichsmessungen der Hand-Arm-Schwingungen an Griffinnenseite und Griffmitte mit einem speziell instruierten Fahrer zeigen im Mittel Unterschiede um 6%, mit höheren Werten in der Griffmitte.



Bild 5: Sensor am Handgriff an Griffinnenseite (Bild links) und Griffmitte (Bild rechts)

### 3.6 Untersuchungen zum Fahrer/in-Einfluss

Drei unterschiedliche Fahrer wurden am selben Tag, auf demselben Motorrad (BMW F800GS, 2012) und denselben Messstrecken untersucht, um den Einfluss des Fahrers auf die Humanschwingungen abzuschätzen. Die Sensoren blieben zwischen den Messfahrten montiert, so dass durch die Sensorbefestigung hervorgerufene Unterschiede ausgeschlossen

werden können (Fahrer 1: 183 cm, 95 kg; Fahrer 2: 177 cm, 67 kg; Fahrer 3: 183 cm, 70 kg). Die auftretenden Abweichungen lagen bezogen auf Fahrer 1 bei Hand-Arm-Schwingungen zwischen +16 und -17% und bei Ganzkörperschwingungen zwischen +18 und -29%. Die Abweichungen entstehen durch Unterschiede bei Fahrweise (Gangwahl, Stärke von Beschleunigungs- und Bremsvorgängen), Linienwahl (unterschiedliche Anregung an verschiedenen Stellen der Fahrbahn) und Sitzhaltung (unterschiedliche Greif- und Abstützkräfte). Die Abweichungen durch den Fahrereinfluss überwiegen die Spannbreite der Reproduzierbarkeitsuntersuchungen. Somit hat es jede/r Fahrer/in im wahrsten Sinne des Wortes "in der Hand", unabhängig vom Motorrad die Höhe der Schwingungsbelastung zu beeinflussen.

### 3.7 Sensorbeeinflussung durch Fahrer/in und Gegenmaßnahmen

Die vom Fahrzeug ausgehenden Schwingungen können durch Anstoßen des Sensors durch den/die Fahrer/in überlagert werden, was speziell an den an Fußrasten durch Schalt- und Bremsvorgänge der Fall sein kann. Die Erkennung solcher Vorgänge erfolgte durch Kontrolle der Zeitverläufe der RMS-Werte (Root Mean Square) der frequenzbewerteten Beschleunigung an linker und rechter Fußraste. Transient deutlich unterschiedliche Ausschläge links und rechts deuten auf eine Beeinflussung durch den/die Fahrer/in hin. Ist der qualitative Verlauf der Ausschläge links und rechts, wenn auch auf unterschiedlichen Niveaus, im Zeitverlauf vergleichbar, so rühren die Schwingungen vom Fahrzeug her. Die Zeiträume mit transienten Unterschieden links/rechts wurden von der Auswertung ausgenommen, vgl. Abb. 6.

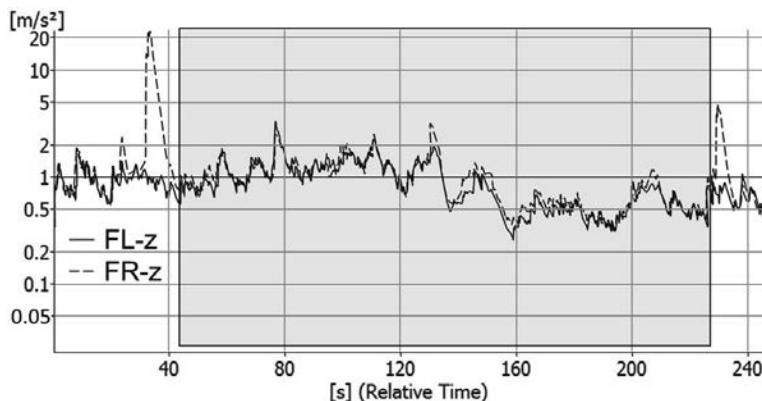


Bild 6: Beispiel mit transienten Unterschieden im Zeitverlauf der RMS-Werte der frequenzbewerteten Beschleunigung an linker (FL) und rechter Fußraste (FR) in z-Richtung (für Auswertung verwendeter Zeitbereich hervorgehoben)



#### 4. Humanschwingungen bei beruflich genutzten Motorrädern

##### 4.1 Schwingungsmessungen an Fahrzeugen von Polizei und Johanniter Unfallhilfe

Zur Untersuchung auftretender Humanschwingungen bei Polizei-Motorrädern wurden typische Dienstfahrten mit je ca. 10 bis 25 min Dauer nachgestellt. Die Fahrten fanden auf den jeweils üblicherweise verwendeten Strecken im Stadtverkehr, bei Überlandfahrt und auf der Autobahn (BAB) statt. In zwei verschiedenen Städten wurden im Polizeibetrieb zwei Messreihen (1 und 2) mit je zwei Fahrzeugen durchgeführt. In beiden Fällen wurden die Polizisten gebeten ihren typischen Dienstablauf nachzustellen. Die Vergleichbarkeit zwischen den Messreihen ist eingeschränkt, da unterschiedliche Fahrstrecken mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten gefahren wurden. Messreihe 1 fand bei gemäßigter Landstraßenfahrt und im Bereich der Richtgeschwindigkeit auf der Autobahn mit nur kurzzeitiger starker Beschleunigung statt, wogegen Messreihe 2 mit stärkerer Beschleunigung bei Landstraßenfahrt und unter Ausnutzung der Fahrzeughöchstgeschwindigkeit auf der Autobahn durchgeführt wurde. Zusätzlich wurden Messungen bei der Johanniter Unfallhilfe unter Nachstellung des üblichen Kontrolldienstes in der Stadt und auf der Autobahn, dort zumeist mit Lkw-Geschwindigkeit und nur kurzzeitig höherer Geschwindigkeit bis 160 km/h, durchgeführt. Analog zur Reihenummessung an Privatfahrzeugen wurden an Handgriffen, Sitzbank und Fußrasten Beschleunigungssensoren angebracht. Die Ergebnisse sind in Tab. 8 und Tab. 9 dargestellt.

Der auf 8h bezogene Auslösewert wird je nach Fahrstrecke von allen Polizei-Modellen sowohl für Hand-Arm- als auch Ganzkörperschwingungen überschritten. Der Expositionsgrenzwert (bezogen auf 8h) wird z.T. erreicht bzw. überschritten.

Tabelle 8: Hand-Arm-Schwingung ( $a_{hv}$  [ $m/s^2$ ]) an Motorrädern von Polizei (Messreihen 1 und 2) und Johanniter Unfallhilfe (Messreihe 3) im Dienstgebrauch (Mittelwerte aus linker und rechter Hand)

(Messreihe): Modell, Baujahr	Stadt	Landstr.	BAB	BAB*
(1): BMW R1200RT, 2010	2,26	2,36	4,13	4,30
(1): Yamaha FJR 1300, 2006	1,40	1,51	3,27	3,67
(2): BMW R1200RT, 2012	2,45	3,24	7,91	-
(2): BMW F650GS 1-Zyl., 2008	2,26	3,92	8,26	-
(3): BMW R1200RT, 2010	2,61	-	2,40	-

BAB\* = Höchst-Beschleunigung aus Stand mit anschließender Konstantfahrt oberhalb der Richtgeschwindigkeit

Tabelle 9: Ganzkörperschwingung an Sitzbank und Fußrasten in z-Richtung ( $a_{w,z}$  [ $\text{m/s}^2$ ]) an Motorrädern von Polizei (Messreihen 1 u. 2) und Johanniter Unfallhilfe (Messreihe 3) im Dienstgebrauch (Fußrasten: Mittelwerte aus linkem und rechtem Fuß)

(Messreihe): Modell, Baujahr	Sitzbank				Fußrasten			
	Stadt	Landstr.	BAB	BAB*	Stadt	Landstr.	BAB	BAB*
(1): BMW R1200RT, 2010	0,38	0,39	0,54	0,53	0,40	0,42	0,50	0,45
(1): Yamaha FJR 1300, 2006	0,55	0,47	0,70	0,67	0,57	0,61	0,75	0,60
(2): BMW R1200RT, 2012	0,51	0,57	0,50	-	0,68	0,74	0,72	-
(2): BMW F650GS 1-Zyl., 2008	0,50	0,62	0,48	-	0,68	0,80	0,67	-
(3): BMW R1200RT, 2010	0,33	-	0,32	-	0,51	-	0,50	-

Beim Vergleich desselben Motorradmodells (BMW R1200RT) im Polizeidienst in zwei verschiedenen Städten und bei der Johanniter Unfallhilfe sind deutliche Unterschiede bei der Schwingungsbelastung, mit höheren Werten im Polizeidienst, festzustellen. Im Fall der Johanniter Unfallhilfe werden auf 8h bezogene Auslösewerte lediglich an den Fußrasten gering überschritten, was auf das abweichende Fahrprofil (Kontroll- statt Schutzdienst) zurückgeführt werden kann.

#### 4.2 Tagesexpositionswerte an Fahrzeugen von Polizei und Johanniter Unfallhilfe

Im Gegensatz zu privat genutzten Motorrädern, die stark unterschiedliche tägliche Fahrzeiten aufweisen können, lassen sich im Fall der Behörden-Motorräder auch repräsentative Tagesexpositionswerte ermitteln. Tab. 10 enthält die zugehörige Aufteilung der täglichen Fahrdauer von jeweils 6 h sowie die darauf basierenden Tagesexpositionswerte A(8).

Tabelle 10: Aufteilung der täglichen Fahrdauer von 6 h und Tagesexpositionswerte A(8) an Motorrädern von Polizei (Messreihen 1 u. 2) und Johanniter Unfallhilfe (Messreihe 3) im Dienstgebrauch (Hände u. Fußrasten: Mittelwerte aus linker und rechter Messstelle)

(Messreihe): Modell, Baujahr	Dauer/Tag [% und h]				A(8) [ $\text{m/s}^2$ ]		
	Stadt	Landstr.	BAB	BAB*	HAS	GKS-Sitz	GKS-Fuß
(1): BMW R1200RT, 2010	30%	30%	30%	10%	2,09	0,51	0,56
(1): Yamaha FJR 1300, 2006	(1,8)	(1,8)	(1,8)	(0,6)	2,76	0,39	0,38
(2): BMW R1200RT, 2012	47,5%	47,5%	5%	-	2,88	0,46	0,62
(2): BMW F650GS 1-Zyl., 2008	(2,85)	(2,85)	(0,3)	-	3,14	0,48	0,64
(3): BMW R1200RT, 2010	17% (1)	-	83% (5)	-	2,04	0,27	0,42

Für die untersuchten Polizeidienste werden für Hand-Arm- und Ganzkörperschwingungen Auslösewerte überschritten, der Expositionsgrenzwert aber nicht erreicht. Im Beispiel der Johanniter-Unfallhilfe werden die Auslösewerte nicht erreicht.

## 5. Fazit

Motorradfahrer/innen sind mechanischen Schwingungen ausgesetzt und berichten zu einem Großteil von körperlichen Auswirkungen. Die Vibrationen werden allerdings von einer großen Mehrheit nicht als störend empfunden. Die an Motorrädern gemessenen Hand-Arm- und Ganzkörperschwingungen liegen deutlich höher als Vergleichsmessungen an einem Pkw. Auf 8h bezogene Auslöse- und Grenzwerte nach 2002/44EG werden z.T. deutlich überschritten, wobei sehr große Unterschiede zwischen verschiedenen Fahrer(in)/Fahrzeug-Kombinationen festzustellen sind. Messungen von Ganzkörpervibrationen zeigen einen höheren Anteil an Grenzwertüberschreitungen als Hand-Arm-Schwingungen. Der/die Fahrer/in kann durch die Fahrweise einen signifikanten Einfluss auf die Höhe der Schwingungsbelastung auf ein und demselben Motorrad ausüben. Bei typischem Behördeneinsatz (Polizei, Johanniter Unfallhilfe) können Tagesexpositionswerte Auslösewerte überschreiten.

## Quellenverzeichnis

- [1] Richtlinie 2002/44/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 25. Juni 2002 über Mindestvorschriften zum Schutz von Sicherheit und Gesundheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch physikalische Einwirkungen (Schwingungen) (16. Einzelrichtlinie im Sinne des Artikels 16 Absatz 1 der Richtlinie 89/391/EWG)
- [2] Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (TRLV), Teil 1: Beurteilung der Gefährdung durch Vibrationen. GMBI 2015 S. 485 [Nr. 25/26].
- [3] Mirbod, S. M.; Yoshida, Hideyo; Jamali, Marjan; Masamura, Kazuhito; Inaba, Ryoichi; Iwata, Hirotochi: Assessment of hand-arm vibration exposure among traffic police motorcyclists. International Archives of Occupational and Environmental Health 70 (1), 1997, pp. 22–28
- [4] Gibson, R.G.; Gibbons, J.D.: A case study of whole-body vibration exposures associated with ordinary passenger and recreational vehicles. Proceedings of the First American Conference on Human Vibration, Morgantown, West Virginia, U.S.A., June 5-7, 2006, pp. 48-49

- [5] Hsieh-Ching Chen, Wei-Chyuan Chen, Yung-Ping Liu, Chih-Yong Chen, Yi-Tsong Pan: Whole-body vibration exposure experienced by motorcycle riders – An evaluation according to ISO 2631-1 and ISO 2631-5 standards. *International Journal of Industrial Ergonomics*, Volume 39, Issue 5 (September 2009), pp. 708–718.
- [6] Shivakumara BS, Sridhar V.: Study of vibration and its effect on health of the motor-cycle rider. *Online J Health Allied Scs.* 2010;9(2):9
- [7] Moreno, R.; Cardona, J.; Pintado, P.; Chicharro, J.: Predictors of whole body vibration exposure in motorcycle riders. *Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia* N.º 61, December, 2011, pp. 93-103
- [8] Hsieh-Ching Chen, Yi-Tsong Pan: Whole-Body Vibration Exposure in Urban Motorcycle Riders. *Proceedings of the Institute of Industrial Engineers Asian Conference 2013*, pp. 975-983.
- [9] ISO 2631-1:1997/Amd 1:2010: Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole body vibration – Part 1: General requirements. *International Organization for Standardization, Genf 1997/2010*
- [10] DIN EN 14253:2008-02: Mechanische Schwingungen – Messung und rechnerische Ermittlung der Einwirkung von Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen am Arbeitsplatz im Hinblick auf seine Gesundheit – Praxisgerechte Anleitung. Berlin: Beuth 2008
- [11] VDI 2057-1:2002: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen; Blatt 1: Ganzkörper-Schwingungen. Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Beuth 2002
- [12] Kraftfahrtbundesamt: Neuzulassungen von Krafträdern in den Jahren 2004 bis 2013 nach technischen Merkmalen.  
[http://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen/Motorisierung/n\\_motorisierung\\_kraeder\\_zeitreihe\\_tech\\_n\\_merkmale.htm](http://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen/Motorisierung/n_motorisierung_kraeder_zeitreihe_tech_n_merkmale.htm); abgerufen 18.02.2016
- [13] Industrieverband Motorrad Deutschland e.V.: Jahresbericht 2014, Essen, 2014.
- [14] VDI 2057-2:2012: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen; Blatt 2: Hand-Arm-Schwingungen. Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Beuth 2012
- [15] Adamek, J.: Datenbank für Humanschwingungsmessung an Motorrädern. Hochschule Osnabrück, Institut für Management und Technik, Lingen (Ems). <http://www.campus-lingen.hs-osnabrueck.de/projekte-motorrad-humanschwingungen.html>; abgerufen 18.02.2016
- [16] DIN EN ISO 5349-2:2015-12: Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen - Teil 2: Praxisgerechte Anleitung zur Messung am Arbeitsplatz. Berlin: Beuth 2015

# Schwingungen beim Fahrradfahren und der Einfluss auf den menschlichen Körper

## Fahrradfahren ist gesund – Stimmt's?

Dr.-Ing. **Kerstin Kracht**, Dr. rer. nat. **Martin Büscher**,  
PAConsult GmbH, Hamburg

### Abstract

In general: Biking is healthy. People are moving outside, activating the cardiovascular system and the leg musculature is trained without oversteering.

The intentions of mountain bikers, racing bikers, touring cyclists, hobby bikers and job cyclists are different. These differences influence the bike structure, the kind of cycle track and thereby the mechanical load of the human body during cycling.

Object of this paper is the comparison of operating vibrations of a mountain bike, a ladies bicycle and a Pedelec at city traffic referring to health. Thereto the vibrations of input points into the human body are investigated. German standards are applied for evaluating the hand-arm- and the whole-body-load based on workplace guidelines. Differences and commonalities are brought together into the context of the results of modal analysis. The paper is completed by an outlook referring to remedies.

### 1. Einführung

Das Fahrradfahren erfreut sich immer größerer Beliebtheit. Der Fahrradfahrer bewegt sich an der frischen Luft, trainiert sein Herz-Kreislaufsystem und die Beinmuskulatur ohne die Hüft- und Kniegelenke zu sehr zu beanspruchen. Außerdem ist diese Art von Fortbewegung sehr umweltfreundlich.

Zu Recht wächst demzufolge die Nachfrage nach Kurierdiensten, die mit dem Fahrrad unterwegs sind, kontinuierlich. Die Entwicklung auf dem Pedelec-/E-Bikemarkt trägt dazu bei, dass immer größere Lasten mit dem Fahrrad transportiert werden anstatt mit dem Auto. Das Fahrrad ist längst zum Arbeitsplatz geworden.

Erfahrungen aus dem Hobbybereich und frühere Untersuchungen zeigen, dass während des Fahrradfahrens erhebliche Vibrationen und Stöße auftreten können [1, 5]. Berichten aus dem

Extremsportbereich zufolge verursachen diese mechanischen Einwirkungen erhebliche gesundheitliche Probleme.<sup>1</sup>

Hieraus folgt die Frage, ob die Gesundheit der Menschen, deren Arbeitsplatz das Fahrrad ist, durch die Erschütterungen und Vibrationen während des Fahrradfahrens beeinträchtigt werden kann.

Dieser Beitrag vergleicht Ergebnisse aus Schwingungsuntersuchungen an Pedelec, Mountainbike und Damenrad im städtischen Verkehr im Hinblick auf die Gesundheit. Dazu werden die Betriebsschwingungen des jeweiligen Fahrrads an den Einleitepunkten in den menschlichen Körper im Kontext zu Richtlinien und Normen über die Beurteilung von Hand-Arm-Schwingungen und Ganzkörperschwingungen am Arbeitsplatz dargestellt. Zur Bewertung der Unterschiede und Gemeinsamkeiten aus schwingungstechnischer Sicht werden die Ergebnisse aus einer Modalanalyse herangezogen. Abschließend werden Möglichkeiten zum Umgang mit dieser Thematik vorgestellt.

## 2. Betriebsschwingungen

Für die Untersuchung der Betriebsschwingungen eines Mountainbikes (MB), Damenrades (DR) und Damenrad-Pedelecs (Pedelec) wird die Teststrecke im Bild 1 gewählt.

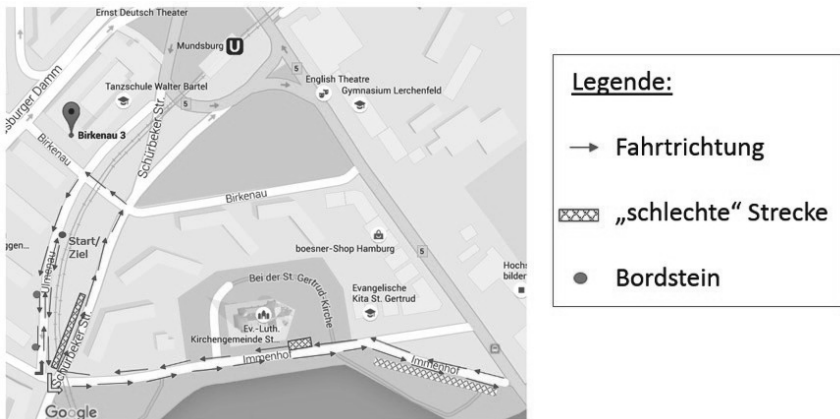


Bild 1: Verlauf der ein Kilometer langen Teststrecke in Hamburg Mundsburg

Der Streckenverlauf weist einen sehr gut ausgebauten Fahrradweg, eine asphaltierte Straße mit Schlaglöchern und den üblichen Fußweg mit Gehwegplatten auf.

<sup>1</sup> <http://www.mtb-news.de/forum/archive/index.php?t-54514.html>

Zwei Testfahrer (Fahrer 1 (1,70 m, 65 kg), Fahrer 2 (1,90 m, 80 kg)) samt kompaktem Messequipment (zwei Triax-Accelerometer BK 4507, 6-Kanalsystem LAN XI von Brüel & Kjaer drahtlos verbunden mit iPad) im Rucksack (Bild 2) fahren die Teststrecke mit jedem Fahrradtyp, um jeweils folgende Messreihen zu akquirieren:

1. Rechte Hand und linke Hand,
2. Rechte Hand und rechte Pedale,
3. Rechte Hand und Sattel.



Bild 2: Fahrer 1 mit Messequipment

Die Schwingungen werden gemäß DIN EN ISO 8041 gemessen. Mittels der verwendeten Hard- und Software (Brüel & Kjaer PULSE Reflex Core) können die Ereignisse im Zeitsignal bestimmten Streckenabschnitten zugeordnet werden. Das Bild 3 zeigt exemplarisch eine entsprechende Zuordnung.

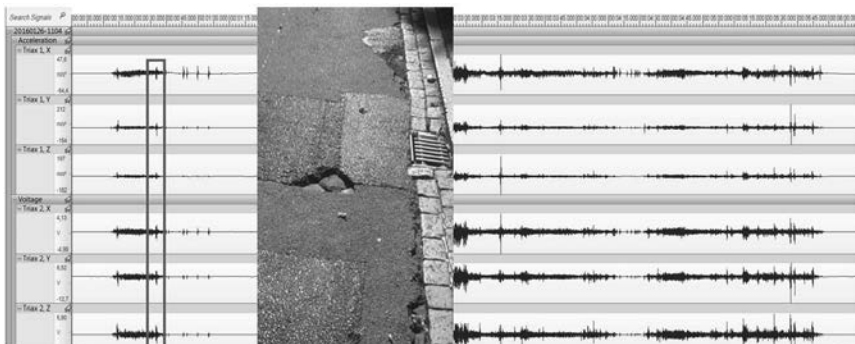


Bild 3: Zuordnung eines Stoßereignisses zum entsprechenden Streckenabschnitt.

## 2.1. Ergebnisse der Betriebsschwingungsanalyse

Die Fahrt auf der einen Kilometer langen Teststrecke dauert durchschnittlich 6 Minuten. Für die Auswertung werden sowohl die gesamten Zeitfenster (exemplarisch Bild 4) als auch Selektionen (durchschnittlich mit einer Länge von 11 s, exemplarisch Bild 5) unbewertet wie auch bewertet betrachtet.

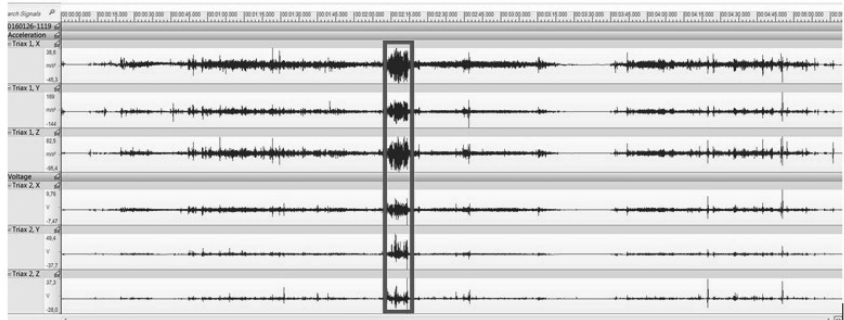


Bild 4: Gesamtes Zeitfenster der Schwingungsmessungen an den Einleitepunkten in die rechte Hand (Sensor 1) und in die linke Hand (Sensor 2) des Fahrers 2 auf dem Mountainbike mit Markierung des selektierten Zeitsignals

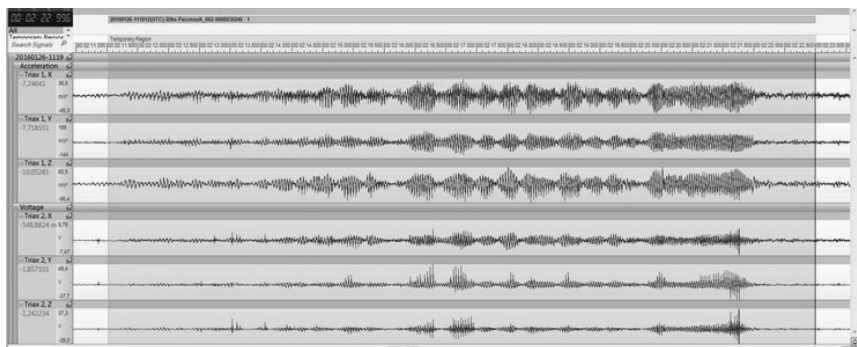


Bild 5: Zoom in das selektierte Zeitsignal aus Bild 4

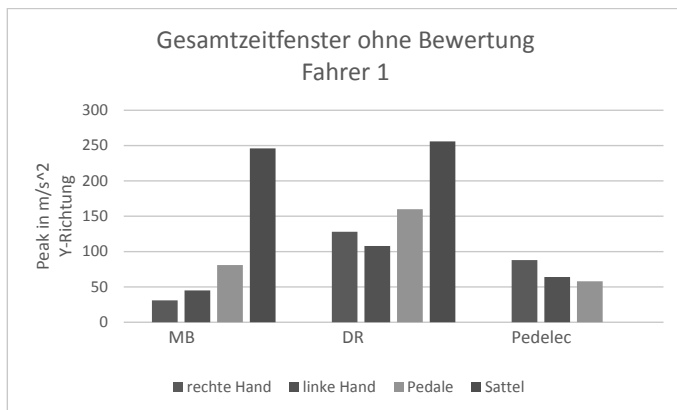
Bezugnehmend auf die Bilder 4 und 5 ist anzumerken, dass die Schwingungen in die linke und in die rechte Hand nicht gleich sind.

Die Zeitschriebe an den Einleitepunkten in das Handarmsystem werden nach ISO 5349-1 (Filterfunktion Wh) und in den Ganzkörper nach ISO 2631-1 (Filterfunktion Wk) bewertet. Die

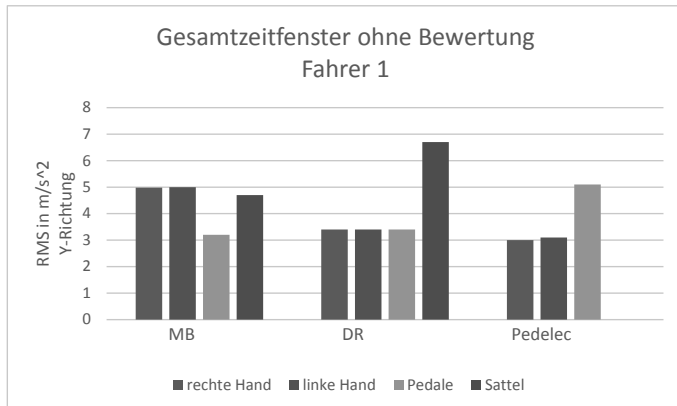


Angabe der Richtungen des Koordinatensystems erfolgt gemäß DIN EN ISO 8041 (X-Achse in Fahrtrichtung, Y-Achse quer zur Fahrtrichtung, Z-Achse vertikal).

Beispielhaft zeigen die Bilder 6 und 7 die Spitzen- und RMS-Werte der unbewerteten gemessenen Signale quer zur Fahrtrichtung bei Fahrten des Fahrers 1.



**Bild 6:** Spitzen-Werte der unbewerteten gemessenen Signale quer zur Fahrtrichtung bei Fahrten des Fahrers 1



**Bild 7:** RMS-Werte der unbewerteten gemessenen Signale quer zur Fahrtrichtung bei Fahrten des Fahrers 1

Naturgemäß sind die Spitzenwerte mit bis zu gemessenen 70 g (in Fahrtrichtung auf dem Mountainbike) deutlich größer als die RMS-Werte.

Zum Vergleich mit Bild 7 sind in Bild 8 die RMS-Werte der bewerteten gemessenen Signale quer zur Fahrtrichtung bei Fahrten des Fahrers 1 dargestellt.

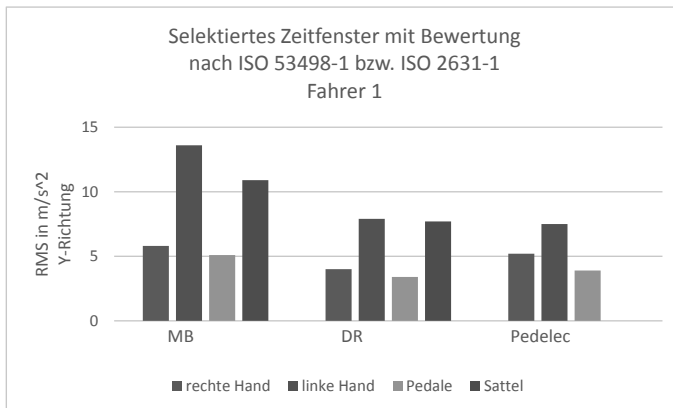


Bild 8: RMS-Werte der bewerteten gemessenen selektierten Signale quer zur Fahrtrichtung bei Fahrten des Fahrers 1

Alternativ zum skalaren RMS-Wert wird in Bild 9 der gleitende RMS-Wert für das selektierte bewertete Zeitfenster aus der Messung am Mountainbike mit Fahrer 1 quer zur Fahrtrichtung dargestellt. Der gleitende RMS-Wert ist ähnlich dem Schallpegel bei Lärmmessungen.

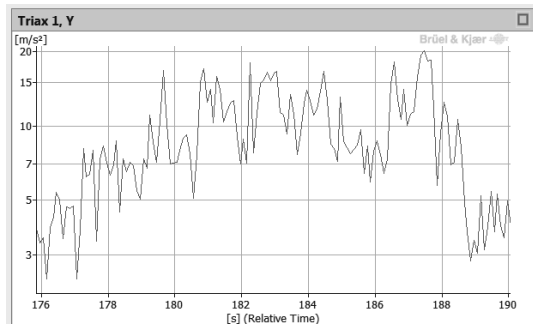


Bild 9: Gleitender RMS-Wert des bewerteten gemessenen und selektierten Signals an der rechten Hand des Fahrers 1 quer zur Fahrtrichtung bei der Fahrt mit dem Mountainbike

Folgende Fakten ergeben sich aus den Daten der durchgeführten Messreihen:

- RMS-Werte der bewerteten als auch unbewerteten, in Gesamtsignalen wie auch in selektierten Signalen sind in einigen Kombinationen größer als  $4,5 \text{ m/s}^2$ , besonders in folgenden Fällen:
  - Einleitepunkt am Sattel in Fahrtrichtung und quer dazu,
  - Einleitung in das Hand-Arm-System in Fahrtrichtung und quer dazu,
- Die eingeleiteten Schwingungen und Stöße sind vor allem in Bezug auf die Spitzenwerte stark von der Fahrweise abhängig (Bild 10 und 11),

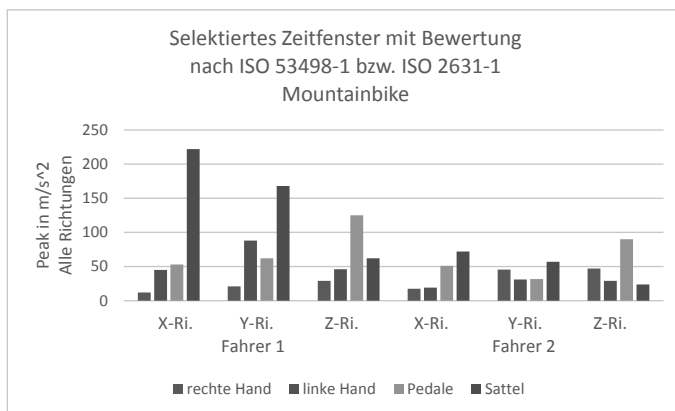


Bild 10: Peak-Werte der bewerteten gemessenen Signale in alle Raumrichtungen bei sehr schneller Fahrweise des Fahrers 1 und normaler Fahrweise des Fahrers 2

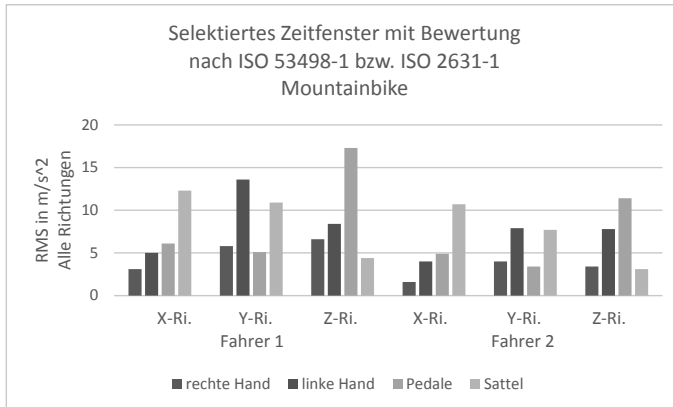


Bild 11: RMS-Werte der bewerteten gemessenen Signale in alle Raumrichtungen bei sehr schneller Fahrweise des Fahrers 1 und normaler Fahrweise des Fahrers 2

- Bei den Ausführungen als Damenrad (insbesondere das Pedelec) ist ein Aufschwingen des gesamten Fahrrades über einen Zeitraum von bis zu 25 s mit Amplituden bis zu  $80 \text{ m/s}^2$  aufgetreten. Weitere Tendenzen in Bezug auf die „Schwingfreudigkeit“ sind nicht aufgefallen. Bei ähnlicher Fahrweise kommen bei allen Fahrradtypen ähnliche RMS- und Peak-Werte zustande.

Wenn es um die Ursachenforschung für die Strukturodynamik des Fahrrads geht, ist die Betrachtung der RMS- und Peak-Werte ungenügend – so wie bei der Beantwortung der Frage, warum die Fahrradschwingungen so eine große Wirkung auf den menschlichen Körper – vor allem auf das Hand-Arm-System haben.

In diesem Zusammenhang ist die Untersuchung der Frequenzinhalte der gemessenen Signale unerlässlich. Beispielhaft ist in Bild 12 der Frequenzinhalt des bewerteten Zeitfensters aus den Messungen am Einleitepunkt in die rechte Hand des Fahrers 1 quer zur Fahrtrichtung bei der Fahrt mit dem Mountainbike dargestellt.

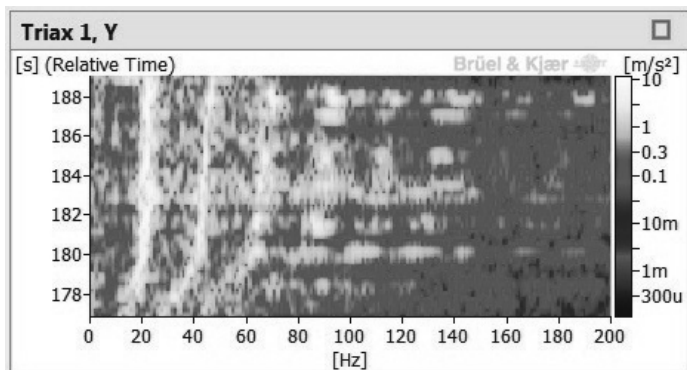


Bild 12: Frequenzinhalt des bewerteten gemessenen und selektierten Signals an der rechten Hand des Fahrers 1 quer zur Fahrtrichtung bei der Fahrt mit dem Mountainbike

Die in der Tabelle 1 gelisteten Betriebsschwingfrequenzen treten in allen Messungen prägnant hervor.

Tabelle 1: Prägnante Betriebsschwingfrequenzen bei allen Fahrradtypen

Richtung	4 Hz	20-24 Hz	44 Hz	68 Hz	90 Hz	112 Hz	140 Hz
x	X	X	X	X	X	X	X
y	X	X	X		X	X	X
z		X	X	X	X	X	X

Im Vergleich mit den Eigenschwingungen der Organe und Körperteile des Menschen<sup>2</sup> kann festgestellt werden, dass zum einen Schwingungen bis 100 Hz relevant für den menschlichen Körper sind. Zum anderen werden die Hand-Arm-Schwingungen mit 20 bis 24 Hz definitiv in Resonanz erregt.

Die Betriebsschwingungen resultieren aus dem objekt eigenen Schwingungsverhalten, der Anregung und den Randbedingungen. Das Schwingungsverhalten ist abhängig von Geometrie, Material (Steifigkeit, Dämpfung), Masse (und Zusatzmassen) und wird u.a. durch die drei

<sup>2</sup> <http://www.bksv.com/doc/br056.pdf>

modalen Größen Eigenfrequenzen, Eigenformen und modale Dämpfung beschrieben. Die modalen Größen werden im Folgenden mit Hilfe der experimentellen Modalanalyse bestimmt.

### 3. Modalanalyse am Fahrrad

Um die Abhängigkeit der modalen Größen des Mountainbikes von Luftdruck im Reifen und von der Belastung mit einem Fahrer zu untersuchen werden die Messreihen

1. MB mit 1 bar Fülldruck ohne Fahrer,
2. MB mit 2 bar Fülldruck ohne Fahrer,
3. MB mit 2 bar Fülldruck mit Fahrer,

untersucht. Die Bilder 13 und 14 zeigen den jeweiligen Versuchsaufbau.



Bild 13: Versuchsaufbau ohne Fahrer



Bild 14: Versuchsaufbau mit Fahrer 2

### 3.1 Ergebnisse der Modalanalyse

Die Auswertung der modalen Größen zeigt einen klaren Zusammenhang mit den Betriebs-schwingungen (Tabelle 2).

Tabelle 2: Betriebsschwingfrequenzen und Eigenfrequenzen des Mountainbikes in ver-schiedenen Konfigurationen

Objekt	EF 1	EF 2	EF 3	EF 4	EF 5	EF 6	EF 7	EF 8	EF 9	EF 10	EF 11	1. Vertikal-mode
MB 2 bar ohne Fahrer	1,6 Hz	4,3 Hz	10,4 Hz	16 Hz	23 Hz	35 Hz	41 Hz	65 Hz	72 Hz	88 Hz	106 Hz	16 Hz
MB 1 bar ohne Fahrer	1,2 Hz	4,4 Hz	10,6 Hz	12 Hz	21 Hz	35 Hz	41 Hz	65 Hz	-	81 Hz	105 Hz	13 Hz
MB 2 bar mit Fahrer	2,9 Hz	6,8 Hz	-	18,7 Hz	25 Hz	-	42 Hz	-	-	87 Hz	-	25 Hz
BS 2 bar mit Fahrer	-	4 Hz	-	-	20-24 Hz	-	44 Hz	68 Hz	-	90 Hz	112 Hz	-

- Die Schwingung mit 4 Hz resultiert aus der Kippbewegung des Fahrrads in Y-Richtung. Der Fahrer lenkt gegen, was große Belastungen des Hand-Arm-Systems zur Folge hat.
- Die Vertikalmode des Vorderbaus schwingt mit 13 bis 25 Hz, abhängig vom Fülldruck des Reifens und der Konfiguration mit oder ohne Fahrer.
- Die Schwingungen mit höheren Frequenzen resultieren zumeist aus Biegemoden des Rahmens, des Vorderbaus und des Hinterbaus in Y-Richtung

Bild 15 dokumentiert exemplarisch die dritte Eigenmode des MB-Rahmens ohne Fahrer mit einem Reifenfülldruck von 2 bar.

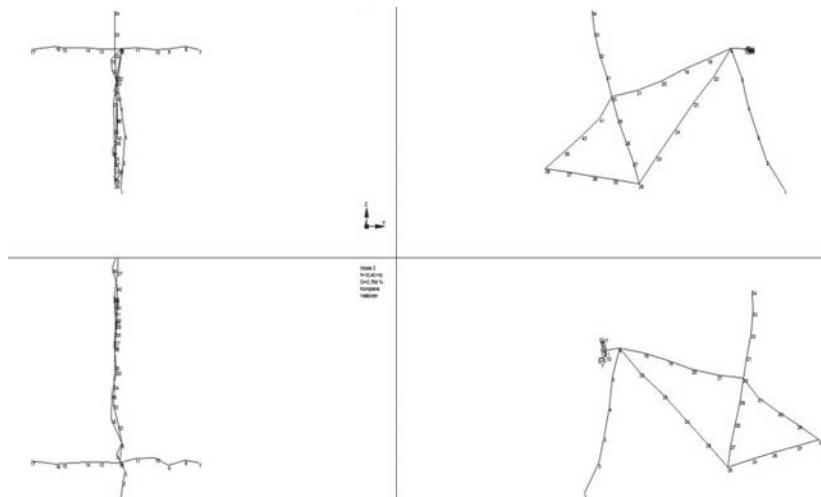


Bild 15: Dritte Eigenmode des MB-Rahmens ohne Fahrer mit einem Reifenfülldruck von 2 bar in 4 Ansichten

#### 4. Zusammenfassung und Ausblick

Die Betriebsschwinganalyse an einem Mountainbike, einem Damenrad und einem Damenrad-Pedelec zeigt mit Spitzenwerten bis zu  $70 \text{ g} = 700 \text{ m/s}^2$  und Langzeit-RMS-Werten  $> 4,5 \text{ m/s}^2$  einen klaren Bedarf an weiteren Untersuchungen bzgl. der Humanschwingungen, die durch das Fahrradfahren verursacht werden.

Die Ergebnisse der Modalanalyse stellen einen Zusammenhang zwischen den Eigenschwingungen des Fahrrads und den Betriebsschwingungen sicher.

Dies bedeutet auch, dass die Schwingungen des Fahrrads und somit auch die Schwingungseinwirkung auf den Menschen durch Strukturmodifikationen an den Bauteilen, zusätzliche Dämpfungs- und Federungselemente sowie eine geeignete Bereifung verändert werden kann. Die Modalanalyse wird sich dabei als sinnvolles Instrument herausstellen, um gezielt wirkungsvolle Veränderungen zum Wohle der Fahrradfahrer vornehmen zu können.



- [1] E. Groß: Betriebslastenermittlung. Dimensionierung, strukturelle mechanische und fahrwerkstechnische Untersuchungen von Mountainbikes. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 3088. VDI Verlag, Düsseldorf. 1997.
- [2] U. Kaulbars: Messungen der Vibrationsexposition am Arbeitsplatz. Technische Sicherheit Bd. 3. 2013.
- [3] Y. Champoux et al.: Bicycle Structural Dynamics. Journal of Sound and Vibration. July 2007.
- [4] H. M. Gomes et al.: Measurement and evaluation of human exposure to vibration transmitted to hand-arm system during leisure cyclist activity. Engenharia Biomedica. Vol. 30, No. 4. 2014.
- [5] R. Pivt: Erschütternde Radwege - Untersuchung des Schwingungskomfort an Fahrrädern. Pro Velo, Nr. 12. März 1988.
- [6] A. Köllner et al.: Measurement and Analysis System for Bicycle Field Test Studies. Procedia Engineering, Vol 72. 2014.





# VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH



## 6. VDI-Tagung Humanschwingungen 2016

Würzburg, 26.-27. April 2016



# VDI-Berichte 2277

**Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

**Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek**

(German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie

(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at <http://dnb.ddb.de>.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2016

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck. Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder.

Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092277-5

## Inhalt

Seite

Vorwort

1

### ***Lärm- und Vibrationsarbeitsschutzverordnung***

<i>U. Kaulbars</i>	Praxiseignung von Herstellerangaben am Beispiel der Hand-Arm-Vibrationen von Motorkettensägen	3
--------------------	---	---

### ***Minderungsmaßnahmen***

<i>K. Krivenkov, C. Klitsch, J. Kolb, E. Haller, S. Ulrich, R. Bruns</i>	Einflüsse von Reibung und Spiel in passiven und semiaktiven Sitzfederungen auf den objektiven Fahrkomfort	13
--	---	----

### ***Posterpräsentationen***

<i>G. Schmitz, M. Söntgen</i>	Hand-Arm-Vibrationen – Entwicklung eines Vibrationsmessverfahren für Tierbetäubungsgeräte	29
<i>B. Göres, D. Kamin, T. Baum</i>	Ganzkörper-Vibrations-Belastungsanzeige – Ein einfaches Gerät zur Anzeige von Ganzkörper-Vibrations-Belastungen	35
<i>D. Sayn, B. Göres, C. Böser</i>	Schwingungsbelastung der Fahrer und Beifahrer beim Fahren von Lastkraftwagen und Sattelkraftfahrzeugen	39
<i>A. Nehring</i>	Humanschwingungen erfassen und auswerten – NeVib ist eine WINDOWS-Software, mit der Humanschwingungen einfach erfasst und ausgewertet werden können	49



### **Experimentelle und numerische Verfahren – Teil 1**

<i>J. Vandenbroeck, M. Brennan</i>	Influence of polymer viscoelasticity on vibration isolation of polyurethane flexible foams in automotive seating	55
<i>F. Gillmeister</i>	Entwicklung eines Kinder-Mensch-Modells für Schwingungsmessungen	69
<i>T. Schenk</i>	Probleme bei der Beurteilung von einzelnen Stößen, die auf das Hand-Arm-System des Menschen bei der Arbeit mit mechanisierten und nicht mechanisierten Werkzeugen einwirken	79
<i>S. Matthiesen, S. Mangold, T. Zumstein</i>	Ein anpassbares Hand-Arm Modell mit rotatorischem Freiheitsgrad zur Validierung handgehaltener Geräte	95

### **Schwingungsmesstechnik und Datenanalyse**

<i>G. Bieber, U. Kaulbars, J. Trimpop, A. Hofmann</i>	Individuelle Bestimmung der Hand-Arm-Vibrationsdosis mit Smartwatches	111
<i>M. Weis</i>	Beurteilung des Schwingungsdiskomforts in Traktorkabinen durch Human-in-the-Loop-Fahrsimulation	127

### **Experimentelle und numerische Verfahren – Teil 2**

<i>L. Meyer, H. Meyer</i>	ISO 7096:2000 – Sitze in Erdbaumaschinen – Das Laborprüfverfahren für Führersitze in der Praxis	137
-------------------------------	---	-----

### **Auswirkungen von Humanschwingungen**

N. Raffler, J. Rissler, E. Ochsmann, C. Schikowsky, T. Kraus	Körperhaltungen und Ganzkörper-Vibrationen – Eine epidemiologische Pilotstudie	149
F. Koch	Zur Risikoabschätzung für Knochen- und Gelenkerkrankungen bei Arbeiten mit Motorkettensägen	169

### **Schwingungseinwirkungen in der Praxis**

J. Adamek, M. Schröter	Humanschwingungen an Motorrädern bei unterschiedlichen Fahrzuständen – Studie zu Hand-Arm- und Ganzkörperschwingungen	179
K. Kracht M. Büscher,	Schwingungen beim Fahrradfahren und der Einfluss auf den menschlichen Körper – Fahrradfahren ist gesund – Stimmt's?	199





# VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH



## 6. VDI-Tagung Humanschwingungen 2016

Würzburg, 26.-27. April 2016



# VDI-Berichte 2277

**Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

**Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek**

(German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie

(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at <http://dnb.ddb.de>.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2016

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck. Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder.

Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092277-5



## Inhalt

Seite

Vorwort

1

### ***Lärm- und Vibrationsarbeitsschutzverordnung***

<i>U. Kaulbars</i>	Praxiseignung von Herstellerangaben am Beispiel der Hand-Arm-Vibrationen von Motorkettensägen	3
--------------------	---	---

### ***Minderungsmaßnahmen***

<i>K. Krivenkov, C. Klitsch, J. Kolb, E. Haller, S. Ulrich, R. Bruns</i>	Einflüsse von Reibung und Spiel in passiven und semiaktiven Sitzfederungen auf den objektiven Fahrkomfort	13
--	---	----

### ***Posterpräsentationen***

<i>G. Schmitz, M. Söntgen</i>	Hand-Arm-Vibrationen – Entwicklung eines Vibrationsmessverfahren für Tierbetäubungsgeräte	29
<i>B. Göres, D. Kamin, T. Baum</i>	Ganzkörper-Vibrations-Belastungsanzeige – Ein einfaches Gerät zur Anzeige von Ganzkörper-Vibrations-Belastungen	35
<i>D. Sayn, B. Göres, C. Böser</i>	Schwingungsbelastung der Fahrer und Beifahrer beim Fahren von Lastkraftwagen und Sattelkraftfahrzeugen	39
<i>A. Nehring</i>	Humanschwingungen erfassen und auswerten – NeVib ist eine WINDOWS-Software, mit der Humanschwingungen einfach erfasst und ausgewertet werden können	49

### **Experimentelle und numerische Verfahren – Teil 1**

<i>J. Vandenbroeck, M. Brennan</i>	Influence of polymer viscoelasticity on vibration isolation of polyurethane flexible foams in automotive seating	55
<i>F. Gillmeister</i>	Entwicklung eines Kinder-Mensch-Modells für Schwingungsmessungen	69
<i>T. Schenk</i>	Probleme bei der Beurteilung von einzelnen Stößen, die auf das Hand-Arm-System des Menschen bei der Arbeit mit mechanisierten und nicht mechanisierten Werkzeugen einwirken	79
<i>S. Matthiesen, S. Mangold, T. Zumstein</i>	Ein anpassbares Hand-Arm Modell mit rotatorischem Freiheitsgrad zur Validierung handgehaltener Geräte	95

### **Schwingungsmesstechnik und Datenanalyse**

<i>G. Bieber, U. Kaulbars, J. Trimpop, A. Hofmann</i>	Individuelle Bestimmung der Hand-Arm-Vibrationsdosis mit Smartwatches	111
<i>M. Weis</i>	Beurteilung des Schwingungsdiskomforts in Traktorkabinen durch Human-in-the-Loop-Fahrsimulation	127

### **Experimentelle und numerische Verfahren – Teil 2**

<i>L. Meyer, H. Meyer</i>	ISO 7096:2000 – Sitze in Erdbaumaschinen – Das Laborprüfverfahren für Führersitze in der Praxis	137
-------------------------------	---	-----

### **Auswirkungen von Humanschwingungen**

N. Raffler, J. Rissler, E. Ochsmann, C. Schikowsky, T. Kraus	Körperhaltungen und Ganzkörper-Vibrationen – Eine epidemiologische Pilotstudie	149
F. Koch	Zur Risikoabschätzung für Knochen- und Gelenkerkrankungen bei Arbeiten mit Motorkettensägen	169

### **Schwingungseinwirkungen in der Praxis**

J. Adamek, M. Schröter	Humanschwingungen an Motorrädern bei unterschiedlichen Fahrzuständen – Studie zu Hand-Arm- und Ganzkörperschwingungen	179
K. Kracht M. Büscher,	Schwingungen beim Fahrradfahren und der Einfluss auf den menschlichen Körper – Fahrradfahren ist gesund – Stimmt's?	199



## Vorwort

Menschen sind am Arbeitsplatz und im Verkehr in einem erheblichen Maß mechanischen Schwingungen ausgesetzt. Auswirkungen dieser Schwingungen können Gesundheitsbeeinträchtigungen sowie Leistungs- und Komforteinbußen sein. Die große Bandbreite der Auswirkungen von Humanschwingungen, von denen nahezu alle Industriezweige betroffen sind, erfordert eine interdisziplinäre Herangehensweise an die Problematik. Neuartige Entwicklungsmethoden zur Gesundheits- und Komfortbeurteilung wie die numerische Simulation und der Einsatz von Dummies eröffnen neue Perspektiven für die Entwicklung und Beurteilung von Schwingungsminderungsmaßnahmen sowohl im Bereich der Ganzkörper- als auch der Hand-Arm-Schwingungen.

Für den Bereich des Arbeitsschutzes setzt die „Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung“ als deutsche Umsetzung der EG-Richtlinie „Vibrationen“ (2002/44/EG) Anforderungen für Arbeitgeber fest. So sind neben der Gefährdungsbeurteilung abhängig vom Erreichen bzw. Überschreiten der Auslösewerte bzw. Expositionsgrenzwerte Präventionsmaßnahmen durchzuführen. Dazu gehören: technisches Minimierungsgebot, Ermittlung der Vibrationsbelastungen an Arbeitsplätzen, Unterweisung, ein Vibrationsminderungsprogramm bis hin zur arbeitsmedizinischen Vorsorge. Die Tagung wird Erfahrungen mit der Umsetzung der Verordnung vorstellen und Praxisanleitungen wie z.B. die Technische Regel und die den Stand der Technik erläutern.

Ziel der Tagung ist es, den derzeitigen Stand der Technik auf den genannten Problemfeldern umfassend darzustellen und deren Bedeutung anhand praxisnaher Beispiele zu erläutern.

Im Namen des Programmausschusses



**Prof. Dr.-Ing. Horst Peter Wölfel**

## **Programmausschuss**

**Dr. Thorsten Breitfeld**, *Daimler AG, Sindelfingen*

**Prof. Dr.-Ing. Ralph Bruder**, *TU Darmstadt*

**Dr. Christoph Hecker**, *Berufsgenossenschaft Metall Nord Süd, Mainz*

**Dipl.-Ing. Jörg Hirschhausen**, *BMW AG, München*

**Prof. Dr.-Ing. Frank Janser**, *FH Aachen, FB Luft und Raumfahrttechnik*

**Dipl.-Ing. Uwe Kaulbars**, *IFA, Sankt Augustin*

**Dipl.-Ing. Lutz Meyer**, *ISRINGHAUSEN GmbH & Co. KG, Lemgo*

**Dr. Detlev Mohr**, *Landesamt für Arbeitsschutz (LAS), Potsdam*

**Dr.-Ing. Hendrik Schläper**, *K+S Aktiengesellschaft, Kassel*

**Dr.-Ing. Alexander Siefert**, *Wölfel Beratende Ingenieure GmbH + Co. KG, Höchberg*

**Dr. Christina Wedel**, *Andreas Stihl AG & Co. KG, Waiblingen*

**Dr. Andrés Wellmann-Jelic**, *Hilti Deutschland GmbH, Kaufering*

**Prof. Dr.-Ing. Horst Peter Wölfel**, *Wölfel Beratende Ingenieure GmbH + Co. KG, Höchberg (Vorsitz)*

**Dr.-Ing. Martin Zornemann**, *Volkswagen AG, Wolfsburg*

## **Wir bedanken uns bei den ideellen Mitträgern**

- Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung – (IFA)
- Normenausschuss Akustik, Lärminderung und Schwingungstechnik (NALS)  
im DIN und VDI

## Praxiseignung von Herstellerangaben am Beispiel der Hand-Arm-Vibrationen von Motorkettensägen

### Relevance of manufacturers' data to the field with reference to the example of hand-arm vibration on chainsaws

Dipl.-Ing. **Uwe Kaulbars**, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung – (IFA), Sankt Augustin

#### Kurzfassung

Erfolgt die Gefährdungsbeurteilung auf der Grundlage von Herstellerangaben, ist es abzuwägen, ob die Vibrationsemissionswerte für den zu beurteilenden praktischen Einsatz der Maschinen repräsentativ ist. Abweichungen können nicht nur durch unterschiedliche Betriebs- und Arbeitsbedingungen, sondern auch dadurch entstehen, dass die Maschinen im praktischen Einsatzfall nicht neuwertig sind und nicht immer unter optimalen Betriebsbedingungen benutzt werden.

Für die intensive Nutzung von Motorkettensägen in der Holzernte wird die Vorgehensweise zur Ermittlung der Vibrationseinwirkung in der Praxis aufgezeigt.

Der Vortrag zeigt die Ergebnisse und die Vorgehensweise der Untersuchung der Vibrationseinwirkung von Motorkettensägen bei der intensiven Nutzung in der Holzernte.

Dazu fanden systematisch Praxismessungen bei Baumfällarbeiten an 30 Bäumen unter typischen Arbeits- und Betriebsbedingungen statt. Berücksichtigt wurden die Einflussbedingungen Holzart, Arbeitsvorgänge, Maschinen und Bedienperson. Artefakte, die bei Langzeitmessungen entstehen, wenn beispielsweise eine Hand den Griff nicht berührt, wurden mit einer Videokamera am Arbeitsschutzhelm erfasst und später eliminiert. Die Ergebnisse zeigen bei allen Untersuchungen, dass höhere Belastungen am vorderen Griff (Seitengriff) der Motorkettensäge auftraten. Ebenso lag die durchschnittliche Belastung bei Fichten höher als bei Buchen. Die Herstellerangabe für den Schwingungsgesamtwert des untersuchten Maschinentyps von  $a_{hv} = 3,5 \text{ m/s}^2$  mit der erweiterten Unsicherheit  $K = 2,0 \text{ m/s}^2$  nach DIN EN 12096 deckt einen Überlappungsbereich von 1,5 bis 5,5  $\text{m/s}^2$  ab. Dies bedeutet, dass 90 % aller auftretenden Werte in diesem Bereich liegen. Die gemessenen Durchschnittswerte, die die systematischen Abweichungen berücksichtigen liegen jedoch im Bereich von 3,4 bis 5,1  $\text{m/s}^2$ . Daher kann nicht ausgeschlossen werden, dass aufgrund der Herstellerangabe -

wenn man die erweiterte Unsicherheit nicht berücksichtigt - die Gefährdung unterbewertet wird. Dies zeigt, dass nicht generell darauf verzichtet werden kann, den Vertrauensbereich der Herstellerangabe bei der Gefährdungsbeurteilung zu vernachlässigen, wie es derzeit in der Technischen Regel zur Lärm- und Vibrations-Arbeitschutzverordnung beschrieben ist. Darüber hinaus wird die bei Praxismessungen auftretende erhöhte Messunsicherheit durch einen festen Messpunkt bei wechselnden Positionen der Hände an den Griffen aufgezeigt.

## Abstract

Where risk assessment is based upon manufacturers' data, it should be considered whether the vibration emission values are representative in practical use for the machines under test. Deviations may result not only from differences in the working and operating conditions, but also from the fact that the machines are not necessarily in an as-new condition, and are not always used under ideal operating conditions.

The paper describes the procedure for determining the vibration exposure occurring in practice during intensive use of chainsaws for timber harvesting.

The paper describes the procedure for determining the vibration exposure occurring in practice during intensive use of chainsaws for timber harvesting, and the results.

For this purpose, field measurements were conducted systematically during the felling of 30 trees under typical operating and working conditions. Consideration was given to the following influencing factors: species of wood, working procedures, machinery and operators. Artefacts arising during long-term measurements, for example when a hand is not in contact with the handle, were detected by a video camera mounted on the operator's helmet, and subsequently eliminated. In all studies, higher exposures were seen to occur on the forward handle (side handle) of the chainsaw. The average exposure was also higher for spruce than for beech. The manufacturer's declared total vibration value  $a_{hv}$  of 3.5  $m/s^2$  with the uncertainty  $K$  of 2.0  $m/s^2$  to EN 12096 for the machine type under test covers an overlap from 1.5  $m/s^2$  to 5.5  $m/s^2$ . This means that 90% of all values occurring are within this range. The average values measured, which take account of the systematic deviations, lie however in the range from 3.4 to 5.1  $m/s^2$ . The possibility cannot therefore be excluded of the manufacturer's figure resulting in the risk being underestimated if the uncertainty is ignored. This shows that the confidence interval of the manufacturer's figure cannot generally be disregarded during risk assessment, as is currently described in the Technical Rule under the German Ordinance on noise and vibration protection.

The English version you will find [www.dguv.de/ifa](http://www.dguv.de/ifa), Webcode m849434



## 1. Einleitung

Gemäß der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung [1] kann die Gefährdungsbeurteilung derzeit nach mehreren Verfahren erfolgen, z. B. auf der Grundlage von Messungen oder Schätzungen unter Heranziehung von Herstellerangaben bzw. anderen Datenquellen.

Die Verordnung fordert bei nicht sicherer Ermittlung der Einhaltung der Auslöse- und Expositionsgrenzwerte die Festlegung der Exposition durch Messungen.

Die TRLV Vibration [2] gibt bisher als Qualitätsmerkmal eine Rangfolge für die Auswahl geeigneter Informationsquellen vor. Danach sind vorzugsweise Messwerte von Arbeitsplatzmessungen als genauere Grundlage für die Gefährdungsbeurteilung heranzuziehen. Sie fordert bisher bei der Verwendung der Herstellerangaben nicht die Berücksichtigung der erweiterten Unsicherheit K. Eine Aussage über die Zuverlässigkeit der Schätzung erfolgt daher nicht auf der Grundlage des sich aus K ergebenden Vertrauensniveaus.

Die Messnormen zur Ermittlung der Herstellerangaben wurden zum Vergleich der Maschinen untereinander entwickelt und basieren auf gut reproduzierbaren Labormessverfahren.

Als Hilfe zur Übertragung der Laborwerte für den praktischen Einsatzfall bietet die DIN SPEC 45694 [3] weitere Informationen.

Das Labormessverfahren nach DIN EN ISO 22867 [4] basiert unter anderem auf einer festgelegten Schnittposition mit astreinem Holz, neuen Maschinen und optimal geschärften Ketten. Eine Besonderheit bei Motorkettensägen ist, dass sich die Herstellerangabe aus Vibrationswerten von unterschiedlichen Betriebszuständen zusammensetzt. Die Zusammensetzung der zeitlichen Anteile ist für den typischen Einsatzfall repräsentativ, diese kann jedoch bei anderen Anwendungen abweichen.

In der nachfolgend beschriebenen Untersuchung wurde unter repräsentativen Praxisbedingungen die Belastung ermittelt [5].

## 2. Methode – Ermittlung der Gefährdung und Beurteilung

Aufbauend auf den Erfahrungen von Aufsichtspersonen der Unfallkassen sowie von Lehrkräften des Forstwirtschaftlichen Bildungszentrums wurden die Rahmenbedingungen mit der Strategie zur Durchführung der Messungen wie folgt festgelegt:

- Ermittlung der Vibrationsexposition bei der Holzernte von Fichten und Buchen
- Messungen der kompletten Arbeitszyklen
- Bedienung der Motorkettensägen durch erfahrene Personen
- Verwendung der Ketten des üblichen Einsatzes

- keine neuen, aber gut gewartete Motorkettensägen (die Gebrauchsdauer sollte mindestens 500 Betriebsstunden betragen, die jedoch aufgrund der Schätzung sicherlich geringer war).
- Videodokumentation der Messungen
- mindestens drei Probanden mit drei verschiedenen Motorsägen vom gleichen Typ.
- Fällung von 15 Buchen und 15 Fichten

Aus Gründen des Aufwandes wurden die Untersuchungen auf einen Maschinentyp eines Herstellers begrenzt. Ausgewählt wurde eine typische Maschine, die exemplarisch für vergleichbare Maschinen ist.

Die Messungen wurden nach den in DIN EN ISO 5349-2 [6] festgelegten Messverfahren mit einer Messkette, die die Anforderungen der DIN EN ISO 8041 [7] erfüllt, durchgeführt.

Die Beschleunigungsaufnehmer wurden am vorderen Griff, der auch als Hilfsgriff oder Seitengriff bezeichnet wird, und am hinteren Griff (Hauptgriff), angebracht (Bild 1).



Bild 1: Lage der Messpunkte

Zur Vermeidung von Abweichungen zu den Labormessverfahren (Emissionsnormen) entsprechen die Messpunkte den Festlegungen in DIN EN ISO 22867 [4].

In der Neufassung des informativen Anhangs A der DIN EN ISO 5349 wird dieser Messpunkt am vorderen Griff für den Anwendungsfall, dass mit der Kettensäge seitlich gearbeitet wird, als ungeeignet bezeichnet. Es wird empfohlen, den Beschleunigungsaufnehmer an die jeweilige Greifstelle umzusetzen.

Im praktischen Einsatzfall ist dies jedoch nicht möglich. Die Anbringung mehrerer Beschleunigungsaufnehmer, die ein Umgreifen erforderlich macht, kann aus Sicherheitsgründen nicht erfolgen.

Durch die Abweichungen von der Idealforderung, den Beschleunigungsaufnehmer an dem Messpunkt anzubringen, an dem die Schwingungseinwirkung am repräsentativsten ist, entsteht eine erhöhter Messunsicherheitsanteil, auf den in der Auswertung noch eingegangen wird.

### 3. Ergebnisse – Auswertung der Messungen

Die Aufzeichnungen der Messungen wurden mithilfe der Videoaufnahmen von Artefakten bereinigt. Typische Artefakte entstanden dadurch, dass die Hand nicht an der Einleitungsstelle Griff war, durch das Absetzen der Maschine oder durch die vom Benutzer selbst eingeleiteten Stöße.

Die Auswertung erfolgte für jeden Baum getrennt nach den Messpunkten sowie getrennt in den Messrichtungen x, y, z und dem Schwingungsgesamtwert für die unterschiedlichen Arbeitsvorgänge „Fällen“, „Zuschneiden“ und „Entasten“.

Der Arbeitsvorgang „Fällen“ enthält die Expositionen bis zu dem Zeitpunkt, an dem der Baum fällt.

Der Arbeitsvorgang „Zuschneiden“ enthält die Expositionen beim „Gesundschneiden“ und für die Nadelbäume auch beim „Zuschneiden“ nach Abmaß. Je nach Baum variiert die Anzahl der Zuschneidevorgänge.

Der Arbeitsvorgang „Entasten“ enthält die Exposition, die beim Entfernen aller Äste auftritt.

Da durch die unterschiedliche Beschaffenheit der einzelnen Bäume die jeweiligen Arbeitsanteile, aber auch die Schwingungshöhe stark variierten, wurde die jeweilige Teiltagesdosis zur besseren Vergleichbarkeit aus den energieäquivalenten Mittelwerten und den dazugehörigen Expositionszeitanteilen bestimmt.

Die Einzelbelastungen der unterschiedlichen Arbeitsvorgänge wurden dann zu einer „Baumtagesdosis“ zusammengefasst.

Diese bisher nicht übliche Betrachtung erleichtert den Vergleich des unterschiedlichen Belastungsaufwandes für jeden einzelnen Baum.

In Tabelle 1 sind die Ergebnisse des Wertebereiches und des Mittelwertes mit der Standardabweichung  $\bar{\sigma}$  der Baumtagesdosis getrennt nach Baumart und Einleitungsstelle zusammengefasst.

Tabelle 1: Zusammenstellung der Baumtagesdosis

Baumart	Baumtagesdosis A, (8) in m/s <sup>2</sup> an den Handgriffen					
	Hauptgriff			Seitengriff		
	Minimalwert	Mittelwert $\pm \bar{\sigma}$	Maximalwert	Minimalwert	Mittelwert $\pm \bar{\sigma}$	Maximalwert
Fichten	0,42	0,49 $\pm$ 0,07	0,6	0,48	0,61 $\pm$ 0,12	0,84
Buchen	0,19	0,29 $\pm$ 0,06	0,41	0,28	0,39 $\pm$ 0,07	0,54

Deutlich ist für beide Baumarten die höhere Belastung am Seitengriff (vorderer Handgriff) erkennbar. Da die höhere Belastung zur Beurteilung der Gefährdung heranzuziehen ist, beziehen sich die weiteren Betrachtungen auf diese Einleitungsstelle.

Als Parameter für die Unterschiedlichkeit des jeweiligen Baumes steht nur der Durchmesser – gemessen in Brusthöhe – zur Verfügung, Brusthöhendurchmesser genannt.

Die Bilder 2 und 3 zeigen die Höhe der Baumtagesdosis in Abhängigkeit vom Baumdurchmesser. Für die untersuchten Bäume, deren Brusthöhendurchmesser in einem engen Bereich von 32 bis 44 cm für die Fichten und von 23 bis 33 cm für die Buchen liegt, ist keine Tendenz erkennbar. Durchschnittlich ist jedoch die Belastungsdosis für einen Baum bei den Buchen geringer als bei den Fichten.

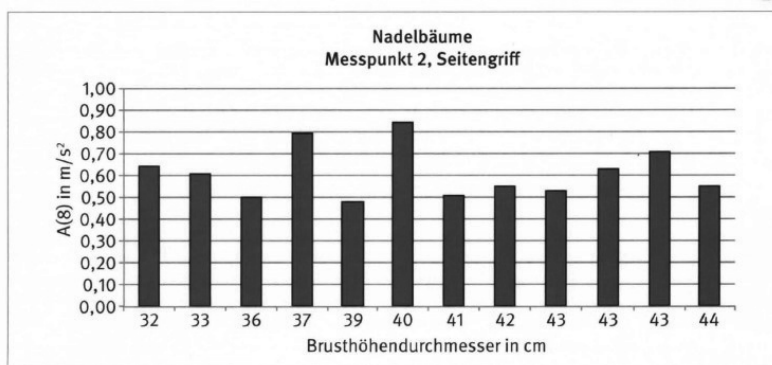


Bild 2: Baumtagesdosis und Baumdurchmesser der Fichten

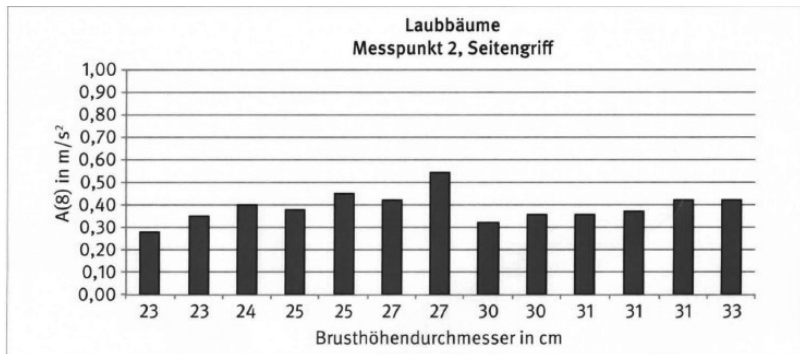


Bild 3: Baumtagesdosis und Baumdurchmesser der Buchen

#### 4. Diskussion – Vergleich der Praxiswerte mit den Herstellerangaben

Zur Verwendung der Herstellerangaben für die Gefährdungsbeurteilung ist die Interpretation dieser Werte erforderlich. Dazu gibt die Norm DIN SPEC 45694 [3] Hinweise zu den folgenden wesentlichen Einflüssen:

- Betriebsbedingungen der Maschine
- Messrichtung und Messort
- Alter und Zustand der Maschine
- Schwingungsdämpfungssystem
- Einsatzwerkzeug

In den Prismessungen wurden diese Einflüsse im Einzelnen nicht untersucht, sondern die typischen Arbeitsbedingungen für eine repräsentative mittlere Schwingungsbelastung der Arbeitsplatz in der Holzernte.

Tabelle 2 gibt die Schwingungsgesamtwert für alle Messungen zusammengefasst wieder.

Tabelle 2: Zusammenstellung der durchschnittlichen Schwingungsgesamtwerte

Baumart	Schwingungsgesamtwert $a_{hv}$ in $m/s^2$		
	Minimalwert	Mittelwert $\pm \delta$	Maximalwert
Fichte	4,07 (3,4)	$4,97 \pm 0,73$ (4,2)	6,06 (5,1)
Buche	4,70 (3,9)	$5,11 \pm 0,31$ (4,3)	5,56 (4,7)

Zu beachten ist, dass die in der Tabelle angegebenen Werte, also auch die Minimal- und Maximalwerte, Durchschnittswerte sind und sich aus mehreren Wiederholungsmessungen sowie Messbedingungen (wie z. B. Betriebszustände, Bedienpersonen, Maschinen) zusammensetzen. Die in Klammern angegebenen Werte berücksichtigen die systematischen Abweichungen, die aufgrund des Abstandes vom Messpunkt und von der Hand beim Umgreifen entstanden.

Die Herstellerangabe des untersuchten Maschinentyps von  $a_{hv} = 3,5 m/s^2$  und mit der Ungenauigkeit  $K = 2,0 m/s^2$  nach DIN EN 12096 [8] deckt den Überlappungsbereich von 1,5 bis 5,5  $m/s^2$  ab. Dies bedeutet, dass 95 % aller Werte unterhalb des Wertes von 5,5  $m/s^2$  liegen. Alle durchschnittlichen Schwingungsgesamtwerte liegen innerhalb des Überlappungsbereiches, jedoch liegen bis auf den unteren Wert der Fichten (3,4  $m/s^2$ ) alle Werte oberhalb der Herstellerangabe. Die Messungen unter realen Arbeitsbedingungen sind jedoch auch mit einer Messunsicherheit behaftet [9].

Sollen Messwerte, die an einem Arbeitsplatz an einer Maschine und mit einer Bedienperson unter bestimmten Arbeitsbedingungen ermittelt werden, für einen vergleichbaren Arbeitsplatz herangezogen werden, so müssen die Abweichungen, die zum Beispiel durch die Bedienperson und der Produktstreuung entstehen, berücksichtigt werden.

Insbesondere, wenn der Arbeitsgang wie bei gewachsenen Bäumen sehr unterschiedlich ist, sind stichprobenartige Arbeitsplatzmessungen nicht genauer als repräsentative Belastungsdaten.

Bild 4 zeigt die Häufigkeitsverteilung von 162 Herstellerangaben verschiedener Motorsägen unterschiedlicher Hersteller mit und ohne die Unsicherheit  $K$ . Der Mittelwert der Häufigkeitsverteilung beträgt  $a_{hv} = 4,6 \pm 1,4 m/s^2$  und einschließlich den  $K$ -Wert  $a_{hv} + K = 6,3 \pm 1,6 m/s^2$ .

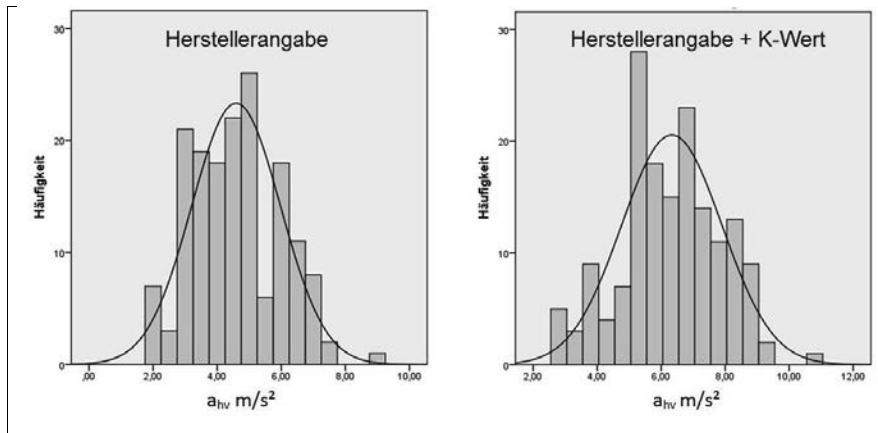


Bild 4: Vergleich der Herstellerangaben mit und ohne Berücksichtigung der Unsicherheit K

## 5. Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Für Arbeitsplätze mit Motorkettensägen bei der Holzernte wurde eine Methode zur Ermittlung der Vibrationsbelastung vorgestellt. Die unterschiedlichen Probleme und Einflüsse bei Praxis- und Labormessungen wurden aufgezeigt. Die Ergebnisse zeigen, dass bei Verwendung der Herstellerangabe ohne Berücksichtigung der Ungenauigkeit eine Unterbewertung der Gefährdung nicht ausgeschlossen werden kann. Ebenso können die Abweichungen, die bei der Gefährdungsbeurteilung von den unterschiedlichen Datenquellen stammen, erheblich sein. Es ist daher notwendig, künftig den Vertrauensbereich in Bezug auf die Ungenauigkeit der Daten zu berücksichtigen. Die bisherigen Festlegungen der Rangfolge in der TRLV „Vibrationen“ sind dafür nicht ausreichend. Genauere Festlegungen sind daher zur Gleichbehandlung und zur Vermeidung einer Unterbewertung der Gefährdung erforderlich.

## Literaturangaben

- [1] Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (LärmVibrationsArbSchV) vom 6. März 2007. BGBl. I (2007), S. 261
- [2] Technische Regel Vibration (TRLV Vibrationen) vom 10. März 2010. GMBI. (2010), Nr. 14 – 15, S. 271 ff.

- [3] DIN SPEC 45694; DIN CEN/TR 15350: 2013-12, Mechanische Schwingungen - Anleitung zur Beurteilung der Belastung durch Hand-Arm-Schwingungen aus Angaben zu den benutzten Maschinen einschließlich Angaben von den Maschinenherstellern; Deutsche Fassung CEN/TR 15350:2013
- [4] DIN EN ISO 22867: Forst- und Gartenmaschinen - Schwingungsmessnorm für hand-gehaltene Maschinen mit Verbrennungsmotor - Schwingungen an den Handgriffen (ISO 22867:2011 ); Deutsche Fassung EN ISO 22867:2011
- [5] Kaulbars, U.: Gefährdungsbeurteilung der Hand-Arm-Vibration bei der Waldarbeit mit Motorkettensägen IFA Report 5/2015. 33 S., 17 Lit., 9 Tab., 13 Abb. und 4 Anhänge. Hrsg.: Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung (DGUV), Berlin 2015. ISBN: 978-3-86423-155-1 (Sprache:D)
- [6] DIN EN ISO 5349: Mechanische Schwingungen – Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen – Teil 1: Allgemeine Anforderungen (ISO 5349-1:2001); Deutsche Fassung EN ISO 5349-1:2001. Berlin: Beuth 2001, Teil 2: Praxisgerechte Anleitung zur Messung am Arbeitsplatz (ISO 5349-2:2001); Deutsche Fassung EN ISO 5349-2:2001
- [7] DIN EN ISO 8041: Schwingungseinwirkung auf den Menschen - Messeinrichtung (ISO 8041:2005); Deutsche Fassung EN ISO 8041: 2005 Beuth, Berlin 6/2006
- [8] DIN EN 12096: Mechanische Schwingungen – Angabe und Nachprüfung von Schwingungskennwerten, Beuth, Berlin 1997
- [9] DIN SPEC 45660-2: Leitfaden zum Umgang mit der Unsicherheit in der Akustik und Schwingungstechnik – Teil 2: Unsicherheit schwingungstechnischer Größen, Ausg. 12/2014. Berlin: Beuth 2014



## **Einflüsse von Reibung und Spiel in passiven und semiaktiven Sitzfederungen auf den objektiven Fahrkomfort**

### **Influences of friction and backlash in passive and semi-active seat suspensions on the objective driving comfort**

Dr.-Ing. **K. Krivenkov**, Dr.-Ing. **S. Ulrich**,  
WegaRD GmbH, Hamburg;  
M.Sc. **C. Klitsch**, Prof. Dr.-Ing. **R. Bruns**,  
Helmut-Schmidt-Universität, Hamburg;  
Dipl.-Ing. **J. Kolb**, Dipl.-Ing. **E. Haller**,  
Grammer AG, Amberg

#### **Kurzfassung**

Die Steigerung der Isolationswirkung einer Sitzfederung führt zu einer geringeren körperlichen Belastung des Fahrers, zur Erhöhung des Fahrkomforts und zur Steigerung der Produktivität. Die zwischen den einzelnen Komponenten konventioneller Sitzfederungen vorhandene Reibung und das Spiel können die Isolationswirkung des Systems erheblich beeinflussen. In diesem Beitrag werden die Einflüsse dieser beiden Parameter untersucht und dargestellt. Hierfür wird zunächst das dynamische Verhalten einer passiven Sitzfederung modelliert und mit Hilfe verschiedenen Testszenarien validiert. Im nächsten Schritt werden die Auswirkungen von Reibung und Spiel auf den Fahrkomfort bei statischer Veränderung der Feder- und Dämpfereigenschaften simulativ ermittelt. Anschließend wird das Simulationsmodell durch die bekannten Algorithmen zur semiaktiven Verstellung der Charakteristiken der Sitzfederung erweitert. Die Isolationswirkung des semiaktiven Systems in Abhängigkeit von Reibung und Spiel unter verschiedenen Einsatzbedingungen wird anhand der berechneten Kennwerte dargestellt und mit der Performance der passiven Systeme verglichen.

#### **Abstract**

Increasing the isolation performance of a seat suspension leads to a reduction of the driver's physical stress, to an enhancing of the driving comfort and to an improving of the productivity. The existing friction and backlash between individual components of a conventional seat suspension can significantly affect the isolation performance of the system. In this contribution the influences of both parameters are investigated and presented. For this purpose first

the dynamic behavior of a passive seat suspension is modeled and validated using various test scenarios. In the next step the influences of friction and backlash on the ride comfort under static change of the spring and damper characteristics are determined by simulation. Then, the simulation model is extended by the well-known algorithms for semi-active control of seat suspension characteristics. By determining the characteristic values the insulation performance of the semi-active systems is represented under various operating conditions as a function of friction and backlash and compared with simulation results of the passive systems.

## 1. Einleitung und Zielsetzung

Den bestmöglichen Schutz vor unerwünschten Schwingungen bieten aktive Systeme, welche mittels gezielter Eingriffe in die Bewegung der Sitzfederung durch hydraulische oder elektrische Aktoren einen signifikanten Zugewinn an Komfort ermöglichen. Diese Systeme sind aber vergleichsweise komplex und finden noch keine große Verbreitung [1 bis 3]. Eine wesentlich weniger aufwändige Alternative bei gleichzeitig guter Isolationswirkung stellen luftgefederte passive und semiaktive Systeme dar [4]. In letzteren können sowohl die Charakteristiken der Luftfedern als auch der Flüssigkeitsdämpfer je nach Situation und Bedarf hochdynamisch beeinflusst werden. Im Gegensatz zu aktiven Sitzfederungen, welche über eine externe Energiequelle verfügen, können in passiven und semiaktiven Systemen die Einflüsse der Reibung und des Spiels zwischen den einzelnen Komponenten nicht durch geeignete regelungstechnische Ansätze eliminiert werden [5], [6]. Für eine signifikante Reduktion oder komplette Beseitigung dieser Einflüsse müssen die wesentlichen Komponenten der Mechanik dieser Systeme neu gestaltet werden. Dieses ist aufwendig und kostenintensiv und muss durch eine signifikante Verbesserung des Fahrkomforts ausgeglichen werden können.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, eine möglichst vollständige Aufklärung der Veränderungen im dynamischen Verhalten der Sitzfederungen und somit auch im objektiv messbaren Fahrkomfort, welche durch Reibung und Spiel im realen System hervorgerufen werden. Hierfür ist in erster Linie eine Variation der Last und Anregung der Sitzfederung notwendig, welche verschiedene Fahrer- und Fahrbahntypen nachbilden sollen. Außerdem unterscheiden sich die auf dem Markt vorhandenen passiven luftgefederten Sitze durch die Steifigkeiten der Luftfeder und den mechanischen Aufbau der Flüssigkeitsdämpfer. Der mechanische Aufbau des Dämpfers beeinflusst vor allem seine Kennlinie, welche je nach Bedarf progressiv, linear oder degressiv sein kann. Die drei Dämpfertypen können außerdem mit und ohne Vorspannung (Ein- und Zweirohrdämpfer) ausgeführt werden [7]. Die genannten Unterschiede in den Eigenschaften von Feder und Dämpfer haben einen signifikanten Einfluss auf das dynami-

sche Verhalten der Sitzfederingen und müssen für das Erreichen des gesetzten Ziels berücksichtigt werden. Einen Überblick der für die möglichst vollständige Aufklärung der Einflüsse von Reibung und Spiel auf den objektiven Fahrkomfort zu berücksichtigenden Parameter und Varianten der Sitzfederingen stellt das Bild 1 schematisch dar.

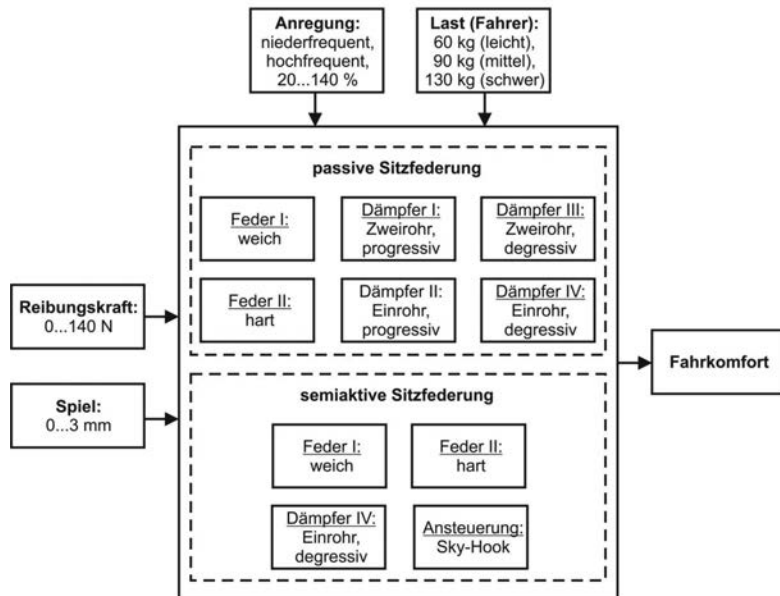


Bild 1: Definition der zu untersuchenden Systeme und deren Einflussparameter

Für die Untersuchung der semiaktiven Sitzfederingen wird ein degressiver Einrohrdämpfer mit kontinuierlich verstellbaren Kennlinien verwendet, welcher dem aktuellen Stand der Technik entspricht [8]. Um die hochdynamische Anpassung der Dämpferkraft an die jeweilige Situation durchführen zu können, wird der weit verbreitete Sky-Hook-Algorithmus eingesetzt [9]. Die Analyse des dynamischen Verhaltens der semiaktiven Systeme in der oben beschriebenen Konfiguration unter Einfluss von Spiel und Reibung soll vor allem ihre Komfortgrenzen aufdecken. Ein anschließender Vergleich des objektiven Fahrkomforts der reibungs- und spielbehafteten passiven und semiaktiven Systeme soll eine Grundlage für die Optimierung der bestehenden und für das Design künftiger Sitzfederingen bilden.

## 2. Modellbildung einer reibungs- und spielbehafteten passiven Sitzfederung

Für das Erreichen des im vorherigen Kapitel definierten Ziels wird neben der oben durchgeführten Definition der zu untersuchenden Systeme und deren Einflussparameter ein mathematisches Modell benötigt, welches das dynamische Verhalten der spiel- und reibungsbehafteten Sitzfederungen hinreichend genau und mit akzeptablem Rechenaufwand abbilden kann. Für diese Zwecke wird die Sitzfederung zuerst abstrahiert und in ein geeignetes mechanisches Ersatzmodell überführt (Bild 2). Dabei wird die Bewegung des Kabinenbodens  $x_{KB}$  am Fußpunkt des Systems eingeleitet und durch die Wirkung des Feder- und Dämpferelementes mit Steifigkeits-  $c_F$ , Dämpfungs-  $c_D$  und Spielparameter  $s_D$ , sowie der Reibungskraft  $F_R$  an die Sitzfläche mit Last  $m_L$  übertragen.

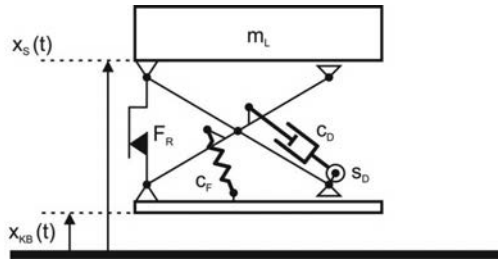


Bild 2: Mechanisches Ersatzmodell der Sitzfederung

Die Bewegung  $x_S$  dieses durch die Trägheitskraft indirekt erregten, spiel- und reibungsbehafteten Einmassenschwingers kann durch die Differenzialgleichung zweiter Ordnung beschrieben werden:

$$m\ddot{x}_S = -F_F - F_D - F_R \operatorname{sign}(\dot{x}_S - \dot{x}_{KB}), \quad (1)$$

wobei  $F_F$  die auf die Sitzfläche wirkende Rückführkraft beschreibt:

$$F_F = c_F \frac{x_S - x_{KB}}{i_F^2} \quad (2)$$

und  $F_D$  die entsprechende Dämpfungskraft:

$$F_D = \begin{cases} c_D \frac{\dot{x}_S - \dot{x}_{KB}}{i_D^2} & \text{für } \frac{x_S - x_{KB}}{i_D} \geq s_D \\ 0 & \text{für } \frac{x_S - x_{KB}}{i_D} < s_D \end{cases} \quad (3)$$

Die im System vorhandene Reibungskraft  $F_R$  wird zum größten Teil infolge der Relativbewegung der Bauteile des Scherenmechanismus mit Festkörperreibung hervorgerufen und wird mit einer guten Näherung durch den Ansatz von Coulomb approximiert [10].

Die Abbildung der Wirkung des Spiels auf das Systemverhalten erfolgt durch die Fallunterscheidung im Verlauf der Dämpfungskraft. Dieser Ansatz ist zulässig, wenn die Beschleunigung der Sitzfläche die Erdbeschleunigung nicht überschreitet. Dies geschieht aber nur in seltenen Fällen. Die einzigen Stellen, an welchen das Spiel eine Unterbrechung des Kraftflusses verursachen kann, sind die Befestigungspunkte des Dämpfers. Das Maß  $s_D$  repräsentiert also das Gesamtspiel zwischen Scherenmechanismus und Dämpfer.

Die Parameter  $i_D$  und  $i_F$  beschreiben die Transformation der Relativbewegung zwischen Last und Kabinenboden in die Bewegung des Feder- und Dämpferelementes, welche durch kinematische Beziehungen zwischen Struktur des Scherenmechanismus und dem jeweiligen Element definiert sind.

Die Steifigkeit der Feder  $c_F$  wird in Abhängigkeit von dem in der Feder herrschenden Druckniveau mit Hilfe der Poissonschen Gleichung für die isentrope Zustandsänderung idealer Gase modelliert. Dies ermöglicht die Abbildung der Abhängigkeit der Steifigkeit der Feder von der Belastung der Sitzfläche.

Der Dämpfungsparameter  $c_D$  ist von der Kennlinie des Dämpfers abhängig und beschreibt ihre Steigung im Kraft-Geschwindigkeits-Diagramm. Da die Kennlinien der verwendeten Dämpfer als bekannt vorausgesetzt werden, können die Verläufe der Dämpferparameter in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für den jeweiligen Dämpfer berechnet und durch geeignete Funktionen approximiert werden.

Das erstellte Simulationsmodell berücksichtigt also alle wesentlichen Parameter, welche für die Analyse des dynamischen Verhaltens der spiel- und reibungsbehafteten Sitzfederungen in den beschriebenen Varianten benötigt werden.

### 3. Validierung des Simulationsmodells

Für die Überprüfung der Güte der Abbildung des dynamischen Verhaltens der Sitzfederungen soll das erstellte Simulationsmodell validiert werden. Als Anregung werden künstliche Signale verwendet, welche für die Beurteilung des Fahrkomforts der Sitzfederungen mit großen Federwegen für Land- und Baumaschinen genutzt werden. Das niederfrequente Signal entspricht einer relativ langsamen Fahrt außerhalb befestigter Straßen und das hochfrequente einer relativ schnellen Fahrt auf vergleichsweise ebenem Untergrund.

Die Validierung des Simulationsmodells wird durch Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten SEAT-Werte durchgeführt. Der Sitzübertragungsfaktor SEAT beschreibt die

Durchlässigkeit des Systems und wird in der Regel als Maß für den objektiven Fahrkomfort verwendet. Er wird in ISO 10326 als Verhältnis der frequenzbewerteten Beschleunigung der Sitzfläche zur Beschleunigung der Anregung definiert [11]. Die Frequenzbewertung wird mit dem in ISO 2631 für die sitzende Person angegebenen Filter  $W_k$  vorgenommen [12].

Ein Vergleich der gemessenen und simulierten SEAT-Werte einer Sitzfederung mit harter Luftfeder und progressivem Zweirohrdämpfer, einem Spiel von ca. einem Millimeter und einer Reibkraft von etwa 40 N hat gezeigt, dass die Abweichungen zwischen den Komfortmaßen bei realer und virtueller Fahrt bei allen für die Validierungszwecke verwendeten Test-szenarien geringer als 5% sind.

#### 4. Simulation und Analyse des dynamischen Verhaltens der passiven Sitzfederungen in Abhängigkeit von Reibung und Spiel

Nach erfolgreicher Validierung des Simulationsmodells kann die Analyse des Fahrkomforts in Abhängigkeit von Reibung und Spiel durchgeführt werden. Hierfür wird die Sitzfederung mit festgelegter Feder- und Dämpfervariante mit einem der Testsignale bei konstant gehaltener Last und Signalstärke angeregt und die Antwort des Systems nach den oben beschriebenen Vorschriften ausgewertet. Die so berechneten SEAT-Werte als Funktion von Reibungskraft und Spiel können als Fläche dargestellt werden (Bild 3).

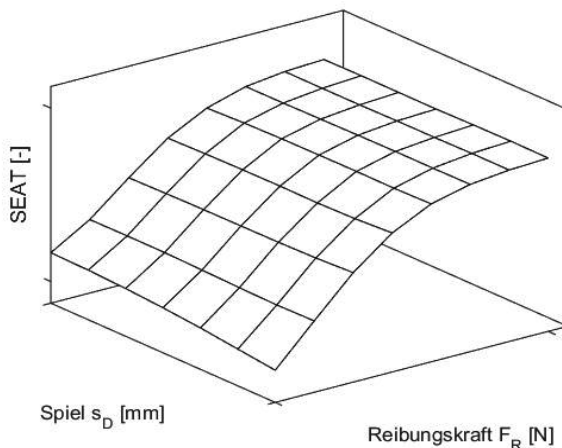


Bild 3: Qualitative Darstellung des Fahrkomforts in Abhängigkeit von Reibung und Spiel

Für die Ermittlung des Einflusses der beiden Parameter auf den Fahrkomfort werden die Steigungen dieser Fläche  $k_S = \text{SEAT/mm}$  und  $k_{FR} = \text{SEAT/N}$  bei minimalen und maximalen Werten der Reibungskraft und des Spiels betrachtet.

Anschließend werden Last und Signalstärke variiert. Pro Variationsschritt der Last und Signalstärke ergeben sich also weitere SEAT-Flächen. Normiert man die definierten Kennwerte der Flächen auf einen Maximalwert, kann der Einfluss von Reibung und Spiel auf einer Skala von -100 bis +100 qualitativ dargestellt werden. Die negativen Werte repräsentieren also die Stärke des positiven Einflusses und sind ein Maß für die Verbesserung der SEAT-Werte. Die positiven Werte entsprechen der Stärke des negativen Einflusses und sind ein Maß für die Verschlechterung des Fahrkomforts.

Die unten folgenden Tabellen stellen die normierten  $k_S$ - und  $k_{FR}$ -Werte in Sitzfederungen mit progressiven Dämpfern in Abhängigkeit von der Stärke des Anregungssignals und der Last auf der Sitzfläche dar.

Tabelle 1: Einfluss von Reibung und Spiel in passiven Systemen mit:

a) harter Feder und progressivem Zweirohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	13	11	7	5	3	2	2	1	1	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	14	10	6	3	3	2	1	1	1	0	0	0
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	-25	-11	-4	14	9	5	23	16	9	24	16	10
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	2

b) harter Feder und progressivem Einrohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	14	11	8	5	4	2	2	1	1	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	7	12	3	3	2	2	0	1	1	0	0	0
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	84	-2	75	37	22	14	37	22	13	34	22	14
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	0	0	2	1	5	5	4

c) weicher Feder und progressivem Zweirohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	15	12	9	5	4	3	2	2	1	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	18	13	9	5	3	2	1	1	1	0	2	0
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	-36	-22	-12	5	2	2	18	11	6	19	12	8
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0

## d) weicher Feder und progressivem Einrohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	15	12	9	6	4	3	2	2	1	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	5	6	11	3	3	2	1	1	1	0	0	0
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	96	61	0	27	16	10	31	16	9	32	18	11
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	5	3	1

Aus den dargestellten Simulationsergebnissen kann entnommen werden, dass in den betrachteten passiven Systemen mit progressiven Dämpfern der Einfluss von Reibung und Spiel insbesondere bei leichten Fahrern während relativ ruhigen Fahrten am stärksten ist. Der grundsätzlich negative Einfluss der Reibung wird mit steigender Fahrer Masse und Signalstärke der Anregung geringer. Bei Fahrten auf besonders rauen Off-Road-Strecken spielt der Betrag der in einer Sitzfederung vorhandenen Reibungskraft nahezu keine Rolle.

Unter besonders rauen Betriebsbedingungen wird aber der negative Einfluss des Spiels auf den objektiven Fahrkomfort maximal. Dabei sind die leichten Fahrer wieder am meisten betroffen. Bei ruhigen Fahrten hat aber das Spiel im Gegensatz zur Reibungskraft eine positive Auswirkung auf den objektiven Fahrkomfort. Der positive Einfluss des Spiels erreicht bei leichten Fahrern sein Maximum und kann unter Umständen den negativen Einfluss der Reibung ausgleichen.

Dies ist aber nur in Systemen mit einem progressiven Zweirohrdämpfer der Fall. Die Vorspannung der Einrohrdämpfer und die daraus resultierende Ausschubkraft verstärken signifikant den negativen Einfluss des Spiels bei allen Betriebsbedingungen und kehren die beschriebene Tendenz bei Systemen mit Zweirohrdämpfer komplett um. Hier wird der Einfluss des Spiels mit steigender Signalstärke und Last ähnlich zum Einfluss der Reibung geringer. Der Einfluss des Spiels bleibt dabei aber wesentlich stärker als der Einfluss der Reibung.

Betrachtet man nun die Wechselwirkungen zwischen den beiden Parametern, so kann festgestellt werden, dass mit steigendem Spiel der Einfluss der Reibung geringfügig kleiner wird. Dagegen nimmt der Einfluss des Spiels auf den objektiven Fahrkomfort bei steigender Reibungskraft sehr stark ab. Daraus folgt, dass in Systemen mit progressiven Zweirohrdämpfern ein relativ großes Spiel und eine stark ausgeprägte viskose, geschwindigkeitsabhängige Reibungskraft zur signifikanten Erhöhung des objektiven Fahrkomforts am besten geeignet sind. Für Systeme mit progressiven Einrohrdämpfer empfiehlt sich dagegen eine möglichst spielfreie Verbindung zwischen Dämpfer und Scherenmechanismus sowie eine möglichst geringe Reibungskraft.



Die Systeme mit progressiven Dämpfern stellen grundsätzlich eine Klasse relativ schwach gedämpfter Sitzfederungen dar. Mit diesen Systemen kann zwar ein hoher objektiver Fahrkomfort erreicht werden, das subjektive Empfinden solcher Sitzfederungen bleibt aber in bestimmten Einsatzbereichen oft unbefriedigend. Um einen Kompromiss zwischen objektivem und subjektivem Fahrverhalten zu erreichen, können die Sitzfederungen mit degressiven Dämpfern ausgestattet werden. Solche Systeme stellen also eine weitere Klasse der Sitzfederungen dar, welche den stark gedämpften zugeordnet werden können.

Durch entsprechende Anpassung der Kennlinie des Dämpfers im Simulationsmodell können die gesuchten Einflüsse von Reibung und Spiel auf den objektiven Fahrkomfort auch für stark gedämpfte Systeme nach oben beschriebener Vorgehensweise ermittelt werden. Die Ergebnisse der Simulation des Fahrkomforts auf Sitzfederungen mit degressiven Dämpfern stellt die Tabelle 2 dar.

Tabelle 2: Einfluss von Reibung und Spiel in passiven Systemen mit:

e) harter Feder und degressivem Zweirohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	2	3	3	1	1	2	1	2	1	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	-14	1	3	-2	0	1	1	1	1	1	1	1
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	64	-36	-60	84	35	15	33	12	6	13	5	3
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	1	9	4	-6	7	-2	-6

f) harter Feder und degressivem Einrohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	2	3	3	1	1	2	1	2	0	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	-13	-1	2	-2	0	1	1	1	1	1	1	1
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	59	-22	-51	89	39	16	35	14	7	15	6	4
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	1	9	4	-5	8	-4	-5

g) weicher Feder und degressivem Zweirohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	2	3	4	1	2	2	1	2	1	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	3	4	6	-2	1	1	1	1	1	1	1	1
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	-49	-75	-91	68	21	1	23	3	-2	6	-2	-4
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	-3	6	0	-9	5	-7	-9

## h) weicher Feder und degressivem Einrohrdämpfer

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	2	3	4	1	2	2	1	2	1	1	1	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	0	5	6	-2	1	1	1	1	1	1	1	1
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	-26	-79	-88	75	25	4	28	5	-1	9	-1	-3
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	0	-3	6	1	-9	6	-6	-9

Durch stärkere Dämpfung wird der Einfluss der Reibung in diesen Systemen weniger ausgeprägt. Dennoch kann die gleiche Tendenz wie in Sitzfedern mit progressiven Dämpfern identifiziert werden. Im Gegensatz zu den Systemen a) bis d) sind hier die schweren Fahrer am meisten betroffen. Der Einfluss des Spiels wird mit steigender Signalstärke und Last ähnlich zum Einfluss der Reibung geringer. Diese Tendenz kann vor allem in den Systemen mit progressiven Einrohrdämpfern mit Vorspannung beobachtet werden. Die Auswirkung des Spiels auf den objektiven Fahrkomfort ist aber in den Systemen mit degressiven Dämpfern wesentlich stärker. Ebenfalls stärker ist auch der positive Einfluss des Spiels bei ruhigen Fahrten und ist in Systemen sowohl mit Zwei- als auch Einrohrdämpfern feststellbar. Die Vorspannung der degressiven Einrohrdämpfer bewirkt im Gegensatz zu Systemen b) und d) nur eine relativ schwache Minderung des positiven und eine ebenfalls schwache Verstärkung des negativen Einflusses.

Ähnlich zu den Systemen a) bis d) wird in stark gedämpften Sitzfedern der Einfluss der Reibung mit steigendem Spiel geringfügig kleiner. Dagegen nimmt der Einfluss des Spiels auf den objektiven Fahrkomfort bei steigender Reibungskraft stärker ab und ermöglicht sogar eine Verbesserung der Isolationsfähigkeit insbesondere bei sehr rauen Betriebsbedingungen. Dies bedeutet, dass in spiel- und reibungsbehafteten Systemen mit degressiven Dämpfern ein relativ großes Spiel und eine stark ausgeprägte viskose, geschwindigkeitsabhängige Reibungskraft ebenfalls zur signifikanten Erhöhung des objektiven Fahrkomforts führen können.

Die Auswirkung des Spiels und der Reibung auf den objektiven Fahrkomfort in Systemen mit weichen Federn ist von identifizierten Grundtendenzen genauso wie in den hart gefederten Sitzen. Die Unterschiede können lediglich in der Stärke des Einflusses festgestellt werden. So wird der negative Einfluss der Reibung mit zunehmend weicherer Feder ausgeprägter. Der positive Einfluss des Spiels auf den objektiven Komfort während relativ ruhigen Fahrten wird ebenfalls verstärkt. Der negative Einfluss des Spiels auf besonders rauen Strecken wird aber durch den Einsatz weicherer Federn reduziert.

Daraus kann abgeleitet werden, dass die Sitzfederungen mit weichen Federn im Vergleich zu Systemen mit harten Federn ein größeres Spiel zulassen, aber gleichzeitig eine Reduktion der Reibungskraft erfordern.

### 5. Modellbildung einer reibungs- und spielbehafteten semiaktiven Sitzfederung

Zur Simulation des dynamischen Verhaltens der semiaktiven Systeme wird das im Kapitel 2 vorgestellte mathematische Modell durch einen Algorithmus erweitert, welcher eine hochdynamische Anpassung der Dämpfercharakteristik in Abhängigkeit von den Randbedingungen während der Fahrt ermöglicht. Hierfür wird der weit verbreitete Sky-Hook-Ansatz verwendet. Der Ansatz beruht auf der Messung und Rückführung der absoluten (inertialen) Geschwindigkeit der Sitzfläche und der anschließenden Manipulation des Parameters  $c_D$ , dem schließlich das Ansteuerungssignal  $I_D$  des Dämpfers proportional ist. Die Gleichung 4 liefert die für die Generierung des Ansteuerungssignals zu hochdynamischer Anpassung der Dämpfercharakteristik nach dem Sky-Hook-Ansatz benötigte Vorschrift:

$$I_D \approx c_D = \begin{cases} k_D \frac{\dot{x}_S}{\dot{x}_S - \dot{x}_{KB}} & \text{für } \dot{x}_S (\dot{x}_S - \dot{x}_{KB}) > 0 \\ 0 & \text{für } \dot{x}_S (\dot{x}_S - \dot{x}_{KB}) < 0 \end{cases} \quad (4)$$

Durch die Rückführung der absoluten Geschwindigkeit lässt sich das theoretische  $PDT_2$ -Verhalten der Übertragungsfunktion der Beschleunigung des Sitzes (Durchlässigkeit) mit unerwünschter Überhöhung im niederfrequenten Bereich und störendem Einfluss des Dämpfers im hochfrequenten Bereich in ein System mit einem für den objektiven Fahrkomfort wesentlich vorteilhafteren  $PT_2$ -Verhalten überführen. Die Kraft  $F_D$  des semiaktiven Systems mit durch den Sky-Hook-Ansatz angesteuertem und spielbehaftetem Dämpfer setzt sich also wie folgt zusammen:

$$F_D = \begin{cases} k_D \frac{\dot{x}_S}{i_D^2} & \text{für } \dot{x}_S (\dot{x}_S - \dot{x}_{KB}) > 0 \\ 0 & \text{für } \dot{x}_S (\dot{x}_S - \dot{x}_{KB}) < 0 \end{cases} \quad \text{für } \frac{x_S - x_{KB}}{i_D} \geq s_D \quad (5)$$

$$0 \quad \text{für } \frac{x_S - x_{KB}}{i_D} < s_D$$

Durch den Parameter  $k_D$ , der als Verstärkungsfaktor der zurückgeführten absoluten Geschwindigkeit der Sitzfläche definiert werden kann, wird die gewünschte Intensität des Eingriffes in die Bewegung der Sitzfederung definiert. Das Bild 4 stellt qualitativ die Unterschiede der Durchlässigkeiten der bisher betrachteten passiven Systeme und der in diesem Kapi-

tel modellierten semiaktiven Sitzfederung mit kontinuierlich verstellbarem degressiven Dämpfer und dem Sky-Hook-Algorithmus in Form der Amplitudengänge bei einer Anregung mit harmonischem Testsignal graphisch dar.

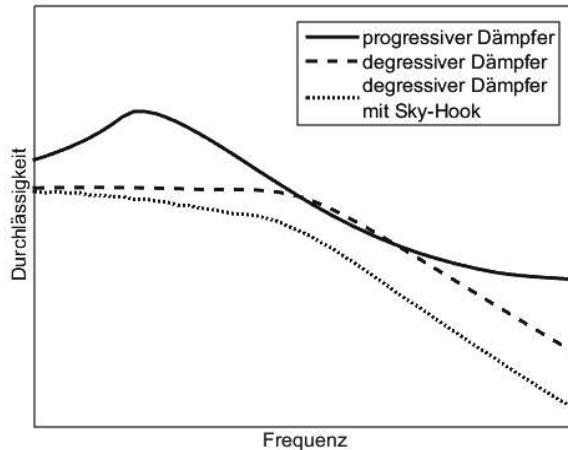


Bild 4: Qualitativer Vergleich der betrachteten passiven Systeme mit semiaktiver Sitzfederung bei harmonischer Anregung

## 6. Simulation und Analyse des dynamischen Verhaltens der semiaktiven Sitzfederungen mit Sky-Hook-Ansteuerung in Abhängigkeit von Reibung und Spiel

Nach der Erweiterung des Simulationsmodells durch den Ansteuerungsalgorithmus kann das dynamische Verhalten der semiaktiven Systeme in Abhängigkeit von Reibung und Spiel simuliert und analog der im Kapitel 4 vorgestellten Vorgehensweise analysiert werden. Die folgenden Tabellen stellen die Simulationsergebnisse anhand der beschriebenen charakteristischen Größen dar.

Tabelle 3: Einfluss von Reibung und Spiel in semiaktiven Systemen mit:

i) harter Feder, degressivem Einrohrdämpfer und Sky-Hook-Algorithmus

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	3	5	6	2	3	3	3	3	2	3	2	1
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	6	2	4	1	2	1	2	1	1	1	1	1
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	-64	-41	-48	6	-4	0	-6	0	5	-4	3	6
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	-4	-13	-3	-19	-19	-16	-21	-14

j) weicher Feder, degressivem Einrohrdämpfer und Sky-Hook-Algorithmus

Signalstärke [%]	20			60			100			140		
Last [kg]	60	90	130	60	90	130	60	90	130	60	90	130
$k_{FR}$ bei $s_{Dmin}$	4	6	7	3	3	3	3	3	2	3	2	2
$k_{FR}$ bei $s_{Dmax}$	7	6	7	2	2	2	2	2	1	2	1	1
$k_S$ bei $F_{Rmin}$	-62	-61	-66	-9	-16	-10	-17	-10	-4	-13	-6	-1
$k_S$ bei $F_{Rmax}$	0	0	0	0	-6	-14	-4	-20	-21	-17	-24	-17

Wie aus Tabelle 3 ersichtlich wird, hat der Einfluss von Spiel und Reibung auf den objektiven Fahrkomfort in semiaktiven Systemen die gleichen Grundtendenzen wie in den vergleichbaren passiven Sitzen f) und h). Die Unterschiede sind nur in der Stärke des Einflusses feststellbar. Bei semiaktiven Systemen ist der negative Einfluss der Reibung stärker ausgeprägt. Bei Betrachtung aller untersuchten Systeme fällt besonders auf, dass die Reibung in semiaktiven Systemen bei normalen bis sehr rauen Betriebsbedingungen die größte negative Auswirkung auf den Fahrkomfort aufweist. Daraus kann geschlossen werden, dass die offensichtlichen Vorteile der semiaktiven Systeme gegenüber den passiven Sitzfederungen hinsichtlich des Fahrkomforts mit steigender Reibungskraft im Scherenmechanismus relativ schnell verschwinden. Unter bestimmten Betriebsbedingungen kann also eine semiaktive Sitzfederung, welche zum Beispiel aus dem passiven System durch den Austausch des Dämpfers und der Anbringung der Mess- und Steuerungstechnik aufgebaut wurde, vergleichbare oder sogar schlechtere Isolationswirkung als die ursprüngliche passive Sitzfederung aufweisen.

Im Gegensatz zum negativen Einfluss der Reibung auf den objektiven Fahrkomfort, wirkt sich der Einfluss des Spiels bei nahezu allen Betriebsbedingungen grundsätzlich positiv aus. Dies bedeutet, dass in spiel- und reibungsbehafteten semiaktiven Systemen mit degressiven Dämpfern und Sky-Hook-Ansteuerung ein relativ großes Spiel und eine möglichst schwach ausgeprägte viskose, geschwindigkeitsabhängige Reibungskraft zum größten Gewinn an Fahrkomfort von allen betrachteten Systemen führen können.

## 7. Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde eine Simulation und Analyse der durch Reibung und Spiel hervorgerufenen Veränderungen im objektiv messbaren Fahrkomfort von insgesamt zehn Sitzfedern mit verschiedenen Eigenschaften und unter diversen Betriebsbedingungen durchgeführt. Es konnte festgestellt werden, dass die Isolationswirkung der passiven und semiaktiven Systeme insbesondere bei ruhiger Fahrt auf einer nahezu ebenen Strecke durch den Einfluss von Reibung und Spiel am stärksten betroffen ist. In diesem Fall hat die Reibung einen grundsätzlich negativen Einfluss auf den Fahrkomfort und das Spiel einen überwiegend positiven. Mit steigender Härte des Dämpfers wird der negative Einfluss der Reibung geringer. Der positive Einfluss des Spiels wird dagegen stärker ausgeprägt. Mit steigender Steifigkeit der Feder werden sowohl der negative Einfluss der Reibung, als auch der positive Einfluss des Spiels geringer.

Bei Fahrten auf normalen und rauen Strecken wird der negative Einfluss der Reibung in den meisten Systemen schwächer. Der bei ruhigen Fahrten positive Einfluss des Spiels wird aber unter diesen Betriebsbedingungen vor allem in passiven Systemen stark negativ. Er verhält sich aber dem Einfluss der Reibung ähnlich und wird mit steigender Amplitude der Anregung geringer. Der negative Einfluss des Spiels wird mit steigender Vorspannung und Härte des Dämpfers stärker. Eine Erhöhung der Steifigkeit der Feder bewirkt eine vergleichsweise geringere Verstärkung des negativen Einflusses des Spiels.

Der einzige Parameter, welcher sowohl den negativen als auch den positiven Einfluss des Spiels eliminieren kann, ist die in der Sitzfederung vorhandene Reibung. Daraus folgt, dass in den meisten spiel- und reibungsbehafteten Systemen ein relativ großes Spiel und eine viskose, geschwindigkeitsabhängige Reibungskraft zur signifikanten Erhöhung des objektiven Fahrkomforts am besten geeignet sind. Die Sitzfedern mit weichen Federn lassen im Vergleich zu Systemen mit harten Federn ein größeres Spiel zu, erfordern aber eine Reduktion der Reibungskraft. Nur für wenige Systeme empfiehlt sich dagegen eine möglichst spielfreie Verbindung zwischen Dämpfer und Scherenmechanismus sowie eine möglichst geringe Reibungskraft.

Bei Betrachtung der Ergebnisse aller untersuchten Systeme wurde außerdem festgestellt, dass die Reibung in semiaktiven Systemen bei Fahrten auf normalen und rauen Strecken die größte negative Auswirkung auf den Fahrkomfort aufweist. Bei Nichtbeachtung des Einflusses der Reibung kann also eine grundsätzlich komfortablere semiaktive Sitzfederung unter bestimmten Betriebsbedingungen vergleichbare oder sogar schlechtere Isolationswirkung als eine passive Sitzfederung aufweisen.

## 8. Literatur

- [1] Maas, J., Pflug, H.-Ch.: Aktive Schwingungsminderung für einen Lkw-Fahrerarbeitsplatz. VDI-Tagung Humanschwingungen, Dresden, VDI-Berichte 2002, 537-552, Oktober 2007
- [2] Braghin, F., Cheli, F., Facchinetti, A., Sabbioni, E.: Design of an active seat suspension for agricultural vehicles. In Structural Dynamics, Volume 3, 1365-1374, Springer New York, 2011
- [3] Krivenkov, K., Ulrich, S., Bruns, R.: Design, Simulation und Erprobung einer aktiven Sitzaufhängung für Nutzfahrzeuge. Logistics Journal: Proceedings, Vol. 2014, Iss. 01
- [4] Roethemeyer, H.: Aktiv gefederte Schleppersitze zeichnen sich durch Komfort aus. Bauernblatt, 32-33, Oktober 2012
- [5] Noisser, R.: Nichtlinearer digitaler Reibungsbeobachter zur adaptiven Reibungskompensation bei Bewegungsregelungen. e&i Elektrotechnik und Informationstechnik, 121(7-8), 275-281, 2004
- [6] Marton, L.: Adaptive friction compensation in the presence of backlash. Journal of Control Engineering and Applied Informatics, 11(1), 3-9, 2009
- [7] Murrenhoff, H., Wallentowitz, H.: Fluidtechnik für mobile Anwendungen. Shaker 2006
- [8] Barber, D., Sheng, P.: Award-winning innovation in controllable fluids. In ACTUATOR 10: Proceedings of the 12th International Conference on New Actuators, Bremen, 2010
- [9] Heißing, B., Ersoy, M., Gies, S.: Fahrwerkhandbuch. Vieweg+ Teubner, 2007
- [10] Mikhailov, V. G.: Analysis of models of friction in suspensions of vehicles. Journal of Friction and Wear, 35(2), 149-154, 2014
- [11] ISO 10326-1: Mechanical vibration Laboratory method for evaluating vehicles eat vibration, Part 1: Basic requirements
- [12] ISO 2631-1: Mechanical vibration and shock—Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements





# **Hand-Arm-Vibrationen – Entwicklung eines Vibrationsmessverfahren für Tierbetäubungsgeräte**

## **Hand-arm vibration – Development of a vibration measurement methods for cattle gun**

**Gereon Schmitz, Manfred Söntgen,**  
Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen  
Unfallversicherung – (IFA), Sankt Augustin

### **Kurzfassung**

Für viele Gerätearten, für die keine einheitliche Messnorm zur Verfügung steht, muss gemäß EU-Maschinenrichtlinie zur Ermittlung der Vibrationsemission die am besten geeignete Messmethode herangezogen werden. Für Tierbetäubungsgeräte, auch als Schlachtschussapparate bezeichnet, wird die Entwicklung eines Ersatzarbeitsverfahrens zusammen mit der besonderen Messproblematik bei der Messung von Einzelstößen aufgezeigt. Darüber hinaus gibt der Beitrag einen Überblick über die Vibrationseinwirkung verschiedener Geräte.

### **Abstract**

Where a harmonized measurement standard is not available, as is the case for many types of equipment, the EU Machinery Directive requires that the most suitable measurement method be used for determining of the vibration emissions. The paper describes the development of a substitute method for animal-stunning equipment (cattle gun), together with the particular issues associated with the measurement of discrete shocks. The paper further provides an overview of the vibration exposure of various devices.

### **1. Einleitung**

Gemäß der EU-Maschinenrichtlinie [1], die in Deutschland mit dem Produktsicherheitsgesetz - ProdSG [2] umgesetzt wird, ist der Hersteller von Geräten und Maschinen verpflichtet, den Vibrationsemissionswert anzugeben, falls er den Schwingungsgesamtwert von  $2,5 \text{ m/s}^2$  übersteigt.

Dieser Wert muss entweder an der betreffenden Maschine tatsächlich gemessen oder durch Messung an einer technisch vergleichbaren, für die geplante Fertigung repräsentativen Maschine ermittelt worden sein.

Wenn keine harmonisierten Normen existierten, ist zur Ermittlung der Vibrationsdaten nach der dafür am besten geeigneten Messmethode zu verfahren.

Die Betriebsbedingungen beeinflussen die von der Maschine übertragenen Vibrationen in erheblichem Maße. Daher sollten die Vibrationsmessungen unter repräsentativen Betriebsbedingungen erfolgen. Die im Prüfverfahren verwendeten Betriebsbedingungen und Messverfahren sind mit der Vibrationsangabe zu beschreiben.

Tierbetäubungsgeräte, – auch als Schlachtschussapparate bezeichnet – arbeiten durch Eintreiben eines Bolzen ins Gehirn des Schlachttieres mittels einer Treibladung. Je nach Tierart und Schädeldecke sind unterschiedliche Treibladungen und Bolzenlängen erforderlich. Es ist ein Verfahren entwickelt worden, das sich an den existierenden Normen DIN EN ISO 20643 [3], DIN ISO/TS 8662-11 [4] und ISO 28927 [5] für handgehaltene Maschinen anlehnt.

## 2. Entwicklung eines Ersatzarbeitsverfahrens

Beim penetrierenden Schlachtschussapparat wird ein Bolzen ins Gehirn des Tieres eingetrieben. Bei den untersuchten Geräten wurden zum Eintreiben Kartuschen verwendet. Je nach Tierart werden unterschiedliche Treibladungen und Bolzenlängen eingesetzt. Da reproduzierbare Messungen mit Tieren im Labor nicht möglich sind, musste ein Ersatzarbeitsverfahren entwickelt werden.

Da der Rückstoß vergleichbar mit dem beim Eindringen in den Schädelknochen sein sollte, wurde das zur technischen Erprobung bereits übliche Verfahren des Eintreibens in Bleiplatten verworfen. Die Druckfestigkeit der Knochen ist mit ca.  $150 \text{ N/mm}^2$  sehr hoch. Da das Arbeitsmaterial durch Zerstörung verbraucht wird, wurde ein Sandwich-Aufbau bestehend aus handelsüblichen Multiplexplatten mit einer Druckfestigkeit von 30 bis  $40 \text{ N/mm}^2$  und Polyurethan (Styrodur, Typ 3035 CS) mit einer Druckfestigkeit von  $30 \text{ N/mm}^2$  mit einer abschließender Bleiplatte verschraubt, als kostengünstige Lösung verwendet. Obwohl die Druckfestigkeit geringer ist als die von Knochen, wurde in den Versuchen die Bleiplatte nicht durchschlagen, sodass auch aus praktischen Erwägungen das Ersatzarbeitsverfahren geeignet ist. Durch verschiedene Materialdicken kann das Ersatzarbeitsverfahren an die jeweilige Bolzenlänge des Schlachtschussapparates angepasst werden.

Dieses Ersatzmaterial wird dann aus Sicherheitsgründen für die Probanden entsprechend dem Prüfaufbau für Eintreibgeräte nach DIN ISO/TS 8662-11 [4] in einem Sandbett gelagert.

Zur Absaugung der bei der Verbrennung entstehenden Schadstoffe wurde der Aufbau eingehaust (Bild 2).

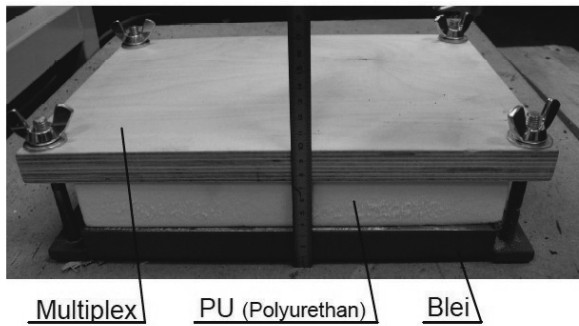


Bild 1: Ersatzarbeitsverfahren für Tierschädel

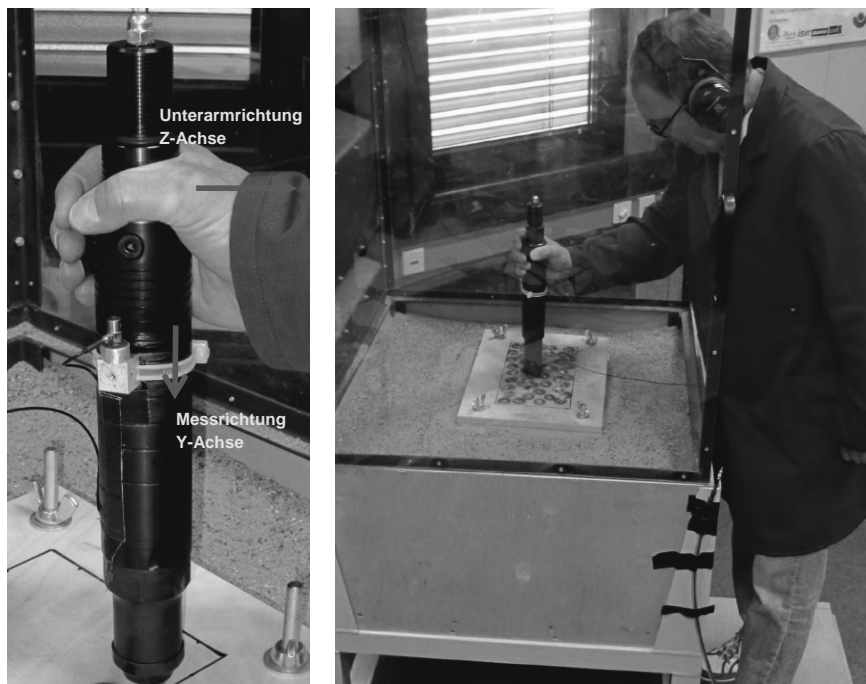


Bild 2: Versuchsaufbau, Ersatzverfahren im Sandbett mit Kabine für Absaugung

### 3. Messbedingungen und Durchführung

Die Messdurchführung orientiert sich an dem grundsätzlichen Vorgehen bei der Ermittlung der Schwingungsemission nach DIN EN ISO 20643 [3].

Da nach jedem Schussvorgang eine längere Rüstzeit zum Wechseln der Kartuschen notwendig war und damit die Wiederholfrequenz  $\leq 5$  Hz war, wurde eine feste Integrationsdauer (Messdauer) von 3 s entsprechend DIN ISO TC 15694 [6] gewählt. Um den Einfluss der Wiederholungsbedingungen und der Bedienpersonen (Probanden) zu überprüfen, wurden jeweils zehn Schuss mit drei unterschiedlichen Personen gemessen. Aufgrund der dominierenden Schlagrichtung wurde zur Vermeidung der Messungenauigkeiten durch die Querempfindlichkeiten von Triaxial-Aufnehmer nur in dieser Richtung gemessen (Bild 2).

Es ist davon auszugehen, dass die Abweichungen zum Schwingungsgesamtwert zu vernachlässigen sind. Die Schlagrichtung entspricht bei dieser Geräteausführung nicht der Unterarmrichtung (Bild 2).

### 4. Messergebnisse

Die Auswertung mit der Frequenzbewertung erfolgten nach DIN EN ISO 5349-1 [7]. Der Anwendungsbereich dieser Norm gilt in erster Linie für periodische, stochastische und nichtperiodische Schwingungen und ist für wiederholt auftretende Einzelstöße nur vorläufig.

Bild 3 zeigt die Problematik am Beispiel des Zeitverlaufes der unbewerteten Beschleunigung. Der Spitzenwert liegt bei ca. 10 000 m/s<sup>2</sup> und ist bereits nach wenigen ms abgeschlossen.

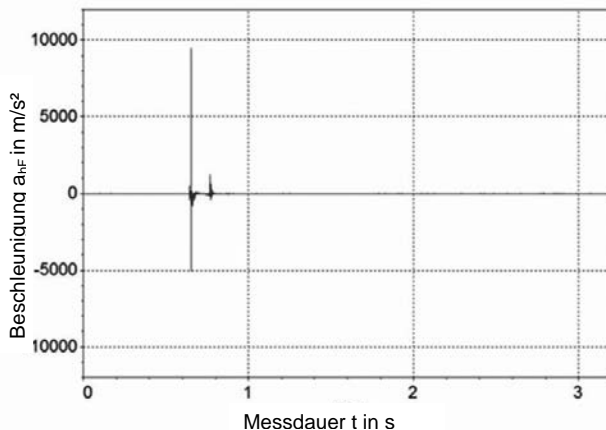


Bild 3: Beispiel des Zeitverlaufes der unbewerteten (bandbegrenzten) Beschleunigung  $a_{HF}$

Um die Stoßeinwirkungen vergleichen zu können, erfolgt die Bildung des Effektivwertes über eine feste Messdauer (Integrationsdauer) von 3 s. Für das Beispiel beträgt die unbewertete Beschleunigung  $a_{hF, 3s} = 146 \text{ m/s}^2$  und die frequenzbewertete Beschleunigung  $a_{hw, 3s} = 18,7 \text{ m/s}^2$ .

Im Bild 4 sind die Ergebnisse nach Bolzenlänge der jeweiligen Schlachtschussapparate für jeden Probanden getrennt mit den Streuungen der Einzelsvorgänge zusammengefasst. Die jeweiligen Mittelwerte der drei Probanden (P) liegen zwischen  $18,9 \text{ m/s}^2$  und  $7,7 \text{ m/s}^2$ . Ein eindeutiger Trend nach der Bolzenlänge ist nicht zu erkennen.

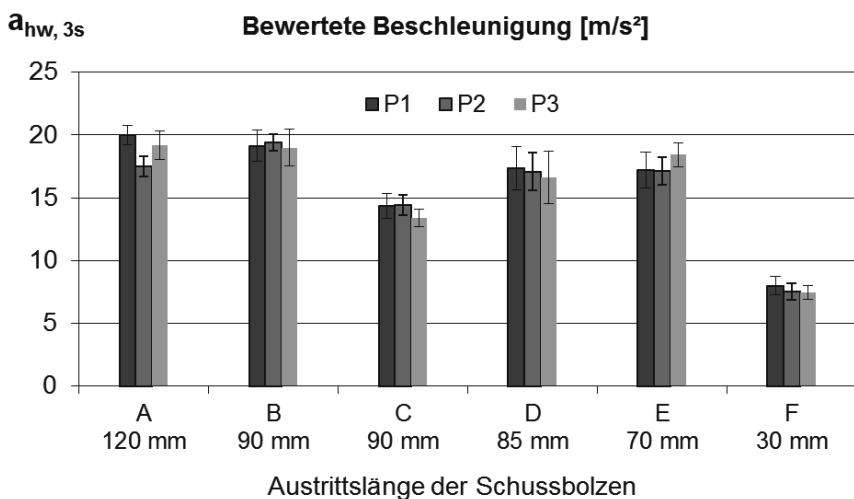


Bild 4: Übersicht der Vibrationsemissionswerte der Tierbetäubungsgeräte nach Bolzenlänge

Wendet man das in der Messnormenreihe DIN EN ISO 28927 [5] übliche Verfahren zur Bestimmung der Messunsicherheit K an, so liegt der K-Wert der untersuchten Tierbetäubungsgeräte zwischen 1,3 und 2,4 m/s<sup>2</sup>.

## Literatur

- [1] Richtlinie 2006/42/EG des Europäischen Parlamentes und des Rates, vom 17. Mai 2006 über Maschinen und zur Änderung der Richtlinie 95/16/EG (Neufassung), L 157/24 DE Amtsblatt der Europäischen Union, 9.6.2006
- [2] Gesetz über die Bereitstellung von Produkten auf dem Markt (Produktsicherheitsgesetz - ProdSG), Ausfertigungsdatum: 08.11.2011, "Produktsicherheitsgesetz vom 8. November 2011 (BGBl. I S. 2178, 2179; 2012 I S. 131), das durch Artikel 435, der Verordnung vom 31. August 2015 (BGBl. I S. 1474) geändert worden ist.
- [3] DIN EN ISO 20643: Mechanische Schwingungen - Handgehaltene und handgeführte Maschinen - Grundsätzliches Vorgehen bei der Ermittlung der Schwingungsemission (ISO 20643:2005 + Amd. 1:2012); Deutsche Fassung EN ISO 20643:2008 + A1:2012
- [4] DIN ISO/TS 8662-1: Handgehaltene motorbetriebene Maschinen - Messung mechanischer Schwingungen am Handgriff - Teil 11: Eintreibgeräte (ISO 8662-11:1999 + AMD 1:2001); Deutsche Fassung CEN ISO/TS 8662-11:2004
- [5] DIN EN ISO 28927:  
Handgehaltene motorbetriebene Maschinen - Messverfahren zur Ermittlung der Schwingungsemission
- [6] DIN EN ISO 5349-1: Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen - Teil 1: Allgemeine Anforderungen (ISO 5349-1:2001); Deutsche Fassung EN ISO 5349-1:2001
- [7] DIN ISO/TS 15694: Mechanische Schwingungen und Stöße – Messung und Bewertung diskreter Stöße, die von handgehaltenen und handgeführten Maschinen auf das Hand-Arm-System übertragen werden. (2004). Deutschland: Beuth Verlag.

# **Ganzkörper-Vibrations-Belastungsanzeige** **Whole-body vibration exposure indicator**

## **Ein einfaches Gerät zur Anzeige von** **Ganzkörper-Vibrations-Belastungen**

## **A simple feedback device for the display** **of whole-body vibration exposure**

**B. Göres, D. Kamin, T. Baum**, Institut für Arbeitsschutz der  
Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung, Sankt Augustin

### **Abstract**

To raise awareness of vibrational exposure, it is important to give drivers a direct feedback on their individual whole-body vibration exposure. This work presents a simple device based on the existing measurement standard that extrapolates the measured acceleration and exposure time to the daily vibration exposure value. It is therefore possible to connect personal perception and working conditions (seat adjustment, velocity ...) with an exposure estimate. As a consequence, personal behaviour and working conditions can be adjusted.

### **1. Einleitung**

Für die Gefährdungsbeurteilung spielen Schwingungsmesswerte eine entscheidende Rolle. Messwerte, die unter den Bedingungen im eigenen Betrieb erhoben worden sind, haben in den Technischen Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung die höchste Priorität [1]. Das Messen ist zum einen mit einem hohen Aufwand und hohen Anforderungen an die Genauigkeit der Ergebnisse verknüpft [2] [3]. Zum anderen ist es schwierig, ausgehend von einem abstrakten Messwert, in der Unterweisung den betroffenen Beschäftigten ihre Belastung nahe zu bringen.

Für die Beschäftigten ist es aber wichtig, ihre subjektive Schwingungswahrnehmung mit einer Bewertung verknüpfen zu können, damit sie sich zum einen der Belastung bewusst werden können und zum anderen in die Lage versetzt werden, die Auswirkungen von Vibrations-Schutzmaßnahmen einschätzen zu können, die ihre Mithilfe erfordern, zum Beispiel angepasste Fahrweise und Einstellung des Sitzes auf das Körpergewicht.

Daher ist es das Ziel dieser Arbeit gewesen, ein Gerät zu entwickeln, das einfach zu bedienen ist, und den Beschäftigten direkt über seine aktuelle Schwingungsbelastung informiert. Dabei kommt es weniger auf einen genauen Zahlenwert an, als vielmehr auf eine schnelle Rückmeldung, ob eine aktuelle Situation die Belastung erhöht oder verringert. Damit kann ein wichtiger Beitrag zu einer Verhaltensprävention geleistet werden.

## 2. Belastungsanzeige

Die Anforderungen an Messgeräte und ihre Einteilung in Normen ist, ausgelöst durch die Entwicklung auf dem Messgerätemarkt, Gegenstand einer langanhaltenden Diskussion [4]. Für den Zweck, dem das hier vorgestellte Gerät dienen soll, sind die Anforderungen an ein Messgerät nach DIN EN ISO 8041:2005 [3] sicherlich zu hoch. Auf der anderen Seite sollte die Angabe des Gerätes verlässlich sein, sodass Abweichungen von [3] nicht zu groß sein sollten.

Das hier vorgestellte Gerät misst Ganzkörper-Vibrationen in drei Achsen an der Einleitungsstelle der Sitzbeinhöcker mit einer normgerechten Messscheibe. Die Beschleunigungssignale werden im Gerät verarbeitet und bewertet [3], sodass frequenzbewertete Beschleunigungswerte vorliegen. Die Messdauer wird auch angezeigt. Anfang und Ende der Messung werden durch den Messenden festgelegt (Start/Stop-Funktion). Die Messscheibe erfasst die Schwingungen während der Messdauer unabhängig davon, ob die Scheibe besetzt ist oder nicht.

In der Anzeige wird der Momentanwert der frequenzbewerteten Beschleunigung  $a_{w,l}(t)$  in den drei Schwingungsrichtungen  $l = \{x, y, z\}$  über die letzten 30 s angezeigt (Bild 1). Aus den frequenzbewerteten Beschleunigungswerten  $a_{w,l}(t)$  zur Zeit  $t$  und der erfassten Messdauer  $T_M$  wird zusätzlich der Effektivwert  $a_{w,l}$  gebildet. Mit einer angenommenen Eiwirkungsdauer von  $T = 8$  h wird daraus der Tages-Vibrationsexpositionswert  $A(8)$  gebildet [1]. Dieser wird als Balken mit Farbkodierung angezeigt, je nachdem, ob der Expositionsgrenzwert [1] überschritten ist (rot), ob der Auslösewert unterschritten ist (grün), oder ob der  $A(8)$  dazwischen liegt (gelb).

Anhand der in [4] genannten Eigenschaften kann das Gerät als Dosimeter (personal human vibration exposure meter, „pvem“) bezeichnet werden. Allerdings ist bei der Anzeige auf eine Skala verzichtet worden, sodass für die Bewertung nur ein Trend des Momentanwertes nachvollzogen werden kann, und die Einteilung (rot, gelb, grün) für einen extrapolierten  $A(8)$ . Daher ist die Bezeichnung „Belastungsanzeige“ (human vibration indicator [4]) gewählt worden.



Für den Zweck des Gerätes ist eine relative Bewertung (besser/schlechter) der Schwingungsbelastung ausreichend, weswegen auf die Darstellung der absoluten Messwerte verzichtet wird. Damit ist auch keine Vermischung mit normgerecht ermittelten Messwerten für die Gefährdungsbeurteilung möglich.

Wichtig für den Einsatzzweck des Gerätes sind ein tageslichttaugliches Display, das sich mit Haltern leicht in Fahrerkabinen befestigen lässt. Das Gerät ist so robust und kompakt gefertigt, dass es gut unter betrieblichen Bedingungen eingesetzt werden kann. Es besitzt eine einfache Ein-Knopf-Bedienung zum Einschalten, Messstart, Messstopp und Ausschalten.

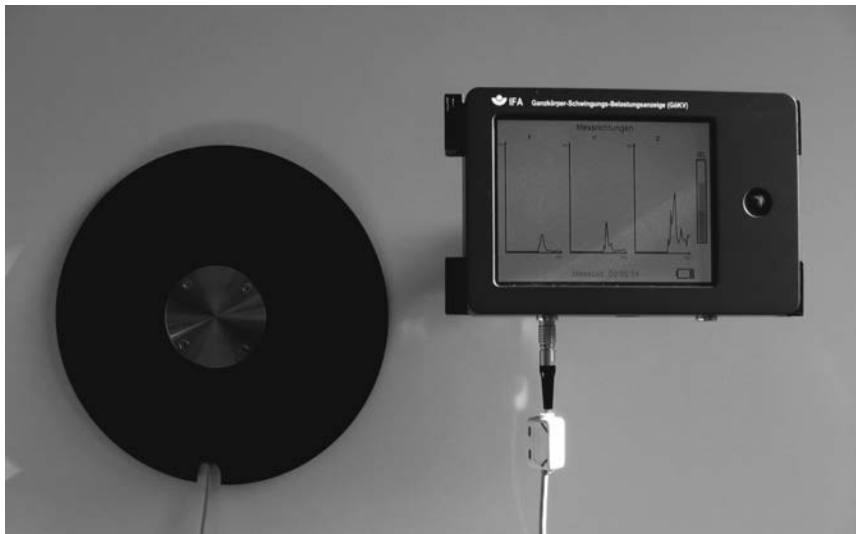


Bild 1: Belastungsanzeige mit Display und Messscheibe. Im Display sind Momentanwerte der frequenzbewerteten Beschleunigung  $a_{w,t}(t)$  und rechts der Balken eines Tages-Vibrationsexpositionsvalues  $A(8)$  mit einer angenommenen Einwirkungsdauer von acht Stunden zu sehen.

### 3. Anwendungsbereiche

Zum einen kann mit dem Einsatz dieses Gerätes die Gefährdungsbeurteilung sehr gut unterstützt werden, da es über ganze Schichten und über mehrere Tage Belastungen erfasst. Zum anderen kann das Gerät im Rahmen von Schulungen und Unterweisungen verwendet werden.

Die Beschäftigten können ihre persönliche Schwingungswahrnehmung und deren Änderung mit einer sich ändernden Anzeige in Verbindung bringen, die durch den Farbbalken des A(8) bewertet wird: sie fühlen, sehen und bewerten ihre Schwingungsbelastung, anstatt nur einen abstrakten Messwert in der Gefährdungsbeurteilung zu sehen.

Mit dem Gerät ist es für Beschäftigte möglich, während der Schwingungsbelastung verschiedene Betriebsbedingungen zu testen. An der Anzeige kann sofort abgelesen werden, wie sich veränderte Fahrweisen oder Sitzeinstellungen auf die Schwingungsbelastung auswirken. Diesem direkten Feed-Back kommt besondere Bedeutung zu, wenn die Betriebsbedingungen durch eigenes Handeln beeinflusst werden können. So ist es in der Praxis sehr wichtig, dass die Feder-Dämpfer-Systeme der Fahrersitze (sofern vorhanden) von den Fahrern eingestellt werden (sofern möglich). Dies erfordert die Mithilfe der Beschäftigten, die mit dem Einsatz des hier vorgestellten Gerätes für solche Themen sensibilisiert werden können.

Darüber hinaus lässt sich optional ein zweiter Schwingungssensor einsetzen, um zum Beispiel einen Beifahrersitz oder den Sitzmontagepunkt mit zu erfassen. Letzteres liefert dann Informationen über das Dämpfungsverhalten des Sitzes.

- [1] Technische Regel zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - TRLV Vibrationen, Ausgabe: März 2015, GMBI Nr. 25/26 vom 24. Juni 2015, S. 482. (Download <http://www.baua.de/trlv>)
- [2] VDI 2057-1:2002, *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen*, Beuth, Berlin.
- [3] DIN EN ISO 8041:2006 (Berichtigung 2008, Änderung 2015), *Schwingungseinwirkung auf den Menschen – Messeinrichtung*, Beuth, Berlin.
- [4] Pitts PM, Kaulbars U, *Consideration of standardisation requirements for „vibration doseimeters“*, VDI Bericht Nr. 2190 (2013) 25-37.

# Schwingungsbelastung der Fahrer und Beifahrer beim Fahren von Lastkraftwagen und Sattelkraftfahrzeugen

## Whole-body vibration exposure of drivers and co-drivers of lorries and articulated lorries

**Detlef Sayn, Benno Göres, Christian Böser**, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung, Sankt Augustin

### Abstract

Whole-body vibration exposures of lorries and articulated lorries have been measured for a broad variety of vehicle types. For the exposure conditions in this study it is unlikely that the action value of the European Vibration Directive (2002/44/EC) is reached for exposure durations of eight to ten hours. However, for exposure durations of 19 hours ('multi-manning'), the action value is reached in the majority of cases. The attenuation systems of the drivers' seats lead to a reduced exposure on the seat surface compared to the co-drivers' seats without attenuation systems. The spectral structure of the acceleration measured at the seat mounting points differs from the test spectra of a seat testing standard.

### 1. Einleitung

In dieser Messreihe sind auf Initiative der Berufsgenossenschaft Verkehr und der Berufsgenossenschaft Handel und Warenlogistik die Schwingungsbelastungen beim Fahren von Lastkraftwagen und Sattelkraftfahrzeugen untersucht worden. Ziel der Studie ist es gewesen, repräsentative Belastungswerte für die Gefährdungsbeurteilung nach der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung [1] zu erhalten. Nach vorhandenen Datenquellen [2] kann die Belastung bei einer Einwirkungsdauer von acht Stunden sowohl unter- als auch über dem Auslösewert nach [1] liegen, der eine Grenze darstellt, ab der Arbeitgeber verpflichtet sind, weitere Vibrations-Schutzmaßnahmen zu ergreifen.

Neben den Belastungen auf den Fahrersitzen sollten auch Belastungen auf den Beifahrersitzen untersucht werden, denn nach EU-Verordnung 561/2006 über Lenk- und Ruhezeiten [3] ist es bei einer Zwei-Fahrerbesatzung möglich, die tägliche Einwirkungsdauer auf 19 Stunden (10 Stunden Beifahrersitz/9 Stunden Fahrersitz) auszudehnen.

Schließlich sollten auch die Schwingungsanregungen am Sitzmontagepunkt untersucht werden, um das Dämpfungsverhalten der Sitze zu beschreiben und so Hinweise für die Sitzprüfung geben zu können [4].

## 2. Methoden

### 2.1 Betriebsbedingungen – Studienstichprobe

In dieser Arbeit werden Ergebnisse vorgestellt, die an Lastkraftwagenzügen (LKW) und Sattelkraftzügen (SZ) mit einem zulässigen Gesamtgewicht von etwa 40 t erhoben worden sind, wobei die Zugmaschinen ein zulässiges Gesamtgewicht über 16 t haben. Insgesamt sind 22 LKW und 16 SZ aus 20 Betrieben untersucht worden.

Tabelle 1: Lastkraftwagenzüge: Fahrzeugtypen und Aufbauarten

Hersteller	Typ	Aufbauart
DAF	AE 105.510 XF	Lkw Zug mit offenem Kasten / Kipper
Iveco-Magirus	Stralis 430 A1SY	Lkw-Wechselbrückenzug mit Plane und Spriegel
Iveco-Magirus	Trakker 450	Lkw mit Kipperaufbau
Iveco-Magirus	Trakker 440	Lkw mit Kipperaufbau
Iveco-Magirus	Trakker 440 (T2L)	Lkw-Zug mit Kipperaufbau
MAN	T 460 A (TGA 03)	Lkw-Zug mit Plane und Spriegel
MAN	TGS 35.440 8x4 BB	Lkw mit Kipperaufbau
MAN	TGS 35.440 8x4 BB	Lkw mit Kipperaufbau
MAN	TGS 26.540 6x4 H-2BL	Lkw-Zug mit offenem Kasten und Ladekran
Mercedes Benz	Actros 2541 (930.21)	Kurzkuppelzug mit Plane und Spriegel
Mercedes Benz	Actros 1841 L (930.05)	Autotransporter
Mercedes Benz	Actros 1841 L (930.05)	Autotransporter
Mercedes Benz	Actros 1843 (950.03)	Lkw-Zug mit Plane und Spriegel
Mercedes Benz	Actros 3241 B 8x4/4 (933.30)	Fahrmischer für Transportbeton
Mercedes Benz	Actros 3241 B 8x4/4 (933.30)	Fahrmischer für Transportbeton
Mercedes Benz	Actros 1846 (930.03)	Lkw Zug für Absetzcontainer
Mercedes Benz	Actros 2548 (936-0-C)	Lkw Kurzkuppelzug mit Plane und Spriegel
Mercedes Benz	Axor 2126 (950.53)	Lkw mit geschlossenem Kofferaufbau
Mercedes Benz	Atego 2126 (976.X7)	Lkw mit geschlossenem Kofferaufbau
Scania	R420 LB 6x2 MNB	Lkw mit Wechselbrückenaufbau mit offenem Kasten
Scania	Scania R114	Lkw mit offenem Kasten und Ladekran
Volvo	FM 410 4x2R	Lkw (-Zug) mit Tankaufbau für Milchtransport

Die Fahrzeuge sollten während des normalen Betriebsablaufs untersucht werden, und die Messdauern sollten lang genug sein, um den Betriebsablauf zu erfassen, dessen überwiegender Teil aus Leer- und Lastfahrten auf öffentlichen Straßen in Deutschland bestehen soll-

te. Dabei ist jedes Fahrzeug von einem anderen Fahrer der Betriebe gefahren worden, während der Beifahrer vom Messpersonal gestellt worden ist.

Darüber hinaus sind Fahrzeuge verschiedener Fahrzeugtypen und Aufbauarten untersucht worden, um einen möglichen Einfluss auf die Schwingungsbelastung feststellen zu können (Tabelle 1 für LKW und Tabelle 2 für SZ). Die Baujahre der Fahrzeuge liegen zwischen 2000 und 2013.

Alle untersuchten Fahrzeuge haben in ihren Fahrersitzen für die vertikale Richtung ein Luftfeder-Öldämpfer-System zur Schwingungsdämpfung eingebaut. Davon haben 12 Fahrersitze auch ein Federsystem in Längsrichtung. Federsysteme in Querrichtung sind nicht eingebaut gewesen. Die Beifahrersitze hingegen sind überwiegend Polstersitze und haben nur in vier Fällen ebenfalls ein Luftfeder-Öldämpfer-System in der vertikalen Richtung.

Tabelle 2: Sattelkraftzüge: Fahrzeugtypen und Aufbauarten

Hersteller	Typ	Aufbauart
DAF	TE 95 XF (95.480)	Sattelkraftfahrzeug mit Plane und Spriegel
MAN	TXG 18.480 4x2 BLS	Sattelkraftfahrzeug mit Siloaufbau
MAN	TGA 26.480 6x4 BB	Langholztransporter
Mercedes Benz	Axor 1840 (944.03)	Sattelkraftfahrzeug mit Plane und Spriegel
Mercedes Benz	Actros 1844 LS (934.03)	Sattelkraftfahrzeug mit Tankaufbau
Mercedes Benz	Actros 1844 LS (934.03)	Sattelkraftfahrzeug mit Tankcontainer
Mercedes Benz	Actros 1841 LS (934.05)	Autotransporter
Mercedes Benz	Actros 2660 L 6x4 (930.24)	Langholztransporter
Mercedes Benz	Actros 3353 (954.16)	Sattelkraftfahrzeug mit Kipperaufbau und Tieflader
Mercedes Benz	Actros 1845 (963-4-A)	Sattelkraftfahrzeug mit Kofferaufbau (Schubboden)
Renault	Premium Route DXI44-450	Sattelkraftfahrzeug mit Kipperaufbau
Renault	Magnum DXi 480	Sattelkraftfahrzeug mit Kipperaufbau
Scania	R500 LA 4x2 MNA	Sattelkraftfahrzeug mit Tankaufbau für Milchtransport
Volvo	FH-520	Langholztransporter
Volvo	NH 4x2T	Sattelkraftfahrzeug mit Kipperaufbau
Volvo	FM/FH 500 4x2T	Sattelkraftfahrzeug mit Tankaufbau für Milchtransport

## 2.2 Schwingungsbelastung Fahrer

Die Schwingungsbelastung ist normgerecht auf der Grundlage der Richtlinie VDI 2057-1:2002 [5] gemessen worden. Für die Messaufgaben haben die Messgeräte die Anforderungen der DIN EN ISO 8041:2005 [6] erfüllt. Die Messergebnisse sind energieäquivalente Mittelwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen  $a_{we,l} = \{x, y, z\}$  in den drei Schwingungsrichtungen  $l = \{x, y, z\}$ .

$$a_{we,l} = \left( \frac{1}{T_M} \int_0^{T_M} a_{we,l}^2(t) dt \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

In Gleichung (1) ist  $T_M$  die Messdauer und  $t$  die Zeitvariable.

Wenn die Messwerte  $a_{we,l}$  auf den Sitzflächen unter repräsentativen Bedingungen erhoben worden sind, können sie benutzt werden, um nach der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung [1] in die Bewertung von Arbeitsplätzen einzugehen.

Damit die Messwerte dieser Messreihe auf andere Arbeitsplätze übertragen werden können, ist es notwendig, dass die Betriebsbedingungen der anderen Arbeitsplätze mit denen in dieser Studie (Abschnitt 2.1) übereinstimmen. Dies ist besonders bei sogenannten „branchenspezifischen Messwerten“ möglich [7]. Dabei sind innerhalb einer „Branche“ die Betriebsbedingungen so festgelegt, dass bei Messreihen mit 10 bis 20 Messungen die zugehörigen Messwerten  $a_{we,l}$  eine Standardabweichung von weniger als 0,1 m/s<sup>2</sup> aufweisen.

Die Messwerte  $a_{we,l}$  müssen in einem zweiten Schritt mit den Einwirkungsauern  $T$  zu Tages-Schwingungsbelastungen  $A_l(8)$  kombiniert werden:

$$A_l(8) = \left( \frac{1}{8h} \sum_i (k_l a_{we,li})^2 T_i \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

Dabei sind  $k_l$  dimensionslose Konstanten ( $k_x = k_y = 1,4$ ;  $k_z = 1,0$ ), und die Summe in Gleichung (2) läuft über  $i$  Belastungsabschnitte. In diesem Bericht sind besonders die Fälle wichtig, in denen der Fahrer an einem Tag nur einer der gemessenen Belastungen ausgesetzt ist ( $i = 1$ ), oder zwei Fahrer sich abwechseln, und Belastungen auf dem Fahrer und Beifahrersitz eines Fahrzeugs ausgesetzt sind ( $i = 2$ ).

Von den Tages-Schwingungsbelastungen in den drei Raumrichtungen wird diejenige ausgewählt, die die größte Belastung darstellt. Diese Tages-Schwingungsbelastung wird dann Tages-Vibrationsexpositionswert genannt  $A(8)$  [1], mit dem die Arbeitsplätze bewertet werden müssen. In dieser Arbeit ist vor allem der Auslösewert (in x-, y- und z-Richtung  $A_{aus,l} = 0,50 \text{ m/s}^2$ ) von Bedeutung, bei dessen Erreichen Vibrations-Schutzmaßnahmen ergriffen werden müssen.

## 2.3 Dämpfungseigenschaften Sitz

Für die Arbeitsplatzbewertung ist der Messpunkt auf der Fahrersitzfläche entscheidend. Um die Dämpfungseigenschaften der Sitze zu untersuchen, ist es darüber hinaus notwendig zu wissen, welchen Schwingungsanregungen der Sitz am Sitzmontagepunkt ausgesetzt ist. Dabei beschreibt der Sitzübertragungsfaktor  $SEAT_i$  das Dämpfungsverhalten des Sitzes. Er wird gebildet, indem für dieselbe Messdauer der Messwert  $a_{we,l}$  auf der Sitzfläche durch den Messwert  $a_{we,l}$  am Sitzmontagepunkt dividiert wird.

$$SEAT_l = \frac{a_{we,l}^{Sitzfläche}}{a_{we,l}^{Montagepunkt}} \quad (3)$$

Falls der Sitz die Schwingungen verstärkt, ist  $SEAT_l$  größer als 1,0. Falls er sie dämpft, ist  $SEAT_l$  kleiner als 1,0.

Schließlich liefert die spektrale Leistungsdichte der unbewerteten Beschleunigung  $PSD_l(f)$  am Sitzmontagepunkt in Richtung  $l$  Informationen darüber, wie das Beschleunigungssignal  $a(t)$  von der Frequenz  $f$  abhängt.

$$PSD_l(f) = \frac{2}{T_M} E[|A(f)|^2] = \frac{2}{T_M} E[|\mathcal{F}(a(t))|^2] \quad (4)$$

Dabei wird der Erwartungswert auf der rechten Seite von Gleichung (4) über das Betragsquadrat des fouriertransformierten, unbewerteten Beschleunigungssignals  $\mathcal{F}(a(t))$  gebildet. Die Eigenschaften der Feder-Dämpfer-Systeme der Fahrersitze müssen auf die Frequenzzusammensetzung von  $a(t)$  abgestimmt sein, um die Schwingungen dämpfen zu können. Außerdem wird das Dämpfungsverhalten von Sitzen anhand von Prüfanregungen getestet, die sich aus gemessenen Leistungsdichten  $PSD_l(f)$  zusammensetzen. Somit können die hier gemessenen  $PSD_z(f)$  genutzt werden, um zu überprüfen, ob die Prüfanregungen in [4] noch aktuell sind.

### 3. Ergebnisse

#### 3.1 Schwingungsbelastung Fahrer und Beifahrer

Die Messdauern in dieser Messreihe betragen im Mittel 2,8 Stunden, was ausgereicht hat, um die tägliche Schwingungsbelastung repräsentativ zu erfassen. Im Mittel setzen sich die Messdauern zu 90 % aus Fahrten auf öffentlichen Straßen und zu 10 % aus Fahrten auf anderen Fahrbahnen zusammen. Andere Fahrbahnen können Betriebshöfe, Baustellen, Waldwege etc. sein. Ausnahmen davon stellen fünf Messungen von Langholztransportern und LKW im Baustellenbereich dar (Kippaufbau, Absetzkontainer), bei denen der Anteil der Messdauer auf Waldwegen und Baustellen zwischen 18 % und 55 % beträgt.

In Bild 1 ist für jede Messung das größte Produkt  $k_l a_{we,l}$  aus den drei Richtungen  $l$  angegeben, weil es nach Gleichung (2) für den  $A(8)$  ausschlaggebend ist. Bei den LKW ist bei 10 Messungen die y-Richtung ausschlaggebend gewesen, in 12 Fällen die z-Richtung. Bei den SZ ist in sechs Fällen die x- oder y-Richtung ausschlaggebend und bei 10 Messungen die z-Richtung.

Die Mittelwerte liegen sowohl für die LKW als auch für die SZ bei  $0,34 \text{ m/s}^2$ , und 75 % von  $\max\{k_l a_{we,l}\}$  liegen bei den LKW (SZ) unterhalb von  $0,37 \text{ m/s}^2$  ( $0,35 \text{ m/s}^2$ ) (75. Perzentil).

Wenn nur die gemessenen Schwingungsbelastungen vorliegen, erreichen Fahrer nur in zwei Fällen den Auslösewert innerhalb von 10 Stunden: Bei der Messung mit  $k_y a_{we,y} = 0,48 \text{ m/s}^2$  ist ein LKW-Absetzkipper zu 20 % der Messzeit auf Baustellengeländen gefahren. Bei der Messung  $k_z a_{we,z} = 0,52 \text{ m/s}^2$  ergibt sich der Messwert aus einer ungewöhnlich hohen Verstärkung des Sitzes (Abschnitt 3.2).

Es lassen sich keine Gruppen anhand von Einsatzbedingungen, Aufbauarten oder Herstellern bilden. Außerdem betragen die Standardabweichungen  $0,07 \text{ m/s}^2$  (LKW) und  $0,06 \text{ m/s}^2$  (SZ), womit für jede Gruppe das Kriterium für „branchenspezifische Messwerte“ [7] erfüllt ist. Dasselbe gilt auch, wenn man die Einsatzbedingungen erweitert und die Werte für LKW und SZ zusammenfasst (Kreuze in Bild 1): Der Mittelwert beträgt  $0,34 \text{ m/s}^2$ , die Standardabweichung  $0,06 \text{ m/s}^2$  und 75 % aller  $\max\{k_l a_{we,l}\}$  liegen unterhalb von  $0,36 \text{ m/s}^2$ .

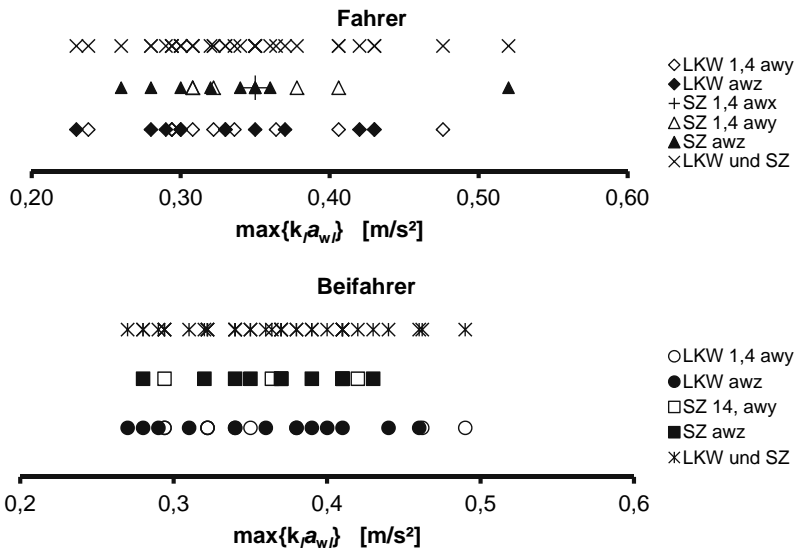


Bild 1: Maximalwerte der Produkte  $\max\{k_l a_{we,l}\}$  die für den A(8) ausschlaggebend sind.  
Fahrsitzflächen (oben) Beifahrersitzfläche (unten)

Da die Beifahrersitze nur bei vier Messungen ein Feder-Dämpfer-System in z-Richtung haben, fallen die Messwerte in z-Richtung in der Tendenz höher aus als bei den Fahrersitzen (Abschnitt 3.2). Daher ist auch bei den Beifahrersitzen bei insgesamt 26 Messungen die z-



Richtung ausschlaggebend für den  $A(8)$ , während es bei den Fahrersitzen 22 Messungen sind. Dies zeigt sich auch in den Mittelwerten, die mit  $0,36 \text{ m/s}^2$  (LKW) und  $0,36 \text{ m/s}^2$  (SZ) leicht höher ausfallen als für die Fahrersitze. Auch die das 75. Perzentil liegt mit  $0,40 \text{ m/s}^2$  (LKW) und  $0,41 \text{ m/s}^2$  (SZ) höher als bei den Fahrersitzen.

Auch bei den Beifahrersitzen lassen sich keine weiteren Gruppen bilden, und die Standardabweichungen erfüllen mit  $0,06 \text{ m/s}^2$  (LKW) und  $0,05 \text{ m/s}^2$  (SZ) das Kriterium der „branchenspezifischen Messwerte“ [7]. Fasst man alle  $\max\{k_I a_{we,l}\}$  der Beifahrersitze zusammen ergibt sich ein Mittelwert von  $0,34 \text{ m/s}^2$ , eine Standardabweichung  $0,06 \text{ m/s}^2$  und 75 % aller  $\max\{k_I a_{we,l}\}$  liegen unterhalb von  $0,41 \text{ m/s}^2$ .

Bei drei Schwingungsbelastungen auf der Beifahrerfläche kann der Auslösewert innerhalb von 10 Stunden erreicht werden: einmal in z-Richtung und zweimal in y-Richtung. In allen Fällen handelt es sich um Fahrzeuge, die auf Baustellen und in Steinbrüchen gefahren sind. Während bei der Fahrt mit einem Fahrer das Erreichen des Auslösewerts die Ausnahme darstellt, führt die höhere Einwirkungsdauer bei der Zwei-Fahrerbesatzung dazu, dass der Auslösewert bei der Schwingungsbelastung von 25 Messungen (LKW und SZ) erreicht worden wäre. Bei weiteren neun Messungen läge der  $A(8)$  zwischen  $0,45 \text{ m/s}^2$  und  $0,50 \text{ m/s}^2$ , sodass schon leichte Veränderungen der Einsatzbedingungen dazu führen können, dass auch in diesen Fällen der Auslösewert überschritten wäre. Außerdem ist nur noch bei neun Messungen eine horizontale Richtung für den  $A(8)$  ausschlaggebend.

### 3.2 Dämpfungseigenschaften der Sitze

In Bild 2 ist zu sehen, dass die Messwerte am Sitzmontagepunkt in z-Richtung (Abszisse) überwiegend unter  $0,40 \text{ m/s}^2$  liegen. Dabei ist zu bedenken, dass bei niedrigen Anregungen am Sitzmontagepunkt schon leicht erhöhte Messwerte  $a_{we,z}$  auf der Sitzfläche dazu führen, dass der *SEAT* deutlich ansteigt. Solche Unterschiede können verschiedene Ursachen haben und bedeuten nicht notwendigerweise, dass die Sitze defekt sind.

Der Unterschied zwischen Fahrer- und Beifahrersitzen macht sich dadurch bemerkbar, dass von den Fahrersitzen bei 16 Messungen die Schwingungen gedämpft werden können ( $SE-AT_z < 1,0$ , in Bild 2 unterhalb der Linie), während bei den Beifahrersitzen nur acht Sitze die Schwingungen dämpfen (Sechs Polstersitze, zwei Sitze mit Feder-Dämpfer-System).

In den Fällen, in denen die Sitze die Schwingungen in z-Richtung verstärken, gehen die  $SE-AT_z$  selten über 1,13 bei den Fahrersitzen und über 1,20 bei den Beifahrersitzen hinaus. Nur in einem Fall wurde ein deutlich höherer  $SEAT_z$  gemessen ( $SEAT_z = 1,53$ ). Aus der Messung ergeben sich keine offensichtlichen Gründe für diese Verstärkung, die in dieser Messreihe eine Ausnahme darstellt.



Bild 2: Energieäquivalente Mittelwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen in z-Richtung auf der Sitzfläche als Funktion derselben Messwerte am Sitzmontagepunkt: Datenpunkte, die auf der schwarzen durchgezogenen Linie liegen, entsprechen einem  $SEAT_z = 1,0$ . Datenpunkte über dieser Linie bedeuten, dass der Sitz die Schwingungen in z-Richtung verstärkt. Datenpunkte unter dieser Linie bedeuten, dass der Sitz die Schwingungen in z-Richtung dämpft.

In den horizontalen Richtungen haben Fahrer- und Beifahrersitze die Schwingungsanregung des Sitzmontagepunktes im Mittel leicht verstärkt. Im Gegensatz zur z-Richtung lässt sich kein Unterschied zwischen den Fahrer- und Beifahrersitzen feststellen, auch nicht für die Sitze, in denen ein Feder-Dämpfer-System in der Längsrichtung (x) eingebaut gewesen ist. In der y-Richtung ist bei keinem Sitz ein Federsystem eingebaut gewesen.

### 3.3 Spektrale Zusammensetzung der Schwingungsanregung am Sitzmontagepunkt

Die spektralen Leistungsdichten (Gleichung (4)) der unbewerteten Beschleunigungen in z-Richtung gemessen an den Sitzmontagepunkten der Fahrersitze sind in Bild 3 für LKW und SZ dargestellt. Dazu sind zusätzlich die derzeit gültigen Prüfanregungen „Sattel 1“ und „Sattel 2“ für Sattelkraftfahrzeuge [4] eingezeichnet.

Der Verlauf von  $PSD_z$  ist im Mittel für LKW und SZ ähnlich. Das Maximum liegt in beiden Fällen etwa bei 1,4 Hz und 0,15  $(\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$ . Bei den LKW haben einige Messungen im Bereich von 2 Hz hohe Werte erreicht, weswegen der Mittelwert hier höher ist als bei den SZ.

Die Prüfanregungen für Sattelkraftfahrzeuge [4] hingegen haben bei höheren Frequenzen ihr Maximum, und sie schließen viele Messwerte bei Frequenzen unterhalb von 1,5 Hz nicht ein. Auch die maximale Höhe der  $PSD_z$ , besonders für die Kurve „Sattel 2“ (gepunktete Linie), scheint zu hoch zu sein, um die aktuellen Belastungen widerzugeben.

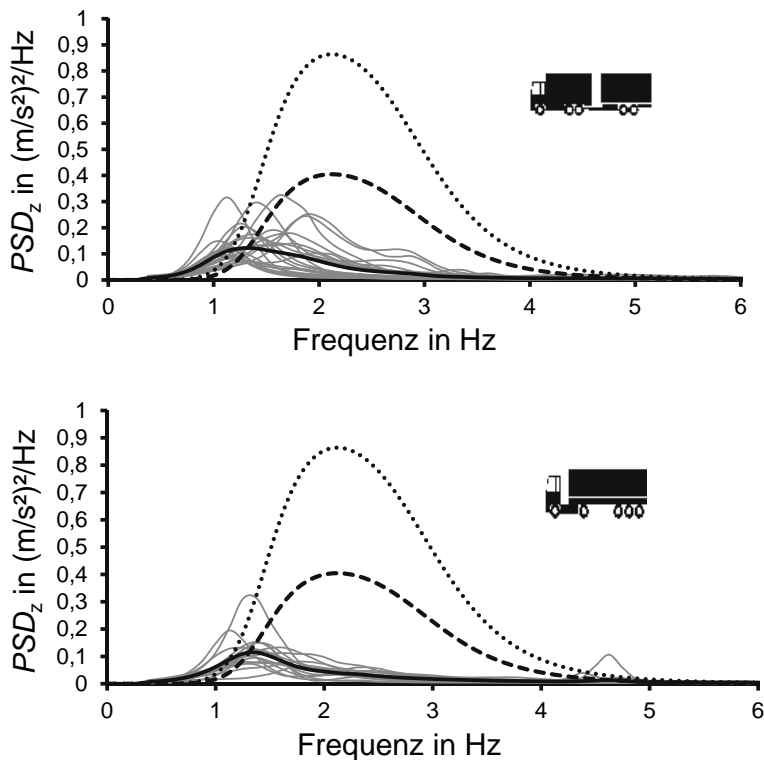


Bild 3: Spektrale Leistungsdichten der unbewerteten Beschleunigung in z-Richtung gemessen an den Sitzmontagepunkten der Fahrersitze (LKW oben, SZ unten).

Messwerte (grau), Mittelwert aus allen Spektren (durchgezogen, schwarz), Prüfanregungen Sattel1 (gestrichelt schwarz) Sattel 2 (gepunktet schwarz) nach [4]

#### 4. Zusammenfassung

Für Lastkraftwagenzüge und Sattelkraftzüge mit einem zulässigen Gesamtgewicht von etwa 40 t, die überwiegend (etwa 90 % der Einwirkungsdauer) auf öffentlichen Straßen fahren, liegen in dieser Messreihe die frequenzbewerteten Beschleunigungen zu 75 % unterhalb von  $0,36 \text{ m/s}^2$  (Beifahrersitze  $0,41 \text{ m/s}^2$ ). Damit ist nur in Ausnahmefällen damit zu rechnen, dass der Auslösewert [1] bei einer Einwirkungsdauer von acht bis zehn Stunden erreicht wird. Bei einer Zwei-Fahrerbesatzung wäre der Auslösewert bei den gemessenen Belastungen allerdings in der Hälfte der Fälle erreicht. Dem kann dadurch entgegen gewirkt werden, dass auch die Beifahrersitze mit einem Feder-Dämpfer-System in z-Richtung ausgestattet werden, und dass Fahrten auf unbefestigten Fahrbahnen vermieden werden.

Die spektrale Zusammensetzung der gemessenen Beschleunigungen am Sitzmontagepunkt zeigen Unterschiede zu den derzeit gültigen Prüfspektren [4], sodass die hier vorliegenden Daten für eine Überarbeitung genutzt werden können.

- [1] Technische Regel zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - TRLV Vibrationen, Ausgabe: März 2015, GMBI Nr. 25/26 vom 24. Juni 2015, S. 482. (Download <http://www.baua.de/trlv>)
- [2] Christ E, Fischer S, Kaulbars U, Sayn D, *BGIA-Report 6/2006 Vibrationseinwirkung an Arbeitsplätzen*, Hauptverband der gewerblichen Berufsgenossenschaften (2006). (Download <http://www.dguv.de/ifa/Publikationen/Reports-Download/BGIA-Reports-2005-bis-2006/BGIA-Report-6-2006/index.jsp>)  
Nitti R; De Santis P, *Assessment and prediction of whole-body vibration exposure in transport truck drivers*, *Industrial health* (2010) 48 (5) 628-37.
- [3] Verordnung (EG 561/2006), *Zur Harmonisierung bestimmter Sozialvorschriften im Straßenverkehr*, Official Journal (2006) L102/1-14.
- [4] DIN 45678:1994, *Mechanische Schwingungen - Sattelkraftfahrzeuge - Laborverfahren zur Bewertung der Schwingungen von Fahrzeugsitzen*, Beuth, Berlin.
- [5] VDI 2057-1:2002, *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen*, Beuth, Berlin.
- [6] DIN EN ISO 8041:2006(Berichtigung 2008, Änderung 2015), *Schwingungseinwirkung auf den Menschen – Messeinrichtung*, Beuth, Berlin.
- [7] Schäfer, K., Schick R, Rokosch F, Becker C., *Branchenspezifische Ermittlung von Ganzkörpervibrationen: Hilfen für die betriebliche Praxis*. Zentralblatt für Arbeitsmedizin, Arbeitsschutz und Ergonomie (2007) 57(6) 145-157.

## **Humanschwingungen erfassen und auswerten**

**NeVib ist eine WINDOWS-Software, mit der Humanschwingungen einfach erfasst und ausgewertet werden können**

## **Acquisition and evaluation of human exposure to mechanical vibrations**

**NeVib is a WINDOWS software for easy acquisition and evaluation of human exposure to mechanical vibrations.**

Dipl.-Ing. **Alejandro Nehring**, Nehring PC-Messtechnik, Dörth

### **Kurzfassung**

In diesem Beitrag wird die WINDOWS-Software NeVib zur Erfassung und Auswertung von Humanschwingungen beschrieben, die von Nehring PC-Messtechnik in enger Zusammenarbeit mit dem DLG-Testzentrum entwickelt wurde.

### **Abstract**

This paper describes the WINDOWS software NeVib for acquisition and evaluation of human exposure to mechanical vibrations, developed by Nehring PC-Messtechnik in close collaboration with the DLG Test Center.

### **1. Ablauf**

Die Humanschwingungen können entweder direkt in NeVib mit Messgeräten aufgenommen werden, oder anderweitig erfasste Messdaten können importiert werden. In der aufgenommenen Messung können mehrere Abschnitte als Arbeitsspiele oder Wiederholungsmessung markiert werden. Die Analyse liefert dann die normgerechten Ergebnisse für jeden Vibrationsmesspunkt und jeden Abschnitt. Danach können die Ergebnisse nach EXCEL exportiert werden.

### **2. Messdatenerfassung**

NeVib unterstützt zwei Vibrationsmesspunkte mit jeweils drei Achsen sowie bis zu vier Zusatzkanäle, z.B. für Drehzahl oder Leistungsaufnahme des Prüflings.

Es werden verschiedene Datenerfassungsgeräte unterstützt, z.B. USB-Messgeräte von Data Translation oder MGCPlus von HBM.

### 3. Import von Messdaten

Wenn Messungen bereits mit anderen Datenerfassungssystemen aufgenommen wurden, können Daten importiert werden.

### 4. Grafische Anzeigen

Von den gemessenen Schwingungen können die Rohsignale, die frequenzbewerteten Zeitsignale oder die Effektivwerte mit gleitendem Mittelwert grafisch angezeigt werden.

Von den Zusatzkanälen werden die Zeitsignale grafisch dargestellt.

Auch Zoom und Cursormessungen sind möglich.

### 5. Arbeitsspiele

In einer Messung können in der Grafik-Anzeige Arbeitsspiele, wie z.B. Leerlauf, Volllast oder Maximaldrehzahl sowie Wiederholungsmessungen markiert werden. Die weitere Auswertung geschieht dann getrennt nach den markierten Bereichen.

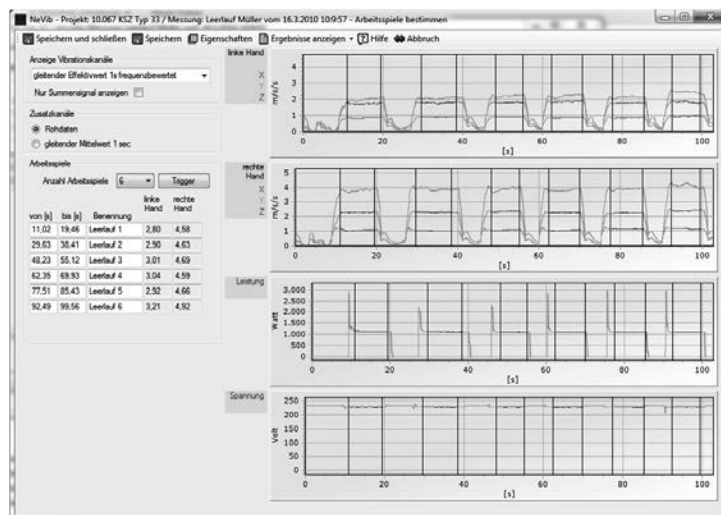


Bild 1: Vibrationsmessung mit mehreren markierten Wiederholungs-Leerlaufmessungen

## 6. Auswerteverfahren

### EN ISO 8041

Es werden folgende Frequenzbewertungen aus EN ISO 8041 unterstützt.

- Hand-Arm-Schwingungen (auf der Grundlage von ISO 5349-1, Bewertung  $w_h$ )
- Ganzkörper-Schwingungen (auf der Grundlage von ISO 2631-1, Bewertungen  $w_d$ ,  $w_k$ )
- Ganzkörper-Schwingungen in Schienenfahrzeugen (auf der Grundlage von ISO 2631-4, Bewertung  $w_b$ )
- Ganzkörper-Schwingungen in Gebäuden (auf der Grundlage von ISO 2631-2 Bewertung  $w_m$ )
- Niederfrequente Ganzkörper-Schwingungen, Kinetose (auf der Grundlage von ISO 2631-1, Bewertung  $w_i$ )

**linke Hand Aufnehmer G0114 gewichtete Effektivwerte und Maxima der bemessenen Beschleunigung [m/s²]**

Nr. Arbeitsspi	Bezeichnung	vor [s]	bis [s]	Dauer [s]	X	Y	Z	Summe	X <sub>max</sub>	Y <sub>max</sub>	Z <sub>max</sub>	SumMax	X <sub>Info</sub>	Y <sub>Info</sub>	Z <sub>Info</sub>
1	Leerlauf 1	11,02	19,46	8,4400	1,7460	2,0113	0,8905	2,7978	6,2915	6,6624	3,8049	7,6830	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"
2	Leerlauf 2	29,63	38,41	8,7800	1,7909	2,0800	0,9106	2,9011	6,3246	7,4212	3,5301	7,6530	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"
3	Leerlauf 3	48,23	55,12	6,8900	1,8127	2,2187	0,9194	3,0090	6,3784	7,0439	3,6860	8,1166	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"
4	Leerlauf 4	62,35	69,93	7,5800	1,8017	2,2200	0,8674	3,0411	7,0296	8,1479	3,4456	8,7496	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"
5	Leerlauf 5	77,81	86,43	7,6200	1,7799	2,1478	0,8840	2,9178	6,5469	6,6942	3,3704	7,5993	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"
6	Leerlauf 6	92,49	99,56	7,0700	1,8393	2,4586	0,9512	3,2144	7,1289	7,5911	3,3867	8,3742	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"

**rechte Hand (Schalter) Aufnehmer G0116 gewichtete Effektivwerte und Maxima der bemessenen Beschleunigung [m/s²]**

Nr. Arbeitsspi	Bezeichnung	vor [s]	bis [s]	Dauer [s]	X	Y	Z	Summe	X <sub>max</sub>	Y <sub>max</sub>	Z <sub>max</sub>	SumMax	X <sub>Info</sub>	Y <sub>Info</sub>	Z <sub>Info</sub>
1	Leerlauf 1	11,02	19,46	8,4400	2,3001	3,8119	1,0603	4,5766	6,8690	12,4425	4,2006	12,7297	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"
2	Leerlauf 2	29,63	38,41	8,7800	2,3045	3,8866	1,0240	4,6330	7,3281	13,0931	3,8713	13,5645	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"
3	Leerlauf 3	48,23	55,12	6,8900	2,3607	3,9043	1,0777	4,8880	7,3690	14,6436	3,8347	15,4282	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"
4	Leerlauf 4	62,35	69,93	7,5800	2,2840	3,8369	1,0589	4,5990	7,2785	14,5639	4,1912	15,3708	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"
5	Leerlauf 5	77,81	86,43	7,6200	2,2581	3,9062	1,1654	4,6593	7,3279	10,9925	4,2685	11,6560	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"
6	Leerlauf 6	92,49	99,56	7,0700	2,4096	4,1287	1,1727	4,9221	7,2102	16,5334	4,6380	16,3116	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"	"1 [m/s]"

**Leistung [Watt]**

Nr. Arbeitsspi	Bezeichnung	min	Mittel	max
1	Leerlauf 1	1124,27	1136,96	1162,90
2	Leerlauf 2	1106,14	1125,35	1145,51
3	Leerlauf 3	1102,11	1112,89	1121,15
4	Leerlauf 4	1100,28	1107,70	1114,56
5	Leerlauf 5	1098,27	1108,11	1116,76
6	Leerlauf 6	1102,48	1107,18	1112,56

**Spannung [Voll]**

Nr. Arbeitsspi	Bezeichnung	min	Mittel	max
1	Leerlauf 1	229,41	229,92	230,86
2	Leerlauf 2	229,19	229,50	231,96
3	Leerlauf 3	229,63	230,05	230,60
4	Leerlauf 4	229,41	229,85	230,40
5	Leerlauf 5	229,41	230,04	230,60
6	Leerlauf 6	229,65	230,09	230,40

Bild 2: ISO 8041-Ergebnisse der Wiederholungsmessungen

### Instationarität stoßhaltiger Ganzkörperschwingungen

Die Instationarität stoßhaltiger Ganzkörperschwingungen nach Mohr (nach DIN SPEC 45697) kann berechnet werden, sowie Exzess, Kurtosis, Formfaktor, erweiterte Effektivwerte und Schiefe.

NeVib - Projekt: 10.067 KS2 Typ 33 - Ergebnisse Instanalarität

Export nach Excel Hilfe Ende

**linke Hand Aufnehmer G0114 Instanalarität: bewertete Effektivwerte  $a_w$  und  $a_{w,env}$  in  $m/s^2$ , andere einheitenlos**

Nr.	Arbeitspaß	Bezeichnung	von [s]	bis [s]	Dauer [s]	$a_w$ X	$a_w$ Y	$a_w$ Z	IFw X	IFw Y	IFw Z	$a_{w,env}$ X	$a_{w,env}$ Y	$a_{w,env}$ Z
1	Leerlauf 1		11,02	19,48	8,4600	1,7460	2,0113	0,8545	1,15	1,13	1,18	2,0096	2,2814	0,9718
2	Leerlauf 2		29,63	38,41	8,7800	1,7889	2,0860	0,9106	1,16	1,13	1,17	2,0780	2,3873	1,0291
3	Leerlauf 3		48,23	56,12	6,8900	1,8127	2,2187	0,9194	1,16	1,12	1,17	2,1101	2,4792	1,0274
4	Leerlauf 4		62,35	68,93	7,5800	1,8817	2,2260	0,8674	1,14	1,11	1,18	2,1420	2,4726	0,9645
5	Leerlauf 5		77,51	85,43	7,9200	1,7799	2,1478	0,8548	1,12	1,10	1,17	2,0801	2,3620	0,9381
6	Leerlauf 6		92,49	99,56	7,0700	1,8393	2,4506	0,9512	1,17	1,11	1,17	2,1531	2,7172	1,0512

**rechte Hand (Schalter Aufnehmer G0116) Instanalarität: bewertete Effektivwerte  $a_w$  und  $a_{w,env}$  in  $m/s^2$ , andere einheitenlos**

Nr.	Arbeitspaß	Bezeichnung	von [s]	bis [s]	Dauer [s]	$a_w$ X	$a_w$ Y	$a_w$ Z	IFw X	IFw Y	IFw Z	$a_{w,env}$ X	$a_{w,env}$ Y	$a_{w,env}$ Z
1	Leerlauf 1		11,02	19,48	8,4600	2,3001	3,8119	1,0620	1,11	1,13	1,17	2,5560	4,3019	1,1965
2	Leerlauf 2		29,63	38,41	8,7800	2,3045	3,8886	1,0240	1,11	1,12	1,16	2,5884	4,3702	1,1514
3	Leerlauf 3		48,23	56,12	6,8900	2,3607	3,9043	1,0777	1,11	1,13	1,15	2,6304	4,4064	1,2163
4	Leerlauf 4		62,35	68,93	7,5800	2,2840	3,8369	1,0585	1,11	1,15	1,10	2,5362	4,3971	1,2130
5	Leerlauf 5		77,51	85,43	7,9200	2,2581	3,9053	1,1584	1,12	1,10	1,15	2,5854	4,2961	1,2820
6	Leerlauf 6		92,49	99,56	7,0700	2,4094	4,1387	1,1727	1,11	1,15	1,16	2,6636	4,7291	1,3433

Bild 3: Instanalaritäts-Ergebnisse der Wiederholungsmessungen

## Spektralanalysen

Für jeden der markierten Bereiche kann ein Leistungsspektrum in verschiedenen spektralen Auflösungen berechnet werden.

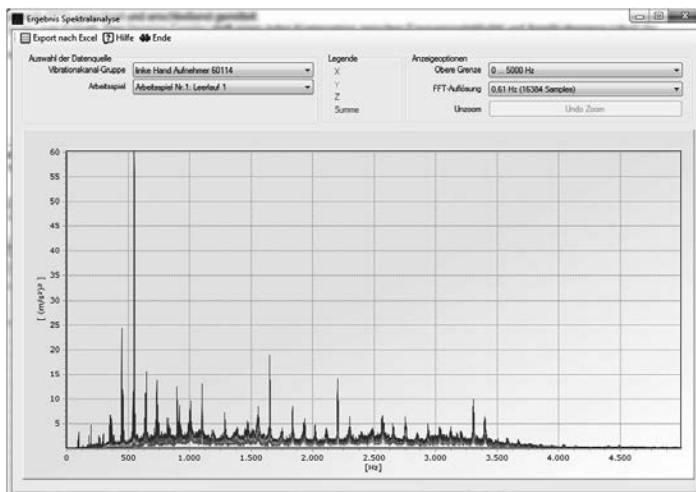


Bild 4: Spektralanalyse

## 7. Verifizierung

Zur Verifizierung der Einhaltung der Norm wird ein Beispielprojekt mit den in EN ISO 8041 beschriebenen Testsignalen mitgeliefert. Die Ergebnisse der Analyse dieser Testsignale sind in der Norm ebenfalls enthalten und können mit den von NeVib berechneten Ergebnissen verglichen werden. Ein EXCEL-Sheet, in dem die Ergebnisse verglichen wurden, ist verfügbar.



## 8. Filterung

Bei einigen Messungen, wie z.B. bei Kettensägen, ist es schwierig, die in den Richtlinien vorgeschriebenen Drehzahlbereiche einzuhalten. Daher kann NeVib angewiesen werden, nur Messwerte in die Auswertung einzubeziehen, bei denen z.B. die Drehzahl zwischen 8100 und 8300 U/Min liegt. Alle anderen Bereiche einer Messung werden dann ignoriert.

## 9. Export nach EXCEL

Die Ergebnisse der Auswertungen können nach EXCEL exportiert werden. Dabei können neben den mitgelieferten EXCEL-Vorlagen auch eigene, benutzerdefinierte Vorlagen verwendet werden.

## 10. Kontakt

Nehring PC-Messtechnik  
Dipl.-Ing Alejandro Nehring  
Hauptstr. 18  
D-56281 Dörth  
Tel 06747 6967  
EMail [info@a-nehring.de](mailto:info@a-nehring.de)  
Web [www.a-nehring.de](http://www.a-nehring.de)



# Influence of polymer viscoelasticity on vibration isolation of polyurethane flexible foams in automotive seating

**Jan Vandenbroeck, Mark Brennan**, Global Research,  
Huntsman Polyurethanes, Belgium

## Abstract

Polyurethane is one of the leading cushioning materials utilised in car seating. Comfort of seats is one of the major factors of car performance that helps consumers differentiate between vehicles within a similar class. The car seat has also a vital role to ensure passenger safety by providing adequate postural support.

Most foam properties specified by design engineers are based on static tests, while driving a car they experience dynamic behaviour. Therefore, the dynamic properties of foams are of greater importance to comfort. Vibration frequencies, extent of deformation, time and temperature will all influence this behaviour.

This paper studies the influence of the polymer on static and dynamic behaviour of these foams. In-house developed characterization and computational modelling techniques are used to determine the viscoelastic behaviour of the polymer. These are combined with higher level material models describing the micro- and macro-structure of a foam, and they provide insights on how they influence vibration isolation and comfort behaviour in automotive seating.

## Introduction

Flexible polyurethane foam is formed from the reaction of high molecular weight flexible polyols and water with poly-isocyanates including different variants of methylene diphenyl diisocyanate (MDI) and toluene diisocyanate (TDI), Fig. 1. These reactions form a cellular microstructure consisting of two interlinked polymers:

- a urethane polymer formed by the reaction of the isocyanate and a polyol that behaves like a soft phase giving the foam its flexibility, strength and vibration damping properties;
- and a urea polymer formed from the reaction of the isocyanate with water. This reaction provides the blowing agent, through  $\text{CO}_2$ , to form the cellular microstructure and urea groups that phase separate into hard segments and contribute to the load bearing properties of the foam [1].



Fig. 1: 4,4'-methylene diphenyl diisocyanate (left) and toluene-2,4-diisocyanate (right) the two main isomers of MDI and TDI respectively

The cellular microstructure of flexible foams can be characterised by the porosity (foam density), cell size distribution and for open cell foams the degree of cell window opening [2]. Although MDI and TDI based foams often have different foam microstructures, see Fig. 2, it is often possible for both types of foams to have a similar microstructure via formulation. However, for vibration damping properties the polymer that makes up the skeleton of the foam microstructure is of greater significance.

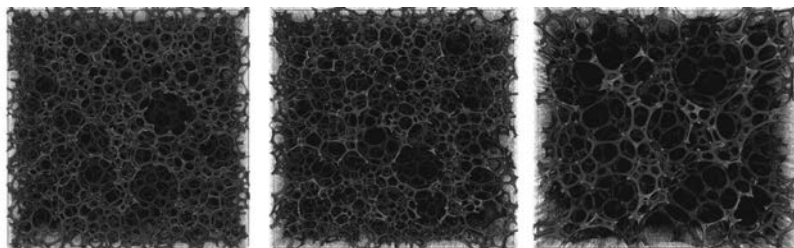


Fig. 2: 3D reconstruction of X-ray tomography data of three polyurethane flexible foams microstructures, namely, a high resilient MDI based foam (left), a high damping MDI based foam (middle) and a TDI based foam (right)

The dynamic mechanical properties of the polymer in the foam are mainly governed by a nano-sized phase separated structure consisting of polyurethane rich soft phase and polyurea rich hard phase formed during the reaction process, Fig. 3. These phases respond somewhat independently to temperature and frequency and their morphology can be controlled by the formulation parameters, the miscibility of the raw materials and in particular the choice of poly-isocyanate and polyol [3].

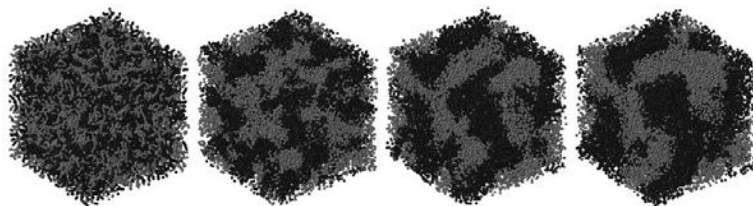


Fig. 3: Molecular dynamics simulation of the evolution of phase separation in a polyurethane reaction, light grey indicating poly-urea rich hard phase and dark grey indicating polyurethane rich soft phase

MDI and TDI based flexible foams will have different phase separated polymer nanostructures due to the different polymer backbone of the MDI and TDI based foams, the different reactivity of MDI and TDI and the miscibility between MDI and TDI with their respective flexible polyols.

Although MDI and TDI based foams often have different or similar foam microstructures, due to their different chemistry, it is never possible for them to have the same phase separated polymer nanostructure and hence the same dynamic mechanical properties over all frequencies and temperatures.

This paper with present characterisation methods to study the differences in polymer dynamic mechanical properties (DMA) for different polyurethane foams with similar static mechanical properties. It will also apply the material properties obtained from DMA in finite element analysis (FEA) to study the effects different polymers have in foam seats undergoing typical accelerations experienced by passengers during cornering.

### Dynamic Mechanical Analysis of Polyurethane Flexible Foams

Dynamic mechanical analysis is a common characterisation technique used by polymer physicists and chemists to compare and characterise different polymers, in particular for studying the viscoelastic or dynamic behaviour. A sinusoidal stress is applied and the strain in the material is measured. This allows one to determine the complex modulus consisting of an in-phase component called the storage modulus and an out-of-phase component called the loss modulus. The storage modulus measures the ability of the material to store energy, like an elastic spring and the loss modulus indicates its ability to dissipate or damp energy, like a viscous damper [4].

The temperature of the sample and/or the frequency of the stress are often varied, leading to variations in the storage and loss modulus. From this the glass transition temperature of the material can be determined, i.e., the temperature above which the material will behave rubbery instead of glassy. Often these transitions can be linked with different molecular motions in the polymer.

In Fig. 4 the results of a DMA measurement are shown for a high resilient MDI based foam and a high damping MDI based foam. The storage modulus of both foams are plotted versus temperature for a small harmonic deformation of 1 Hz. A peak in the  $\tan \delta$  can be observed at  $-50^{\circ}\text{C}$  for the high resilient foam and this indicates the glass to rubbery transition temperature,  $T_g$ , which is assigned to the beginning of molecular motion in the soft phase of the polyurethane polymer.

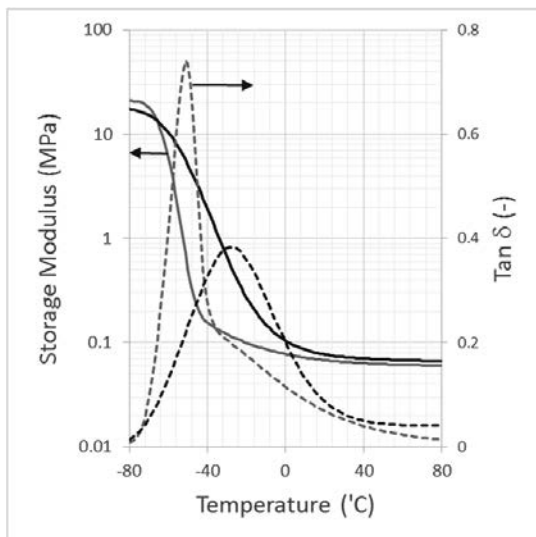


Fig. 4: Dynamic mechanical analysis showing the storage modulus and the  $\tan \delta$  of a high resilient foam (grey) and a high damping foam (black)

Polyurethane formulators can influence, to some the degree, glass transition temperature of the soft phase and also plateau modulus of the hard phase. In Fig. 4 the effect of increasing

the  $T_g$  of the soft phase and broadening of the temperature range of the transition is shown. This results in a high damping foam and can be done by reformulating with a different flexible polyol with different molecular weight, reactivity and/or miscibility with MDI. The overall hardness can also be influenced by the type and amount of MDI in the formulation.

The polymer mechanical properties are also influenced by frequency and in Fig. 5 it is shown how the storage modulus and  $\tan \delta$  are influenced by increasing the frequency from 1 Hz to 20 Hz. The polymer in the foam becomes stiffer with increasing frequency and the glass transition also increases. The temperature range over which the material is viscoelastic also changes with changing frequency.

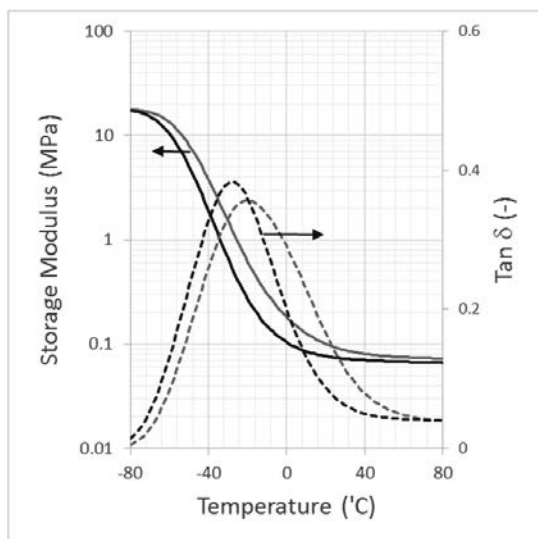


Fig. 5: Dynamic mechanical analysis showing the influence of frequency, 1 Hz (black) and 20 Hz (grey) on the storage modulus and the  $\tan \delta$  of an MDI based foam

To study foam materials in real dynamic applications, the full frequency dependence of the polymer in the foam is required. Typically dynamic mechanical laboratory equipment has an upper limit of about 100 Hz, so very high frequencies are not accessible. However, exploiting the observation that the temperature and frequency dependence of polymers is related, the time-temperature superposition principle can be applied to obtain the full frequency depend-

ence of foam materials in the linear viscoelastic range. In Fig. 6, the fundamental linear viscoelastic material function, the relaxation modulus, is plotted for two MDI based foams and one TDI based foam. The function is obtained by performing DMA measurements at different temperatures and frequencies and combining them using the time temperature superposition principle [4]. The relaxation modulus is the ratio of the stress over time after the application of a small instantaneous strain (deformation).

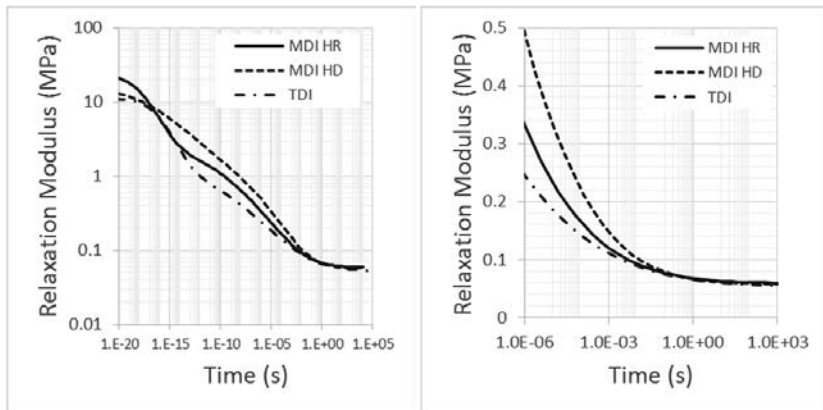


Fig. 6: Relaxation modulus at room temperature for two MDI based foams and a TDI based foam

The relaxation modulus provides a mechanical fingerprint of the polymer in the foam and can be used to compare linear viscoelastic properties of different foams, especially at higher frequencies. The relaxation modulus of two different MDI based foams and a TDI based foam are compared in Fig. 6. Each foam has similar static material, for example, the same compression hardness at 40% compression. However, at short times (high frequencies) both MDI foams are stiffer and they dampen over a wider range of frequencies. The stress relaxation profiles of each foam are all different and will all respond differently to excitation at different frequencies and temperatures. These material properties, obtained from DMA, can be used in Finite Element Analysis (FEA) to study the dynamic mechanical effects of the polymer in the foam of a seat pad.



### Finite Element Analysis of Free Vibrating Mass

When entering a bend with a car, a driver or passenger will experience a sudden lateral acceleration. The degree of the acceleration will depend on the cornering speed of the car and radius of the bend. To show the influence of the polymer material properties in foam seats a simplified finite element analysis model of this process will be studied. The model, Fig. 7, consists of a rigid mass placed on a foam pad. To simulate entering a bend, an instantaneous lateral force is applied which depends on the radius of the bend and the speed of the car. The g-force is defined as the ratio of lateral acceleration to standard gravity  $g$ . For example, a driver will experience 0.1 g travelling at 20 km/hr through a bend of radius 30 m or travelling at 60 km/hr through a bend of radius 270 m.

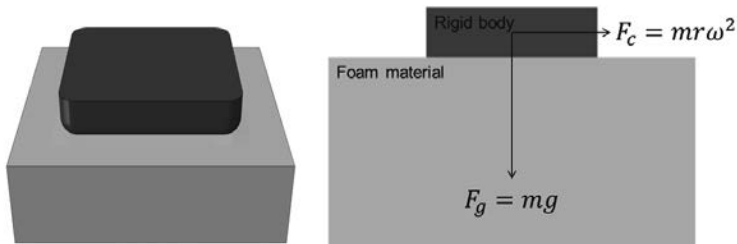


Fig. 7: Finite element model of a mass on a foam pad (left) and forces applied to the model to simulate the forces experience while cornering in a car (right)

The material model used in the model for the foam materials is a combination of a non-linear spring describing the long term or static behaviour of the foam and a generalised Maxwell model to describe the viscoelasticity of the foam, Fig. 8. The non-linear spring behaviour can be related to the microstructure of the foam and the generalised Maxwell model to the linear viscoelastic behaviour of the polymer in the foam.

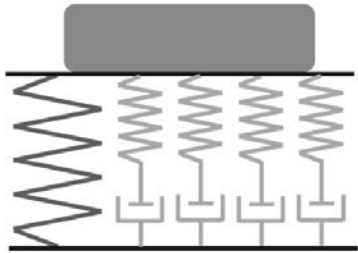


Fig. 8: Mechanical equivalent model of foam material used in finite element analysis

The non-linear static mechanical stress strain relationship, long term non-linear elasticity, of the foam is determined by a compression test performed at low speed, for example, a fourth compression cycle of a 5 cm x 5 cm sample at a compression speed of 10 cm/min. The results of three foams with similar non-linear behaviour is shown in Fig. 9. The elastic constants and relaxation times for the viscoelastic model are determined from the relaxation modulus of the foam as shown in Fig. 6 above.

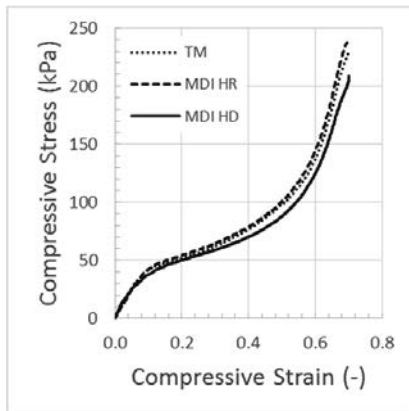


Fig. 9: Stress strain relationship of two MDI based flexible foams and a TDI based flexible foam

Applying an instantaneous lateral force to a rigid mass that is already loaded in the vertical direction will cause the mass to move laterally. The mass will be accelerated beyond its equilibrium position and then elasticity of the foam material will attempt to restore the foam to its

equilibrium position, see Fig. 10. The foam will then oscillate around this equilibrium until the damping characteristics of the foam dampen the vibrations.

Foams with higher elasticity, in the frequency range of interest, will have smaller initial amplitude of the vibrations and foams with more damping in correct frequency range with dampen the oscillations faster. In Fig. 11 a higher damping foam is compared with a higher resilient foam in for a 0.1 g lateral acceleration. Whether a particular foam has better damping for a given frequency range will depend its temperature but also its time dependent elasticity and geometrical factors of the seat pad.

The rolling angle, defined here as the angle the rigid mass makes with the foam during the application of the lateral acceleration is also shown in Fig. 11. Rolling stability for the rigid mass is better lateral vibrations and the rolling angle are dampen quickly.

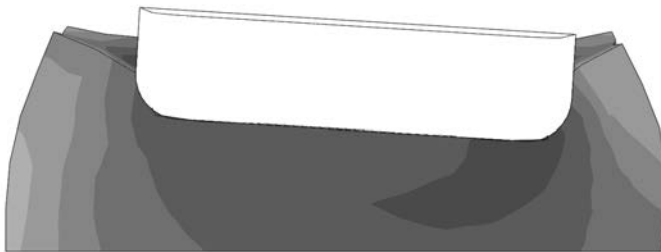


Fig. 10: The equilibrium position of a rigid mass after application of an instantaneous 0.2 g lateral acceleration

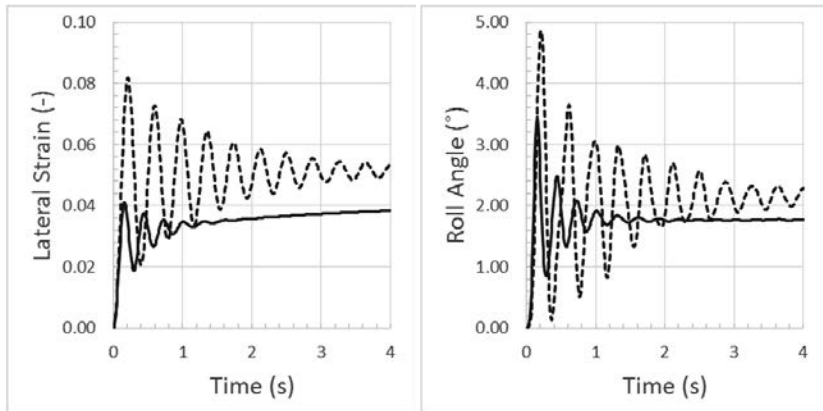


Fig. 11: Comparison of the lateral strain and rolling angle (at the centre of gravity of the rigid boy) for foams with viscoelastic properties after applying a 0.1 g lateral acceleration

Increasing the lateral acceleration corresponds to entering a sharper corner or travelling faster in the same corner. In Fig. 12 the equilibrium position of different accelerations are compared.



Fig. 12: The equilibrium position of the rigid mass experiencing 0.1 g (left), 0.2 g (right) and 0.3 g (right) lateral accelerations

As the acceleration is increased, the rolling stability of the rigid mass is reduced, Fig. 13. The lateral movements increase, the rolling angles are bigger and the final equilibrium position is further from the initial point.

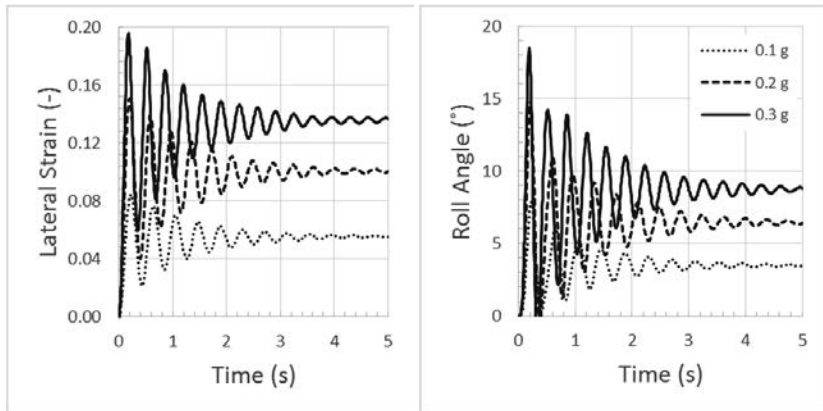


Fig. 13: The influence of increasing lateral acceleration on the rolling stability of the rigid body on a foam cushion

So far we have shown that with the rolling stability can be influence by the environment conditions, for example, temperature, and the degree of acceleration. The rolling stability can also be influence by the polymer in the foam microstructure. Two cases are studied with finite element analysis below. The first case, Fig. 14 shows how rolling stability is affected for at small deformations, i.e., the linear viscoelastic regime. It tries to represent the effect of the polymer alone on the rolling stability.

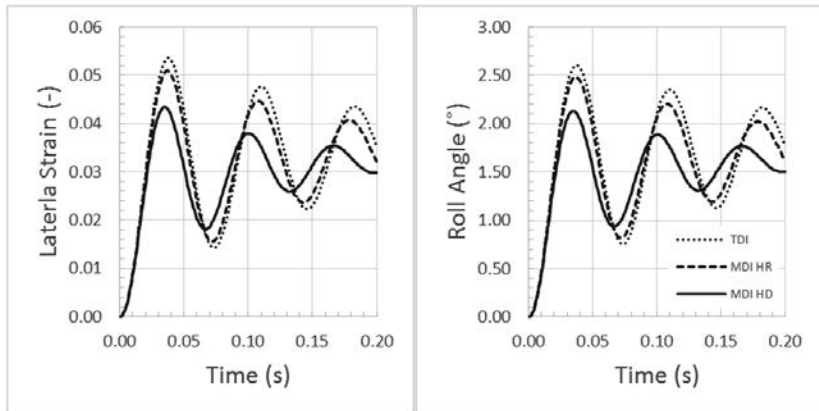


Fig. 14: The influence of three different polymers in the foam cushion on the rolling stability during for a small vertical load experiencing a small lateral acceleration

The second case, Fig. 15, combines non-linear material and geometry effects with the linear viscoelastic properties of TDI and two MDI based foams, namely, a high resilient and high damping foam. The foams are initial loaded so that the rigid body is indented 40% into the foam cushion. Then an instantaneous 0.2 g lateral acceleration is applied. The lateral acceleration and rolling angles are dampen differently for each foam as each polymer in the foam has different viscoelastic properties for this temperature and frequency range.

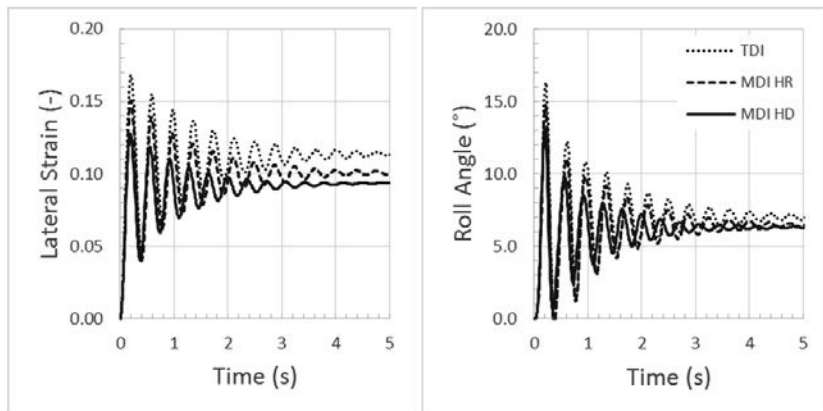


Fig. 15: The influence of three different polymers in the foam cushion on the rolling stability during 0.2 g lateral acceleration

## Conclusions

The differences in dynamic properties and rolling stability of foam can be associated with the polymer viscoelastic properties in the foam, for example, MDI and TDI based foams. Dynamic mechanical analysis can be used to characterise these material differences. The foam relaxation modulus provides a fingerprint of the dynamic mechanical properties of the polymer in the foam.

The MDI based foams studied tended to be stiffer and dampen over a wider range of higher frequencies. Finite element analysis can be used to link these polymer differences to real applications, for example, how different foams would behave when experiencing a sudden lateral acceleration typical of entering a car cornering.

## References and Further Reading

- [1] Randall, D. and Lee, S.: The Polyurethanes Handbook. London: Wiley 2002
- [2] Montminy, M.D, Tannenbaum A.R. and Macosko, C.W.: The 3D structure of real polymer foams. *Journal of Colloid and Interface Science* 280 (2004) 202–211
- [3] Lee, S.T. and Ramesh, N.S.: *Polymeric Foams: Mechanisms and Materials*. Boca Raton: CRC Press 2004
- [4] Macosko, C.W.: *Rheology: Principles, Measurements, and Applications*. New York: Wiley-VCH 1994





## Entwicklung eines Kinder-Mensch-Modells für Schwingungsmessungen

### Development of a Children-Dummy-Modell for Vibration Measurements

Dr.-Ing. **Frank Gillmeister**, IGI Ingenieurbüro Gillmeister, Dortmund

#### Kurzfassung

Entscheidend für das Anwenden von Mensch-Modellen anstatt realer Versuchspersonen bei Schwingungsmessungen ist, dass das dynamische Verhalten der Modelle und der Personen ähnlich ist und somit die zu erwartende Abweichung möglichst gering ausfällt. Für Kinder, d.h. in einem Gewichtsbereich zwischen 15 kg und 30 kg, sind kaum Informationen über das dynamische Verhalten vorhanden und es ist auch kein verifiziertes Modell bekannt. Dabei ist gerade hier die Substitution von Versuchspersonen durch sogenannte Schwingungsdummies aus Schutz- und Gesundheitsgründen sowie zur Verringerung der Messabweichung sinnvoll.

Zunächst wird ein Schwingungsprüfstand zur Ermittlung der mechanischen Impedanz in z-Richtung, d.h. des dynamischen Widerstandverhaltens bei Schwingungsanregung senkrecht zur Horizontalen für Kinder im Alter von 3 bis 6 Jahren und einem Gewicht von bis zu 25 kg in einem Frequenzbereich von 1 bis 20 Hz aufgebaut. Die Messungen geben die Grundlage zum Aufbau eines Schwingungsmodells für zwei Gewichtsklassen. Die gebauten Kinder-Schwingungsdummies erfüllen die vorgegebenen Kriterien der Nachbildung des dynamischen Verhaltens innerhalb der gesteckten Tolleranzen. Neben der Massenidentität wird im Frequenzbereich von 1 bis 20 Hz der Verlauf der mechanischen Impedanz von der Sollkurve innerhalb einer Toleranz von 3 dB eingehalten.

Die vorgestellten Kinder-Schwingungsdummies für 12,5 und 25 kg sind weitestgehend in der Lage, die Versuchsperson "Kind" für Vergleichsmessungen innerhalb einer Messreihe zu ersetzen. Schwingungsmessungen müssen somit nicht zu Lasten der Kinder gehen, und dennoch lassen sich Konstruktionen zur Minderung von eingeleiteten mechanischen Schwingungen bei sitzenden Kindern überprüfen und weiterentwickeln.

## 1. Einleitung

Für sitzende Kinder in einem Gewichtsbereich zwischen 10 kg und 30 kg sind kaum Informationen über das dynamische Verhalten als Ersatzschwingungsmodell in z-Richtung vorhanden. Dabei wäre gerade hier das Ersetzen von Versuchspersonen durch sogenannte Schwingungsdummies aus Schutzgründen und zur Verringerung der Messabweichung sinnvoll. Für das Anwenden von Mensch-Modellen bei Schwingungsmessungen ist dabei ausschlaggebend, dass das dynamische Verhalten der Modelle in dem relevanten Frequenzbereich nur gering von dem realen System abweicht.

Im Rahmen eines Projektes soll der Auftraggeber bei der Entwicklung eines schwingungsgeminderten Transportsystems von Kindern unterstützt werden. Neben den Randbedingungen seitens der Fahrbahn, des Fahrwerks, der Sitzaufhängung und des Sitzes beeinflusst der Insasse durch Größe, Gewicht und Haltung wesentlich das gesamte dynamische System.

Auch ist zu beachten, dass bei experimentellen Untersuchungen mit Kindern neben den erwähnten o. a. Schutzgründen auch die Messwertstreuung durch Haltung, Konzentration, Wachstum usw. bei Variantenuntersuchungen beeinflusst wird.

Daraus ergibt sich folgende Aufgabenstellung:

- Bau eines Messsitzes zur Ermittlung der Ganzkörperimpedanz in z-Richtung auf dem Schwingungssimulator und Integration in einem Schwingungsprüfstand.
- Durchführung von Messungen zur Ermittlung der Ganzkörperimpedanz in z-Richtung mit Kindern.
- Analyse der Ergebnisse und Ermittlung der Parameter für ein Schwingungsmodell.
- Konzeption und Fertigung eines bzw. zweier Schwingungsdummies.
- Abschließende Validierung am Schwingungsprüfstand.

Im Zusammenhang mit dem System des sitzenden Menschen ist das Verhalten des Eingangs, d.h. der Sitzfläche, von besonderem Interesse. Weg, Geschwindigkeit bzw. Beschleunigung und Kraft werden hierbei am selben Punkt betrachtet. Ermittelt wird an der Schnittstelle aus messtechnischen Gründen die dynamische Masse, d.h. die eingeleitete Kraft im Verhältnis zur Beschleunigung. Durch Integrieren der Beschleunigung im Frequenzbereich unter Berücksichtigung des Phasenganges der beiden Messgrößen erhält man die mechanische Impedanz. Darüber hinaus muss die Masse der als steif zu betrachtenden Messeinrichtung berücksichtigt werden.

## 2. Messungen zur Ermittlung der mechanischen Impedanz

Der Aufbau des Schwingungsprüfstandes unterliegt folgendem Anforderungsprofil:

- Geeignet für Kinder im Alter zwischen 3 und 6 Jahren und einer Masse zwischen 10 und 25 kg sowie den Schwingungsdummies
- Sitzneigung und Anordnung der Sitzlehne gemäß der realen Situation
- Anregung und Messung im relevanten Frequenzbereich zwischen 1 und 20 Hz
- Anregungsstärke im nicht gesundheitsschädlichen Bereich

Die Anforderungen aus der Aufgabenstellung an den Sitz des Schwingungsprüfstandes sind im Bild 1 dargestellt.

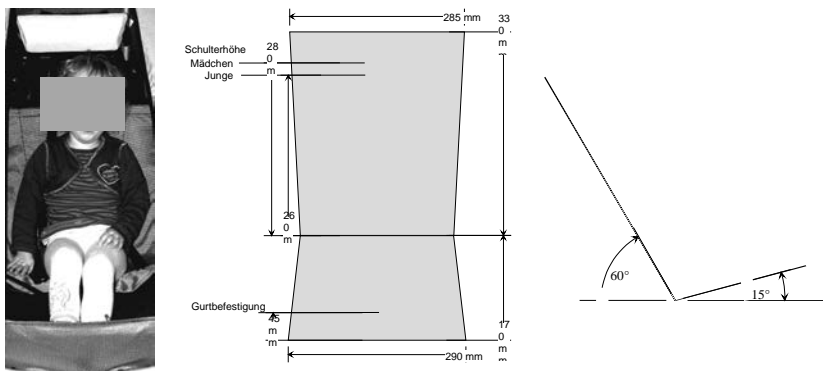


Bild 1: Sitzsituation, Sitzfläche und Sitzneigung im Realsystem

Der aufgebaute Schwingungsprüfstand wird in Bild 2 gezeigt.

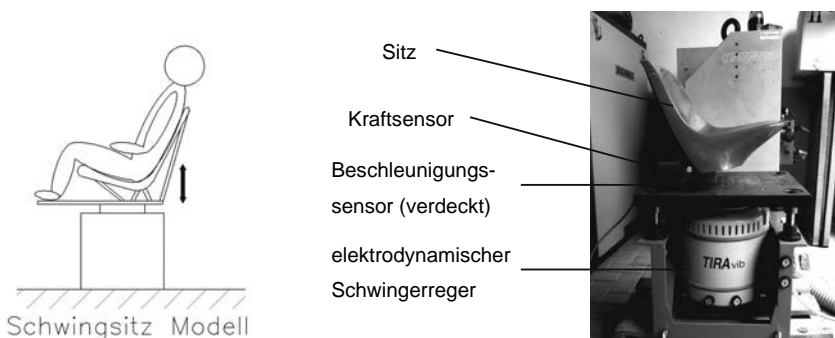


Bild 2: Schwingungsprüfstand zur Messung der dynamischen Masse in z-Richtung

Es wurden fünf Versuchspersonen im Alter zwischen 3 und 6 Jahren mit einer Körpergröße von 1,04 m bis 1,21 m und einer Masse von 13,6 kg bis 21,4 kg zur Ermittlung der mechanischen Impedanz herangezogen (Bild 3). Zur "Steigerung der Mitmachmotivation" konnten die Probanden während der Messungen ein Kindervideo sehen.



Bild 3: Probandenübersicht (Auswahl)

### 3. Ergebnisse der Messungen zur Ermittlung der mechanischen Impedanz

Die Messungen zeigen eine gute Proportionalität mit der Masse der Probanden. Der Masseeinfluss ist deutlich erkennbar und ohne Widerspruch (Bild 4). Die Messergebnisse lassen erkennen, dass das dynamische Verhalten erwartungsgemäß im wesentlichen in dem betrachteten Frequenzbereich durch eine Masse bestimmt wird (Rumpf).

Aus den Impedanzverläufen lassen sich nun quantitativ die Werte für die Parameter eines Einmassenschwingers ermitteln. Hierzu wird in der folgenden Grafiken (Bild 5) die zu dem Probanden 1 zugehörigen Werte der beschreibenden Parameter beispielhaft eingetragen.

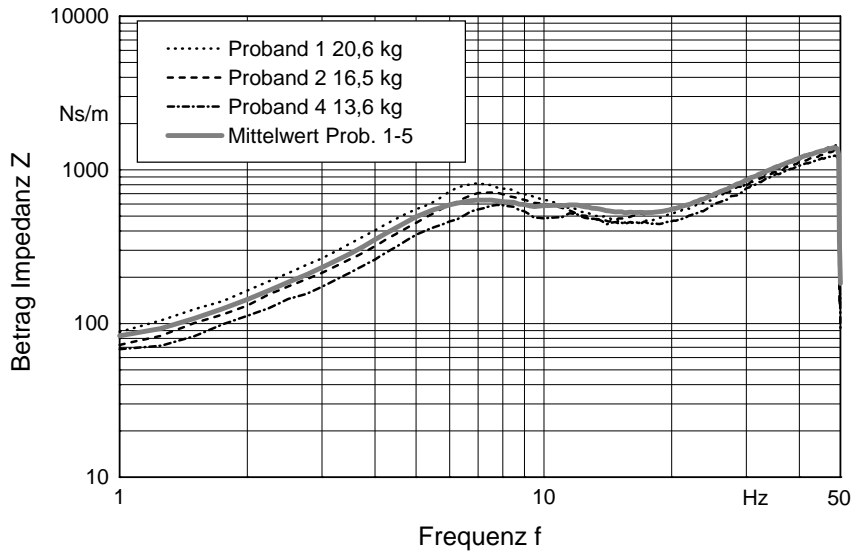


Bild 4: Impedanz in z-Richtung für eine Auswahl und den Mittelwert aller Probanden

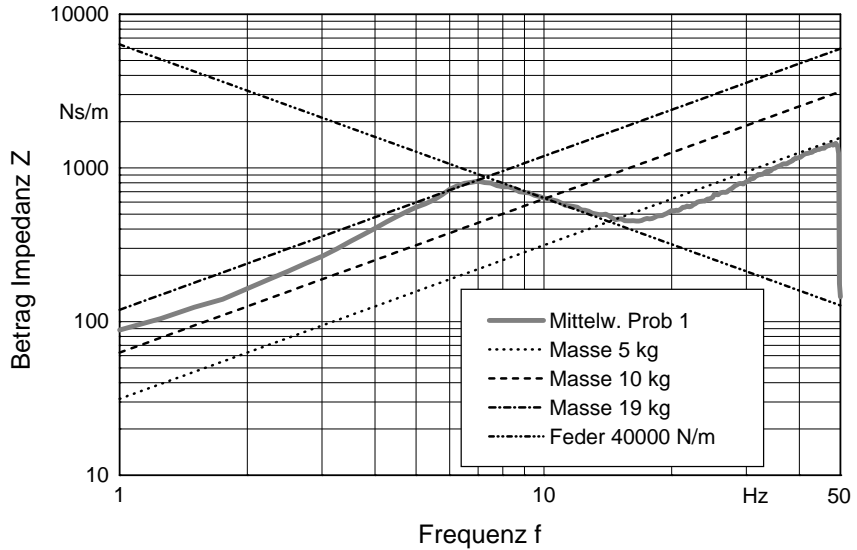


Bild 5: Impedanz Proband 1 mit beschreibenden Parametern

Tabelle 1: Beschreibung der Probanden und Modellparameter (Auswahl)

Person Nr.	Masse [kg]	Größe [m]	Alter [Jahre/ Monate]	Geschlecht	Modell Masse [kg]	Modell Federst. [N/m]	Modell Dämpfung [Ns/m]
1	20,6	1,21	6/2	m	19	40000	800
2	16,5	1,05	3/5	m	16	36000	700
4	13,6	1,04	4/1	w	13	30000	600

Somit ergeben sich folgende Zusammenhänge:

- Das Modell des Schwingungsdummies kann annähernd mit einem Einmassensystem im betrachteten Frequenzbereich zwischen 1 Hz und 20 Hz beschrieben werden.
- Der Wert der Masse des Modells ist proportional zur Masse der Person.
- Der Wert der Federsteifigkeit steigt mit der Masse der Person.
- Der Wert der Dämpfung steigt mit der Masse der Person.
- Die beschreibende Frequenz des Einmassensystems sinkt mit steigender Masse.

#### 4. Konzeption und Fertigung eines Kinder-Schwingungsdummies

Für die Zielsetzung der späteren Untersuchungen soll der Fokus auf zwei Modellvarianten gerichtet werden. Der Kinder-Schwingungsdummy soll:

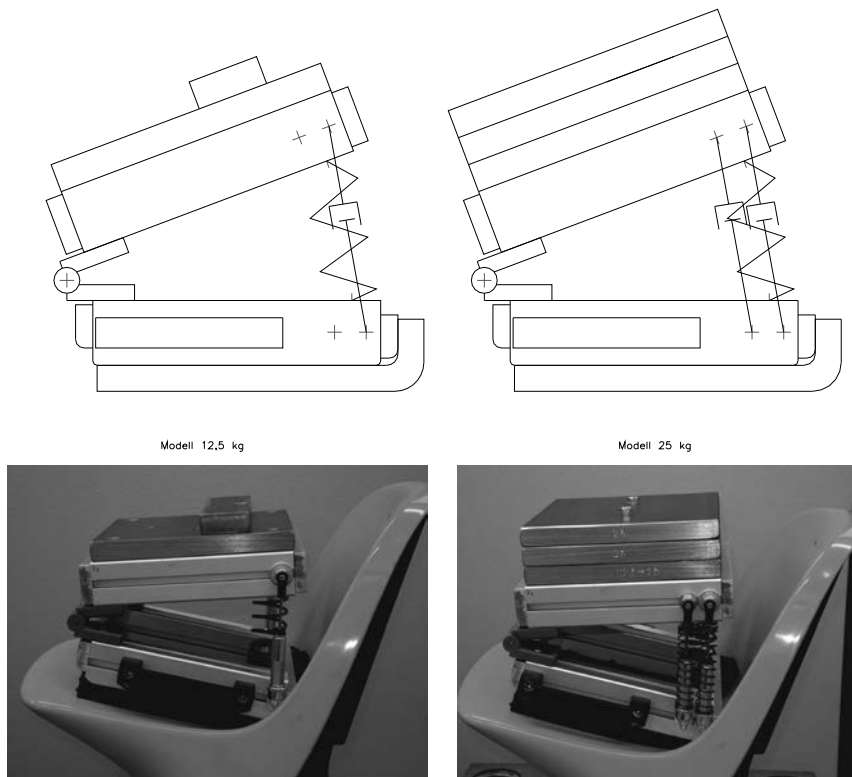
- Für eine Masse von 12,5 kg und 25 kg ausgelegt werden und massenidentisch sein.
- Das Modell muss transportabel und einfach umrüstbar sein.
- Das Modell darf keinerlei eigenes Mess- und Regelequipment erfordern.
- Das Modell muss langzeitstabil sein.

Schon in früheren Untersuchungen hat sich ein Modell auf Funktionsbasis eines Klappscharnieres als tauglich erwiesen [1]. Dieses Prinzip wird nun für die entsprechenden Massen angepasst und aufgebaut.

Das Grundmodell mit einer Masse von 12,5 kg wird durch folgende Bauelemente zum 25 kg Modell erweitert:

- Demontage der leichten Stahlplatte
- Montage eines weiteren Dämpferpaares
- Montage einer weiteren zentralen Feder
- Montage zweier weiterer schweren Stahlplatten

Eine schematische Darstellung und die realen Kinder-Schwingungsdummies sind in Bild 6 dargestellt.



Modell 12,5 kg

Modell 25 kg

Bild 6: Kinder-Schwingungsdummy für 12,5 kg und 25 kg

## 5. Validierung des Kinder-Schwingungsdummies am Schwingungsprüfstand

Der Nachweis der Funktionsfähigkeit und Einsetzbarkeit des Kinder-Schwingungsdummies erfolgt wie bei der Ermittlung der mechanischen Impedanz am Schwingungsprüfstand. Neben der Massenidentität wird im Frequenzbereich von 1 Hz bis 20 Hz der Verlauf der Impedanz von der Sollkurve (Geraden der Masse und der Federsteifigkeit bzw. Wert der Dämpfung) für beide Modelle von 12,5 kg und 25 kg weitestgehend innerhalb einer Toleranz von 3 dB eingehalten (Bild 7 und 8).

Hierbei ist zu berücksichtigen, dass auch die Stichproben der Probanden nur einen annähernden Hinweis auf den Verlauf der mechanischen Impedanz lieferten. Haltungsänderungen der Probanden können weitere Abweichungen hervorrufen.

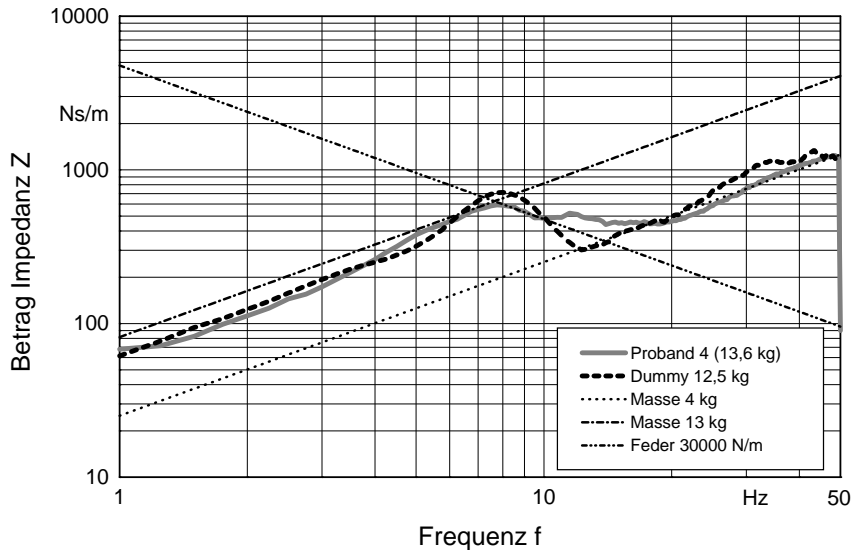


Bild 7: Impedanz Modell 12,5 kg und Proband 4 (13,6 kg)

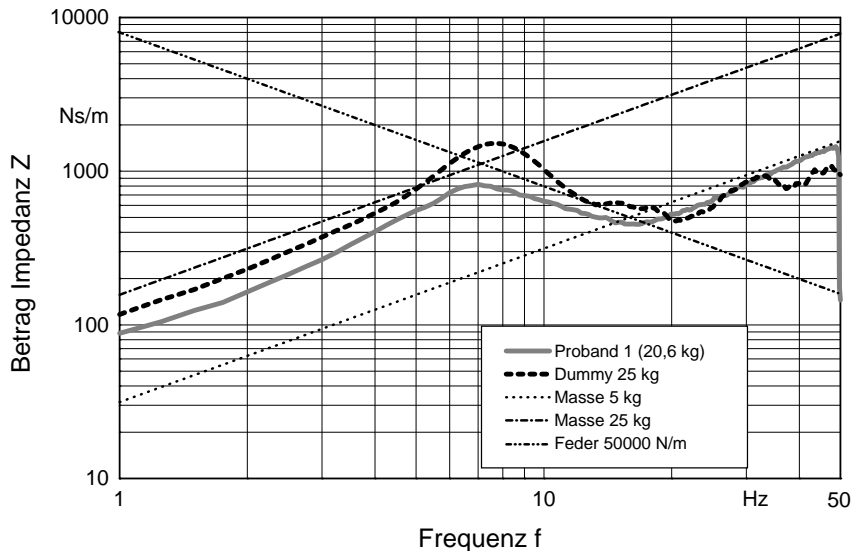


Bild 8: Impedanz Modell 25 kg und Proband 1 (20,6 kg)



## 6. Zusammenfassung

Die hier vorgestellten Kinder-Schwingungsdummies werden weitestgehend in der Lage sein, die Versuchsperson "Kind" für Vergleichsmessungen innerhalb einer Messreihe zu ersetzen. Nicht alle Randbedingungen konnten innerhalb dieser Untersuchung hinsichtlich ihres Einsatzbereiches und der Grenzen ermittelt werden. Doch für den "normalen" Einsatz mit harmonischer Anregung konnte die Funktionsfähigkeit des Modells aufgezeigt werden.

Entscheidend für das Anwenden von Mensch-Modellen anstatt realer Versuchspersonen bei Schwingungsmessungen ist, dass das dynamische Verhalten der Modelle und der Personen ähnlich ist und somit die zu erwartende Abweichung möglichst gering ausfällt. Für das Nachbilden erwachsener sitzender Menschen gibt es verschiedene Modelle für die Gewichtsbe-  
reiche 55 kg, 75 kg und 98 kg. Als Mangel ist hierbei jedoch teilweise die deutliche Abweichung der Massenidentität zu erwähnen, welche einen Einsatz in realen Systemen gegebenenfalls ausschließt.

Beide Kinder-Schwingungsdummies erfüllen die vorgegebenen Kriterien der Nachbildung des dynamischen Verhaltens innerhalb der gesteckten Toleranzen für den angedachten Einsatz. Neben der Massenidentität wird im relevanten Frequenzbereich der Verlauf der mechanischen Impedanz innerhalb der Toleranz eingehalten.

Die vorgestellten Kinder-Schwingungsdummies für 12,5 und 25 kg sind weitestgehend in der Lage, die Versuchsperson "Kind" für Vergleichsmessungen innerhalb einer Messreihe zu ersetzen. Schwingungsmessungen müssen somit nicht zu Lasten der Kinder gehen, und dennoch lassen sich Konstruktionen zur Minderung von eingeleiteten mechanischen Schwingungen bei sitzenden Kindern überprüfen und weiterentwickeln.

## Literatur

- [1] S. Riedel: Erprobung neuentwickelter Schwingungsmodelle des sitzenden Menschen mittels Round-Robin-Test, BAuA Forschungsbericht Fb1029, Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, 2004



## **Probleme bei der Beurteilung von einzelnen Stößen, die auf das Hand-Arm-System des Menschen bei der Arbeit mit mechanisierten und nicht mechanisierten Werkzeugen einwirken**

## **Problems with the evaluation of single shocks affecting the human hand-arm system while working with mechanized and non-mechanized tools**

Dr.-Ing. **Thomas Schenk**, KSZ Ingenieurbüro GmbH, Berlin

### **Abstract**

Single shocks are a special type of hand-arm vibration while working with mechanized (e.g. nailers, bolt guns) or non-mechanized (axes, hammers) tools. Until now there are no confirmed information about subjective and biological or health effects. Some experts assume that single shocks as well as shock like vibration have more adverse health effects than regular hand-arm vibration.

There are a lot of metrological problems especially with regard to the measurement transducer and the measurement equipment. It is not clear which measurement parameters are sufficient to describe the potential health effect of single shocks.

Furthermore there are a lot of different terms describing the kind of vibration under investigation (single shocks, repetitive shocks, impulse vibration) and one cannot always be sure, that different researchers mean the same thing when they use the same term.

This paper gives an overview of the problems for measuring and assessing single shocks.

Some investigations in the differentiation of single shocks to continuous shock sequences and other kinds of vibration are presented in more detail.

### **1. Einleitung**

Während der vergangenen Jahrzehnte wurde erheblicher Forschungsaufwand zur Schaffung der ingenieurtechnischen und der medizinischen Grundlagen für die Erfassung und Beschreibung üblicher Hand-Arm-Schwingungsexpositionen sowie zur Beurteilung möglicher gesundheitlicher Wirkungen (einschließlich geeigneter Diagnosemethoden) getrieben. Im Ergebnis wurden Kriterien zur Gefährdungsbeurteilung sowie für präventive Maßnahmen

zum Gesundheitsschutz (vibrationsarme Maschinen, Arbeitsplatzgestaltung, organisatorische Maßnahmen, arbeitsmedizinische Vorsorgeuntersuchungen) erarbeitet. Alle diese Aktivitäten fanden auch weitestgehend in entsprechende Rechtsvorschriften und Richtlinien zum Gesundheitsschutz sowie in die nationale und internationale Normung Eingang.

Ein noch weitestgehend ungeklärtes Problem betrifft die Exposition gegenüber einzelnen (diskreten) mechanischen Stößen, die bei der Arbeit mit mechanisierten oder auch nicht mechanisierten Werkzeugen auftreten können. Einzelstöße sind eine Sonderform der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf das Hand-Arm-System, dadurch charakterisiert, dass im Gegensatz zu üblichen stationären Dauerschwingungen nur eine sehr kurzzeitige Einwirkung mechanischer Energie auf das Hand-Arm-System auftritt.

Durch die besonderen physikalischen Charakteristika der Stoßexpositionen ergeben sich viele Probleme bezüglich der Erfassung (vorranging, aber nicht nur der messtechnischen Erfassung) der Expositionsbedingungen, der biologisch-medizinischen Untersuchung der möglichen Wirkungen, sowie auch hinsichtlich der Methodik von Labor- und Felduntersuchungen zu Ursache-Wirkungs-Beziehungen. Hierdurch wurde lange Zeit eine zielgerichtete und systematische Untersuchung der Stoß-Expositionen behindert. Aufgrund der vergleichsweise geringen Zahl von Stoß-Exponierten wurde aber zumeist auch keine Dringlichkeit für intensive Untersuchungen gesehen.

## 2. Erkenntnisdefizite

Eine Analyse der zur Thematik veröffentlichten Literatur führt zu dem Ergebnis, dass eine gesicherte Beurteilung der gesundheitlichen Relevanz von Arbeitsplätzen mit stoßartigen Expositionen bislang nicht möglich ist. Hierfür sind in erster Linie folgende Gründe verantwortlich:

1. Messtechnische Untersuchungen von mechanischen Stößen sind sehr schwierig, nur mit moderner und aufwendiger Gerätetechnik sowie nur mit ausreichender Messerfahrung durchzuführen. Auf diesem Gebiet ist in den vergangenen ca. 20 Jahren mit Einführung der Digitaltechnik ein erheblicher Fortschritt (insbesondere hinsichtlich der Speicherung und Analyse von Stoßsignalen) erzielt worden. Bestimmte grundlegende Probleme im Zusammenhang mit dem Sensor (Aufnehmerauswahl und -ankopplung, mechanisches Filter, Linearität im interessierenden Frequenzbereich u. ä.) und der Messtechnik (Frequenzbereich, Phasengang, Übersteuerungssicherheit, Nulllinien-sprünge) sind aber nach wie vor wirksam.

Erste systematische Messungen von Stößen wurden Ende der 80-er durchgeführt [1]. Es besteht jedoch noch kein umfassender messtechnischer Überblick über praktisch auftretende Stoßexpositionen.

2. Es existiert keine arbeitsschutzrelevante Definition für diskrete Stöße und demzufolge auch keine eindeutige Abgrenzung zu stationären Schwingungen bzw. zu ähnlichen Expositionen (impulshaltige Schwingungen, stoßhaltige Schwingungen, Stoßfolgen ...). Es ist fraglich, dass bei bereits vorgenommenen Untersuchungen zu Stoßexpositionen unterschiedlicher Untersucher Übereinstimmung darüber bestand, was unter einem "Stoß" zu verstehen ist.
3. Es herrscht Unkenntnis darüber, ob diskrete Stöße schädigend auf den Organismus wirken können bzw. anders wirken als stoßhaltige Schwingungen z. B. von Druckluft-hämmern. Seit einigen Jahren berichten Studien darüber, dass durch Werkzeuge, wie Nagler oder Bolzenschussgeräte verursachte Rückstöße bisher in ihrer gesundheitsschädigenden Wirkung unterschätzt werden. Dies betrifft nicht nur die bekannten, vergleichsweise gut untersuchten spezifischen Vibrationswirkungen (Muskel-Skelett-Schäden, periphere Durchblutungsstörungen) sondern auch Schäden, deren Ursache-Wirkungs-Beziehungen noch nicht so gut bekannt sind (Beeinträchtigung des peripheren Nervensystems, Hypothenar-Hammer-Syndrom, Carpal tunnel-Syndrom). Bisher ist jedoch international keine generell akzeptierte Methodik bekannt, mit der man die Risiken von Einzelstößen bzw. diskreten Stößen bewerten könnte.
4. Es bestehen keine Kenntnisse darüber, welche physikalischen Größen (z. B. Beschleunigung, Geschwindigkeit, Kraft) und welche Signalparameter (Effektivwerte root mean square und/oder root mean quad, Spitzenwerte positiv, negativ, Spitze-Spitze, Scheitelfaktor, Stoßdauer, Anstiegszeit ...) biologisch relevant sind. Welche Spektralinformationen (Amplitudenspektrum, Effektivwertspektrum, Leistungsdichte, Energiedichte ...) sind von Relevanz? Sind bisher genutzte Frequenzbewertungsfunktionen anwendbar (z. B. nach ISO 5349-1); sind neue (unbekannte) Bewertungsfunktion erforderlich?

Es kann derzeit nicht ohne weiteres davon ausgegangen werden, dass die bisher standardisierten Größen auch für alle Arten von Stößen anwendbar sind. Möglicherweise sind vollkommen neue Beurteilungsgrößen zu definieren. In diesem Zusammenhang stellt sich außerdem die Frage nach eventuell erforderlichen Richt- bzw. Grenzwerten der Exposition.

Die internationale Forschung zur Stoß-Thematik wird durch eine sehr uneinheitliche Terminologie erschwert. Im Zusammenhang mit Stoß-Expositionen werden viele verschiedene Begriffe benutzt:

Stöße, Einzel-Stöße, wiederholte Stöße, Stoßfolgen,  
stoßhaltige Schwingungen, impulshaltige Schwingungen

Im englischen Sprachgebrauch besteht die gleiche Problematik:

single shocks, repetitive shocks, transients, transient vibration,  
impulsive vibration, shock-type vibration

Begriffsbestimmungen angrenzender Fachbereiche (technischen Mechanik, Schwingungstechnik) gehen von der physikalischen Stoßdefinition aus, wonach die Stoßdauer sehr klein gegenüber der Eigenperiode sein muss. Diese Definitionen sind jedoch für den konkreten Fall der Stoßexposition auf das Hand-Arm-System nicht praktikabel bzw. nicht ausreichend. Mangels einer einheitlichen Definition für diskrete Stöße wurden in der Vergangenheit des Öfteren Untersuchungen, welche die Wirkung von stoßhaltigen Schwingungen oder von Stoßfolgen (z. B. bei Druckluftdämmern) beinhalteten, unter die Thematik „Stoß“ gestellt. Andererseits besteht der Verdacht, dass bei vielen Untersuchungen keine eindeutige Abgrenzung zwischen Exposition gegenüber diskreten Stößen und sonstigen Hand-Arm-Schwingungen vorgenommen wurden, so dass eventuell unterschiedliche Wirkungen von diskreten Stößen bzw. Stoßfolgen nicht erkennbar sind.

### 3 Derzeitiger Erkenntnisstand

Einige Fachleute [2], [3] betrachten eine Stoßfolgefrequenz, welche der unteren Frequenzgrenze der Hand-Arm-Frequenzbewertungskurve der ISO 5349-1 (5,6 Hz) entspricht, als Kriterium für die Abgrenzung von Stößen zu Stoßfolgen. Auch in DIN ISO/TS 15694 „Mechanische Schwingungen und Stöße – Messung und Bewertung diskreter Stöße, die von handgehaltenen und handgeführten Maschinen auf das Hand-Arm-System übertragen werden“ wird eine Schlagzahl von 5 Hz zur Abgrenzung des Anwendungsbereiches für die Norm genannt. Im Jahre 2011 beschloss das ISO/TC 118/SC 3 "Druckluftwerkzeuge und Maschinen" im Rahmen der Arbeit an Sicherheitsnormen für handgehaltene und geführte Maschinen (Maschinen-Richtlinie), dass Stöße mit einer Folgefrequenz kleiner 5 Hz nicht als Schwingungen zu betrachten sind und daher nicht als ein Sicherheitsaspekt im Sinne der Maschinen-Richtlinie behandelt zu werden brauchen (siehe [4]).

Es besteht jedoch keine wissenschaftliche Absicherung dieses Kriteriums. Alle bisherigen Frequenzbewertungskurven sind für stationäre Schwingungseinwirkungen entwickelt wur-

den, um die biologische Wirkung unterschiedlicher Frequenzkomponenten besser zu beschreiben. Sie wurden nicht entwickelt, um die zeitliche Struktur des Auftretens der Schwingungen zu charakterisieren. Das Herausgreifen einer Eckfrequenz aus einem de facto stetigen Filterverlauf (mit einer Genauigkeit von einer Stelle nach dem Komma) erscheint deshalb sehr willkürlich.

Auf seiner Sitzung im Jahr 2011 verabschiedete deshalb das ISO/TC 108/SC 4 "Human exposure to mechanical vibration and shock" die Resolution 2/2011 [5], in der der Standpunkt des ISO/TC 118/SC 3 kritisiert wird. Das SC 4 sah keinen Beweis dafür, dass die von Maschinen mit einer Schlag-/Auslöserate  $< 5$  Hz erzeugten Einzelstöße nicht als Schwingungsproblem anzusehen sind.

Diese konträren Standpunkte zweier bedeutender Normungsgremien bewirken nun einen gewissen Handlungsdruck zur Klärung der offenen Fragen bei Stoß-Expositionen. Auf der 13. Internationalen Konferenz zu Hand-Arm- Schwingungen im Oktober 2015 in Peking fand ein gesonderter Workshop speziell zur Thematik „Einzelstöße“ statt. Hier wurde in mehreren Vorträgen der derzeitige Erkenntnisstand zusammengefasst dargestellt, welcher im Wesentlichen aus den oben geschilderten Erkenntnisdefiziten besteht. In zwei weiteren Vorträgen wurden die Ergebnisse aktueller Forschungstätigkeit präsentiert.

Von KAULBARS wurden anhand von Beispielen die derzeitigen Möglichkeiten der messtechnischen Erfassung unterschiedlicher Stoßexpositionen durch verschiedene messtechnische Parameter vorgestellt. Es wurde anschaulich dargelegt, wie mit der derzeitigen modernen Mess- und Analysetechnik sowie den Messmethoden, wie sie z. B. in DIN ISO/TS 15694 beschrieben werden, wesentliche Messparameter auf der Basis der Schwingbeschleunigung ermittelt werden können. Es bleibt zukünftigen medizinischen Untersuchungen überlassen, welche dieser Parameter am geeignetsten für die Gefährdungsbeurteilung sind.

Weiterhin wurden von SCHENK Untersuchungsergebnisse zur Abgrenzung von Einzelstößen (diskreten Stößen) zu kontinuierlichen Stoßfolgen und stochastischen Schwingungen berichtet. Diese Untersuchungsergebnisse werden im Folgenden detaillierter vorgestellt.

## 4 Zur Abgrenzung von Stößen, Stoßfolgen und stochastischen Schwingungen

### 4.1 Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung für die Untersuchungen soll anhand eines theoretischen Beispiels abgeleitet werden. Bild 1 zeigt im oberen Teil eine Anzahl einzelner Ereignisse (Impulse, Stöße), welche alle die gleiche Intensität und eine Dauer von 10 ms aufweisen. Bei einem Impulsabstand von 200 ms treten 5 Stöße pro Sekunde auf (Wiederholrate  $5 \text{ s}^{-1}$  bzw. Wiederholfrequenz 5 Hz). Im unteren Teil der Grafik treten im gleichen Zeitraum 10 Stöße mit der gleichen Impulsdauer und der gleichen Intensität auf (Impulsabstand 100 ms entsprechend einer Wiederholrate von  $10 \text{ s}^{-1}$ ).

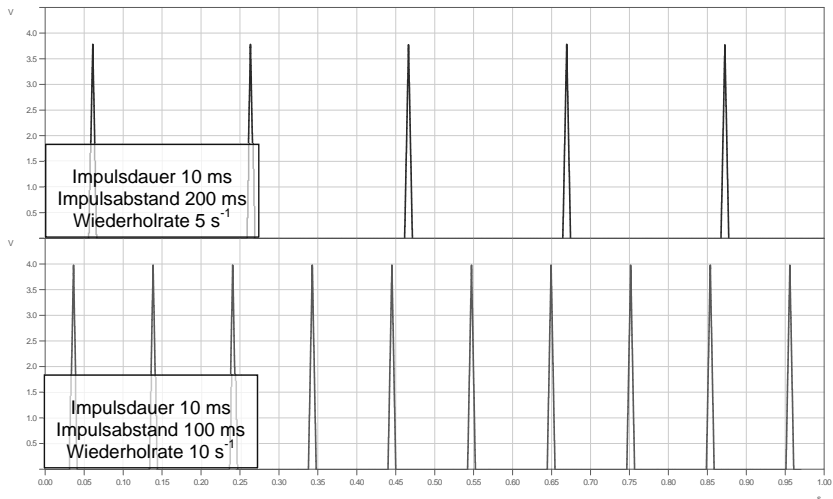


Bild 1: Theoretisches Beispiel für aufeinanderfolgende Einzelimpulse

Abgesehen vom Impulsabstand sehen sich die beiden Grafiken sehr ähnlich. Wie im vorigen Abschnitt erläutert, sind jedoch einige Fachleute der Meinung, dass eine Exposition entsprechend der oberen Grafik im Bild 1 nicht mehr mit den Methoden geltender Standards (z. B. ISO 5349-1) zu behandeln ist, obwohl im Gegensatz dazu eine Exposition entsprechend der unteren Grafik in Bild 1 nach ISO 5349-1 zu bewerten wäre.



Es ergibt sich für die Untersuchungen folgende Fragestellung:

**Wie lange muss der zeitliche Abstand zwischen zwei aufeinanderfolgenden Stößen sein, damit noch von einzelnen Stößen bzw. diskreten Stößen gesprochen werden kann bzw. wie schnell müssen diese Stöße aufeinanderfolgen, damit sie nicht mehr als diskrete Stöße sondern als Stoßfolge gelten?**

#### 4.2 Methodik

Für die Laboruntersuchungen wurde ein üblicher Versuchsaufbau, bestehend aus Funktionsgenerator G, Leistungsverstärker LV und elektrodynamischen Schwingerreger ESE (Shaker) genutzt. Bild 2 zeigt das Blockschaltbild des Versuchsaufbaus.

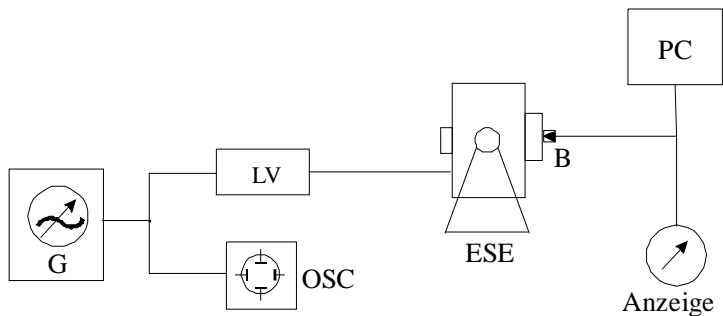


Bild 2: Blockschaltbild des Versuchsaufbaus

Auf der Schwingplatte des elektrodynamischen Schwingerregers wurde ein Handgriff montiert, welcher mit Kraftsensoren versehen ist. Mittels Beschleunigungsaufnehmer B wurden die Schwingungssignale auf der Schwingplatte des elektrodynamischen Schwingerregers und am Handgriff aufgezeichnet. Alle Messsignale wurden mittels einem acht-kanaligem PC-gesteuerten Messsystem registriert und ausgewertet. Die Messsignale wurden während der Versuchsdurchführung an geeigneter Stelle auf dem Bildschirm bzw. auf dem Oszilloskop überwacht.

Die Versuche wurden mit insgesamt 24 männlichen Versuchspersonen im Alter zwischen 26 und 76 Jahren (Mittelwert 51,2 Jahre) durchgeführt. 9 Versuchspersonen haben Berufe mit manuellen Tätigkeiten, 15 Versuchspersonen sind eher im Büro tätig.

Die Körpergröße der Versuchspersonen liegt zwischen 174 und 193 cm (Mittelwert 182 cm), die Körpermasse zwischen 73 und 120 kg (Mittelwert 87,5 kg).

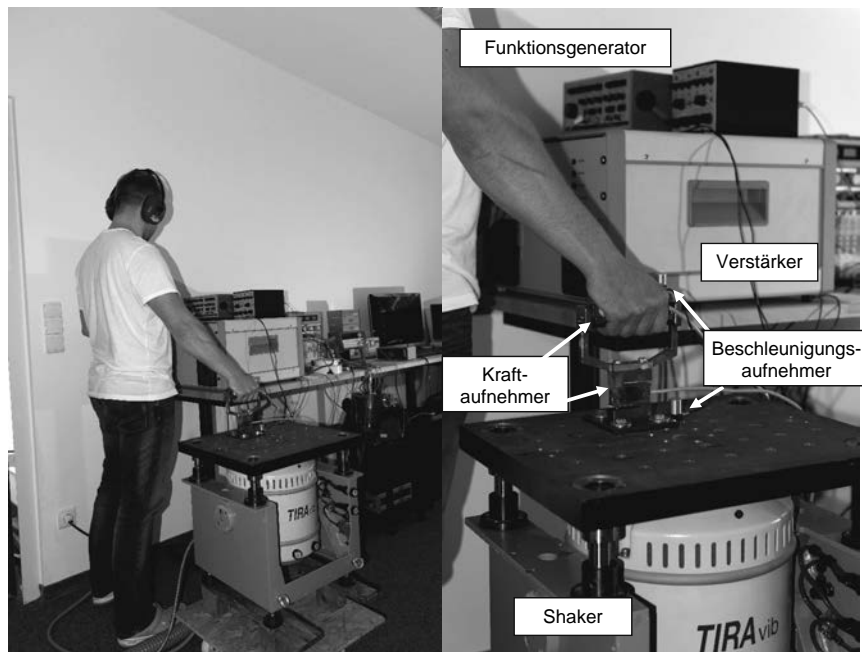


Bild 3: Ansicht des Versuchsaufbaus für die Hauptversuche

Die Versuchspersonen wurden über den Handgriff mit wiederholt auftretenden Impulsen exponiert. Es handelte sich um Dreiecks-Impulse mit einer Impulsdauer von 3 ms. Die Versuchspersonen hatten die Aufgabe, anhand ihrer subjektiven Wahrnehmung zwei unterschiedliche Grenzen der Wiederholrate, Grenze A und Grenze B, einzustellen. Hierbei unterscheidet Grenze A zwischen dem Bereich der wiederholten diskreten Impulse (Einzel-Stöße) und dem Bereich der Impulsfolgen (Stoßfolgen). Die Grenze B unterscheidet zwischen dem Bereich der Impulsfolgen und dem Bereich der diffusen (stochastischen) Schwingungswahrnehmung. Es sind also insgesamt drei Bereiche unterschiedlicher Wahrnehmung abzugrenzen. Alle Messungen wurden dreimal durchgeführt (zwei Wiederholungen). Außerdem wurden alle Messungen bei drei verschiedenen Andruckkräften (ohne Andruck, leichter Andruck, mittlerer Andruck) vorgenommen. Vor Beginn der Versuche hatten die Versuchspersonen die Intensität der Impulse so einzustellen, dass die Impulse leicht über der Wahrnehmungs-

schwelle lagen, jedoch gut spürbar waren. Während der Versuche blieb die Intensität aller Einzelimpulse gleich.

Bei den Untersuchungen wurde nur die subjektive Wahrnehmung der Versuchspersonen hinsichtlich der gefühlten Ereignisse bestimmt. Es wurden keine Untersuchungen zu biologischen Effekten oder zu gesundheitlichen Wirkungen durchgeführt.

### 4.3 Ergebnisse

Die Unterschiede der in den drei Wiederholungsmessungen ermittelten Werte waren bei sonst gleichen Randbedingungen nicht signifikant. Zur weiteren Auswertung wurden deshalb für die einzelnen Versuchspersonen und die einzelnen Versuchsbedingungen die Messwerte der Wiederholungen gemittelt.

Folgende statistische Kennwerte wurden ermittelt:

Tabelle 1: Statistische Kennwerte der Messergebnisse

	Mittelwert	Minimum	Maximum	Standardabweichung
Grenze A	14,55	9,82	23,29	2,78
Grenze B	24,71	14,61	32,07	3,83

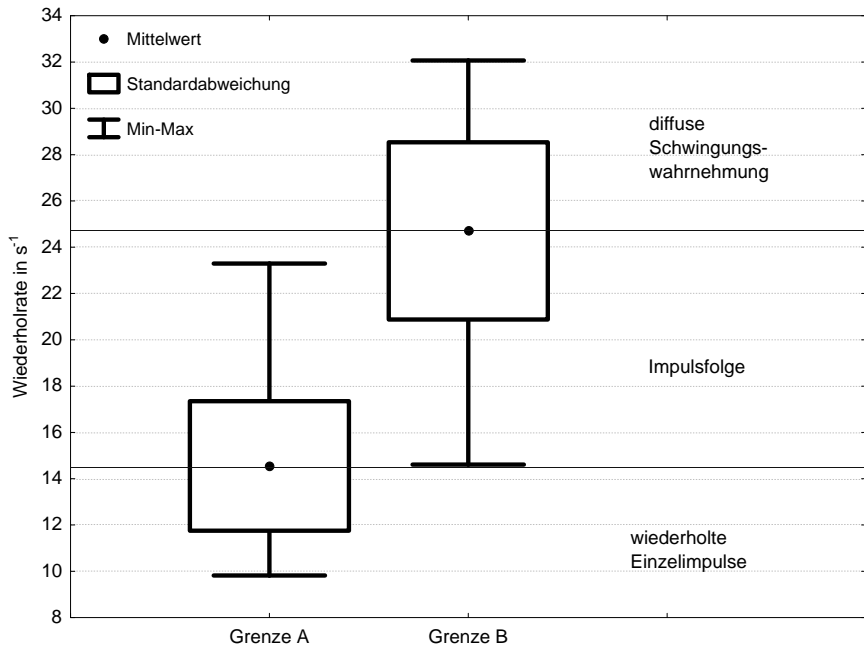


Bild 4: Drei zu unterscheidende Wahrnehmungsbereiche mit ihren Abgrenzungen durch Grenze A und Grenze B

Bild 4 zeigt die drei unterschiedlichen Wahrnehmungsbereiche mit den beiden Grenzen A und B im Zusammenhang mit den erhobenen Messwerten.

Die Wiederholrate, welche von den Versuchspersonen als Grenze zwischen Einzel-Impulsen und Impulsfolgen eingestellt wurde (Grenze A), liegt durchschnittlich bei etwa  $15 s^{-1}$  mit einem Minimum von etwa  $9,8 s^{-1}$ . Es ist also festzustellen, dass die Versuchspersonen wiederholte Einzel-Impulse auch dann noch eindeutig voneinander unterscheiden können, wenn ihre Wiederholrate deutlich über 5 bzw.  $5,6 s^{-1}$  liegt.

Die Wiederholrate, welche von den Versuchspersonen als Grenze zwischen Impulsfolgen und einer diffusen Schwingungswahrnehmung eingestellt wurde (Grenze B), liegt durchschnittlich bei etwa  $25 s^{-1}$ .

Der Unterschied zwischen den Wiederholraten für Grenze A und Grenze B ist bei einer Irrtumswahrscheinlichkeit von  $\alpha \leq 0,001$  statistisch hoch signifikant.

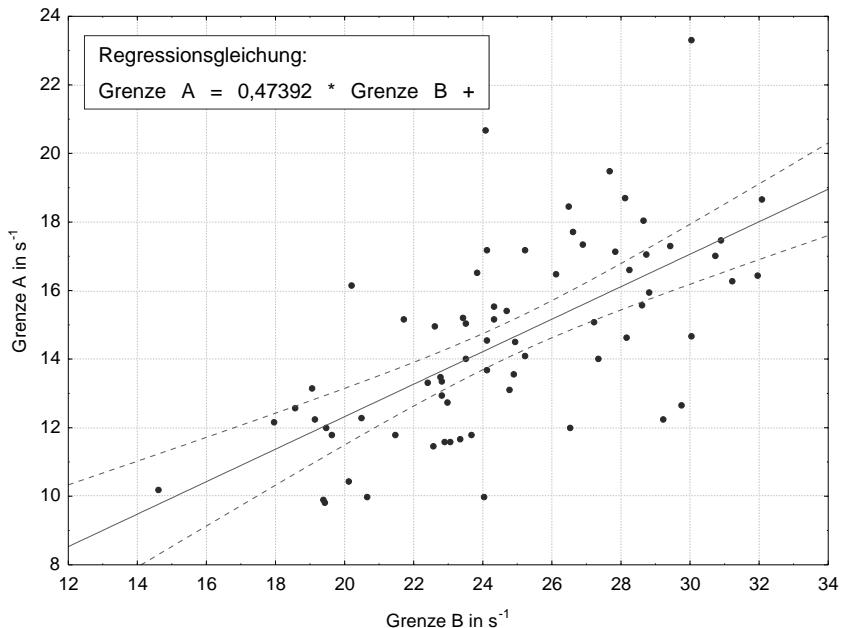


Bild 5: Zusammenhang zwischen Grenze A und Grenze B

Zwischen den Werten für Grenze A und Grenze B besteht ein signifikanter statistischer Zusammenhang (Korrelationskoeffizient  $r = 0,65$ ,  $\alpha \leq 0,05$ ). Bild 5 zeigt die von jeder Versuchsperson eingestellten Werte für Grenze A und Grenze B als Scatterplot mit der sich aus den Werten ergebenden Regressionsgeraden (durchgezogene Linie) und dem 95%-Vertrauensbereich (gestrichelte Linien). Die Grenze A wird von den einzelnen Versuchspersonen also bei einem off-set von ca.  $3 \text{ s}^{-1}$  auf etwa die Hälfte von Grenze B eingestellt.

Zur weiteren Abklärung der relativ großen Streuungen wurde der Einfluss der einzelnen Versuchspersonen untersucht. Bild 6 zeigt die Mittelwerte, Standardabweichungen und Extremwerte der einzelnen Versuchspersonen getrennt für Grenze A und Grenze B.

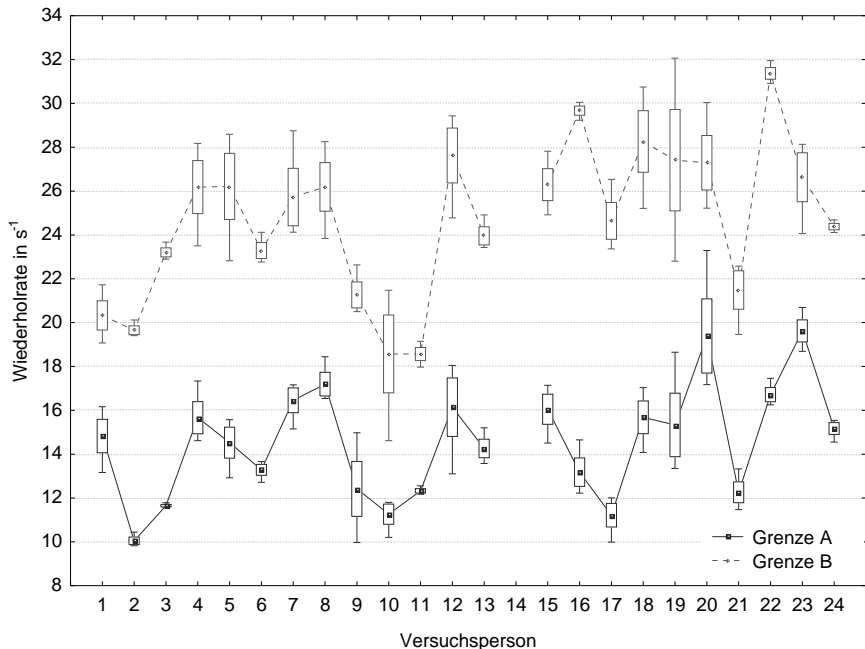


Bild 6: Mittelwerte, Standardabweichungen und Extremwerte der einzelnen Versuchspersonen für Grenze A und Grenze B

Es ist zu erkennen, dass die einzelnen Versuchspersonen teilweise deutlich unterschiedliche mittlere Werte für Grenze A und Grenze B einstellen ( $\alpha \leq 0,001$ ) und auch deutlich unterschiedliche Streuungen in ihren Einzelwerten aufweisen. Deutlich erkennbar ist jedoch auch der oben erläuterte Zusammenhang zwischen Grenze A und Grenze B. Es ist zu schlussfolgern, dass die eingestellten Werte für Grenze A und Grenze B durchaus als persönlichkeitspezifische Kennwerte gelten können. Die bei den oben beschriebenen Gesamt-Mittelwerten aufgetretenen Streuungen werden vorrangig durch die Streuungen zwischen den Versuchspersonen, weniger durch die Streuungen der einzelnen Versuchspersonen selbst (mit einigen Ausnahmen, z. B. Versuchsperson 19) verursacht.

Die Einstellung von Grenze A und Grenze B war jedoch bei den Versuchsgruppen je nach ihrer Zugehörigkeit zu den beiden Gruppen der eher im Büro Tätigen und der eher manuell

Tätigen signifikant ( $\alpha \leq 0,001$ ) unterschiedlich. Büroarbeiter stellen für die Grenze A und die Grenze B niedrigere Werte ein (Bild 7).

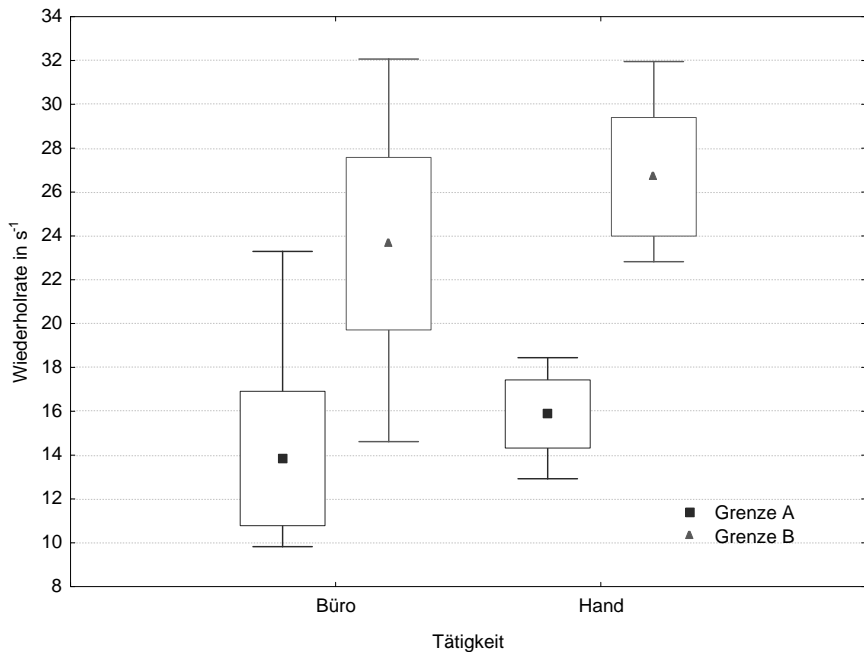


Bild 7: Wirkung der Art der ausgeübten Tätigkeit auf Grenze A und Grenze B

Die weitere Auswertung der persönlichkeitspezifischen Einflussfaktoren zeigten einen signifikanten Einfluss von Körpermasse ( $\alpha \leq 0,01$ ) und Lebensalter ( $\alpha \leq 0,01$ ) auf die Werte für Grenze A, nicht jedoch auf die Werte für Grenze B. Der Einfluss der Körpergröße sowie auch der Einfluss der Andruckkraft war in jedem Fall nicht signifikant.

#### 4.4 Interpretation der Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Die Ergebnisse der Untersuchungen zur subjektiven Stoßempfindung lassen sich folgendermaßen zusammenfassen:

Es gibt drei Bereiche der subjektiven Wahrnehmung von mehr oder weniger schnell aufeinander folgenden, auf das Hand-Arm-System einwirkenden Impulsen (siehe Tabelle 2):

Tabelle 2: Abgrenzung der drei Wahrnehmungsbereiche mit Beispielen praktischer Arbeitstätigkeiten

	Bereich	Beispiele
I	wiederholte (diskrete) Stöße	Bolzensetzgeräte, Nagler, Druckluft- und Elektrohämmer
II	kontinuierliche Stoßfolgen	Schlagschrauber, Druckluft- und Elektrohämmer, Schlagbohrmaschinen
III	stochastische Schwingungen	Schleifmaschinen, Kettensägen

Diese drei Bereiche sind durch zwei Grenzen, Grenze A und Grenze B, voneinander unterscheidbar. Die Entscheidung für die konkreten Werte dieser Grenzen streut in Abhängigkeit von der konkret exponierten Person über einen gewissen Bereich (Standardabweichung ca.  $3\text{--}4\text{ s}^{-1}$ ). Die Werte für die beiden Grenzen sind jedoch statistisch signifikant voneinander unterschiedlich. Grenze B liegt in etwa beim doppelten Wert für Grenze A. Die Ursachen für die Streuungen der Werte sind nicht völlig klar. Neben den kognitiven Eigenschaften der jeweiligen Person sind sicherlich auch situative Randbedingungen, die sich auf die Konzentrationsfähigkeit auswirken, wirksam. Nachgewiesen wurde darüber hinaus, dass die Grenzen unterschiedlich eingestellt wurden je nachdem, ob die Person beruflich eher manuell tätig war oder ob sie eher einen Büroarbeitsplatz hat. Möglicherweise haben auch Lebensalter und konstitutionelle Eigenschaften der Person Auswirkungen auf die Abgrenzung der drei Bereiche.

In der Praxis können den drei Bereichen entsprechend Tabelle 2 praktische Arbeitsplätze mit Stoß- bzw. Schwingungsexposition zugeordnet werden. Die in der letzten Spalte aufgeführten Maschinen sind nur als Beispiele für die jeweilige Exposition zu verstehen. Druckluft- und Elektrohämmer können je nach konkreter Konstruktion für einen bestimmten Einsatzzweck sowohl dem Bereich diskreter Stöße (Einzelstöße) als auch dem Bereich der Stoßfolgen zugeordnet werden. Hierbei besteht die Tendenz, dass kleinere Hämmer eher schnell schlagend arbeiten (Bereich II, z. B. Meißelhämmer), größere bzw. schwerere Hämmer eher langsam schlagen (Bereich I, z. B. Abbauhämmer).

Die hier beschriebenen Untersuchungsergebnisse auf der Basis der subjektiven Wahrnehmung weisen die Grenze zwischen dem Bereich der Einzelstöße (diskrete Stöße) und dem Bereich der Stoßfolgen bei etwa 15 Stößen pro Sekunde aus. Insofern kann die von einigen



Experten vorgeschlagene Abgrenzung zwischen Einzelstößen und Stoßfolgen bei einer Wiederholrate von  $5 \text{ s}^{-1}$  nicht bestätigt werden.

Es sei noch einmal darauf hingewiesen, dass der Grenzwert von  $15 \text{ s}^{-1}$  „nur“ anhand von Untersuchungen der subjektiven Wahrnehmung bestimmt wurde. Es fanden keine Untersuchungen zur biologischen bzw. gesundheitlichen Auswirkung von Stoßexpositionen mit unterschiedlicher Wiederholrate statt. Demgegenüber ist jedoch festzustellen, dass die als Grenzwert vorgeschlagene Wiederholrate von  $5 \text{ s}^{-1}$  auf gar keine bekannten wissenschaftlichen Untersuchungsergebnisse basiert.

Wenn man nun davon ausgeht, dass Stoßfolgen mit einer Wiederholrate von weniger als 15 pro Sekunde als Einzel-Stöße zu betrachten sind, so muss auch die Arbeit mit einigen schweren Abbauhämmern, Aufbruchhämmern, Aufreißhämmern sowie mit Stampfern als Exposition gegenüber Einzel-Stößen angesehen werden. Diese Expositionen sind bislang ohne grundlegende Kritik auf der Basis der methodischen Regelungen für „normale“ Hand-Arm-Schwingungen (z. B. ISO 5349-2) erfasst, bewertet und beurteilt worden. Wird diese Vorgehensweise akzeptiert, so ist auf der Basis der hier vorgestellten Untersuchungsergebnisse die gleiche Vorgehensweise auch für Expositionen gegenüber Naglern, Bolzensetzgeräten u. ä. zu akzeptieren.

Wenn umgekehrt die Meinung als richtig erachtet wird, dass die bisherigen Beurteilungsmethoden für Einzelstöße nicht bzw. nicht ausreichend geeignet sind, so muss auch geschlossen werden, dass bestimmte Typen von Druckluft- bzw. Elektrohämmer und Stampfern bislang ebenfalls nicht adäquat beurteilt werden.

Die hier vorgestellten Ergebnisse, sowie auch die von KAULBARS auf dem Workshop in Peking vorgestellten Ergebnisse werden demnächst in einem Forschungsbericht der DGUV veröffentlicht werden. Sie können als Grundlage für eine systematische messtechnische Erfassung von praktischen Stoßexpositionen sowie auch für weiterführende biologisch-medizinische Ursache-Wirkungs-Untersuchungen dienen. Hierbei ist es anhand der in diesem Bericht beschriebenen Kriterien möglich, die Exposition gegenüber diskreten Stößen von den Expositionen mit kontinuierlichen Stoßfolgen abzugrenzen. Somit können die Expositionswirkungen besser den unterschiedlichen Expositionsbedingungen zugeordnet und auf dieser Grundlage langfristig Dosis-Wirkungs-Modelle in Abhängigkeit von der Wiederholrate der Stoßexposition erarbeitet werden. Auf dieser Basis können dann wirksame Präventions-

maßnahmen zur Reduzierung der Gesundheitsgefährdung an Arbeitsplätzen mit Stoßbelastung erarbeitet werden.

- [1] SCHENK, Th.  
Measurement of single shocks, effecting the hand-arm system. In: DUPUIS, H.; CHRIST, E.; SANDOVER, J.; TAYLOR, W.; OKADA, A. (Hrsg.) Proceedings 6th International Conference on Hand-Arm Vibration, Bonn, May 19.-22., 1992, S. 607-612
- [2] ZURAVLJOV, A.B.  
Die Besonderheiten der Einwirkung von lokaler Impulsvibration auf den Organismus. Gig. truda i prof. zabol. (1988), 4 S. 32-35 (in russ.)
- [3] BRUBAKER, R.L.; MACKENZIE, C.J.G.; HUTTON, S.G.  
Vibration-induced white finger among selected underground rock drillers in British Columbia.  
Scand. J. Work Environ. Health 12(1986), S. 296-300
- [4] ISO/TC 118/SC 3 "Druckluftwerkzeuge und Maschinen", Resolution 83 (WG 3 Milano 9), 2011
- [5] ISO/TC 108/SC 4 "Human exposure to mechanical vibration and shock", Resolution 2/2011, 2011

## **Ein anpassbares Hand-Arm Modell mit rotatorischem Freiheitsgrad zur Validierung handgehaltener Geräte**

### **An adjustable hand-arm model with rotational degree of freedom for power tool validation usage**

Prof. Dr.-Ing. **S. Matthiesen, S. Mangold, T. Zumstein**,  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT), IPEK - Institut für  
Produktentwicklung, Karlsruhe;

#### **Kurzfassung**

In diesem Beitrag wird ein anpassbares Hand-Arm Modell mit zwei Freiheitsgraden zur Abbildung der passiven Anwendereigenschaften in Validierungsszenarien von Geräten mit zur Unterarm-Achse rotatorischen Anregungen (bspw. Impulsschraubern) vorgestellt. Das Hand-Arm Modell lässt sich auf die Heterogenität der mechanisch-dynamischen Anwendereigenschaften anpassen. Die Parameter des Hand-Arm Modells werden auf Basis der passiven Anwendereigenschaften und deren Varianz, welche in ISO 10068:2012 durch die Impedanz und deren Streuung quantifiziert werden, ermittelt. Es wird das Prinzip eines physischen Aufbaus eines solchen anpassbaren Hand-Arm Modells vorgestellt. Mit diesem Modell wird es erstmals möglich sein, die Heterogenität des Anwenders in Validierungsszenarien handgehaltener Geräte, wie beispielsweise der Überprüfung der Vibrationsemission, reproduzierbar abzubilden.

#### **Abstract**

In this contribution a two-degree-of-freedom hand-arm model mapping the user's biomechanical properties for the validation of hand-held power tools, primarily interacting with the hand-arm system about the forearm's axis, is presented. The hand-arm model can be adjusted to model the heterogeneous nature of the user's dynamic-mechanical properties. The hand-arm model's parameters and their variations (rigidities, damping ratios and rotating masses) are determined based on the mechanical impedance curves provided by ISO 10068:2012. Subsequently, a principal for the physical structure of such an adjustable hand-arm model is presented. This model will allow the depiction of the user's heterogeneous nature in future validation scenarios like in the examination of vibration emissions.

## 1. Einleitung

Die Validierung nimmt eine zentrale Rolle in der Produktentwicklung ein. Sie ist dabei nicht als abschließender Schritt, sondern als begleitende Aktivität im gesamten Produktentwicklungsprozess zu verstehen [1]. In Bild 1 ist ein Ausschnitt eines beispielhaften Time-to-market Stage-Gate-Produktentwicklungsprozesses der Gerätebranche abgebildet.

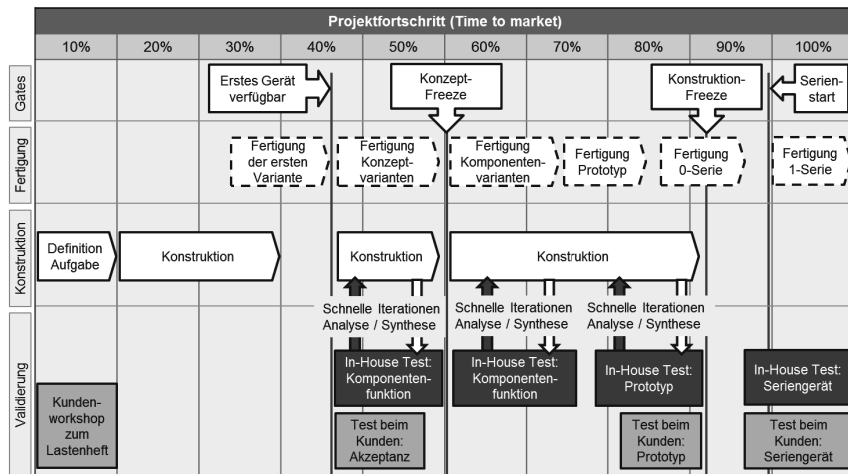


Bild 1: Validierungsphasen innerhalb eines beispielhaften Time-to-market Stage-Gate-Prozesses in der Geräteentwicklung

Wie dargestellt, wird die Entwicklung der Geräte in vielen Unternehmen durch ausgiebige Validierungen (graue Blöcke in Bild 1) in den verschiedenen Produktentwicklungsphasen begleitet. Sehr früh wird das Lastenheft in Kundenworkshops erarbeitet und validiert. Schon hier kommen erste Anschauungsmuster zum Einsatz. Bereits mit dem ersten hergestellten Gerät werden Kundenakzeptanztests durchgeführt, in denen Produktmuster, welche in der Funktion oder Lebensdauer zum Teil noch stark eingeschränkt sind, durch Schlüsselkunden bewertet werden. Die Entwicklung und Konstruktion begleitend finden noch vor der Festlegung des eigentlichen Lösungskonzeptes Funktionstests der Gesamtgerätevarianten statt. Diese Funktionstests interagieren mit der Konstruktion des Gerätes stark iterativ. Hier werden die durch den Konstrukteur vorausgedachten Funktionen der Entwicklungsvarianten miteinander verglichen und überprüft. In späteren Entwicklungsphasen werden innerhalb von Gesamtgerätetests vor allem Komponentenvarianten verschiedener Teilsysteme innerhalb des Gerätes gegenüberstellend untersucht.

Eine wichtige Voraussetzung zur Vergleichbarkeit der Entwicklungsvarianten in diesen Tests ist die Konstanz der Prüfbedingungen. Diese Konstanz wird meist durch stark strukturierte Laborumgebungen herbeigeführt. In allen Phasen der Entwicklung findet die Validierung jedoch zu großen Teilen in personengebundenen Gerätetests statt, da die Wechselwirkungen im Gesamtsystem Mensch-Gerät-Werkstück berücksichtigt werden müssen. Durch die Wechselwirkungen zwischen dem zu testenden System und dem Menschen wird die Aussagequalität der Versuche dabei stark beeinflusst. So beeinflusst die Versuchsperson die Versuchsergebnisse durch ihre aktiven Wechselwirkungen (solche, die aus Kräften und Bewegungen entspringen, welche der Nutzer willentlich herbeiführt) und andererseits auch durch ihre passiven Wechselwirkungen (solche, die nur indirekt durch den Nutzer beeinflusst werden) [2]. Der aktive und passive Anteil lässt sich hierbei durch eine Anregungsfrequenzschwelle von ungefähr 10 Hz unterscheiden, oberhalb derer der Anwender die Wechselwirkungen nur passiv beeinflussen kann [3].

Die aktiven Wechselwirkungen können in Gerätetests beispielsweise durch Handlungsanweisungen an das Versuchspersonal bedingt kontrolliert werden. Die passiven Wechselwirkungen lassen sich hingegen kaum konstant halten. Sie sind bspw. von der Armhaltung, der Greif- und Anpresskraft sowie der Heterogenität der anthropometrischen Charakteristiken des Anwenders abhängig [4]. Um anwenderinduzierte Unsicherheiten in variantenvergleichenden Validierungsphasen innerhalb des Produktentwicklungsprozesses von handgehaltenen Geräten zu reduzieren, ist der Einsatz von Prüfständen sinnvoll. Um sowohl den aktiven als auch den passiven Anteil der Anwenderinteraktionen in solchen Prüfständen abzubilden, sind physische Modelle der schwingungstechnischen Anwendereigenschaften notwendig. Diese Modelle müssen dabei in der Lage sein, die Varianz der Anwendereigenschaften abzubilden, diese jedoch reproduzierbar wiedergeben. Solche Modelle können zwar nicht die personengestützten Freigabeteams am Ende der Entwicklung ersetzen, ermöglichen aber eine reproduzierbare Aussage über die Funktionsqualität einzelner Entwicklungsvarianten unter zeitgleicher Berücksichtigung der Wechselwirkungen im Gesamtsystem aus Mensch, Gerät und Untergrund in iterativen Entwicklungsphasen. Innerhalb dieses Beitrages wird ein Konzept für ein solches physisches Hand-Arm Modell vorgestellt, welches die Möglichkeit bietet, auf die Heterogenität des Anwenders eingestellt zu werden.

## 2. Stand der Forschung

Um die passiven Anwendereigenschaften in Modellen abzubilden, muss die biomechanische Antwort des Menschen auf Schwingungen beschrieben werden. Eine mögliche Beschreibung

bieten die an der Schwingungseinleitungsstelle der Hand gemessenen von der Frequenz  $\omega$  abhängigen Größen: scheinbare Masse  $AM(j\omega)$ , scheinbare Steifigkeit  $AS(j\omega)$  oder mechanische Impedanz  $AI(j\omega)$  [5].

$$AS(j\omega) = \frac{F_q(j\omega)}{q(j\omega)}; AI(j\omega) = \frac{F_q(j\omega)}{\dot{q}(j\omega)}; AM(j\omega) = \frac{F_q(j\omega)}{\ddot{q}(j\omega)}; j = \sqrt{-1} \quad \text{Gl. 1}$$

Die Größen sind ineinander überführbar und gleichwertig [6]. Sie stellen die gemessene Kraft  $F_q$  in das Verhältnis zur Auslenkung  $q(j\omega)$ , Auslenkungs-Geschwindigkeit  $\dot{q}(j\omega)$  oder Auslenkungs-Beschleunigung  $\ddot{q}(j\omega)$  in Anregungsrichtung. Um die entsprechenden Größen zu bestimmen, wird meist ein auf einem Shaker angebrachter Griff mit einem breiten Spektrum von Frequenzen in einer Translationsrichtung beaufschlagt. Der Mensch greift an diesem Griff an und sowohl die Kraft am Griff, als auch eine Bewegungsgröße des Griffs (meist die Beschleunigung) werden zeitgleich in Betrag und Phase erfasst. Beispielpflicht seien hier die Untersuchungen [7, 8] genannt. Eine Untersuchungsumgebung zur gleichzeitigen Anregung des Hand-Arm Systems in drei Achsen ist in [9] vorgestellt.

Die passiven Anwendereigenschaften sind von vielen Einflussfaktoren abhängig, welche im Stand der Forschung breit untersucht wurden. Zusammengefasst ergeben sich folgende Einflussfaktoren: Individuelle biomechanische Eigenschaften des Anwenders, Richtung und Betrag der anregenden Schwingung in Bezug zur Hand, Geometrie des Griffes, Greif- und Andruckkräfte und Haltung des Hand-Arm Systems [4]. Eine breite Übersicht über den Einfluss der jeweiligen Faktoren auf die passiven Anwendereigenschaften bietet beispielsweise [5].

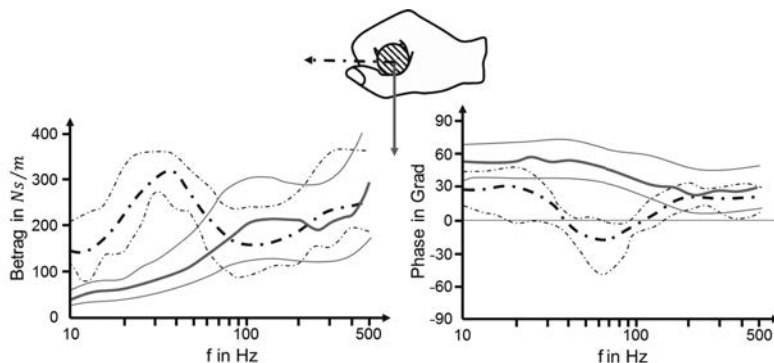


Bild 2: Impedanz des Hand-Arm Systems in Betrag und Phase über der Anregungsfrequenz in Richtung der Unterarm-Achse (Strich-Punkt Linie) und senkrecht zur Griff- und Unterarm-Achse (durchgezogene Linie) nach ISO 10068:2012 [4]

Der über der Frequenz dargestellte Betrag- und Phasenverlauf der mechanischen Impedanz bildet eine etablierte Möglichkeit die passiven Anwendereigenschaften zu visualisieren. In Bild 2 ist links qualitativ der Betrag der Impedanz über der Frequenz für die Anregung in Richtung der Unterarmachse (schwarze Strich-Punkt Kurven) und für die Richtung quer hierzu und der Griffachse (graue durchgezogene Kurven) dargestellt. Die mittlere Kurve bildet dabei jeweils die mittlere Impedanz über der Frequenz aller herangezogenen Untersuchungen. Die beiden einhüllenden Kurven bilden jeweils die obere und untere Grenze der Mittelwerte der in der ISO 10068:2012 [4] herangezogenen Untersuchungen. Es ist klar ersichtlich, dass die Impedanz sowohl in Betrag als auch Phase einer hohen Streuung unterworfen ist, welche auf die oben genannten Einflussfaktoren und variierenden Versuchsbedingungen zurückzuführen ist. Bei einer geräteüblichen Hauptfrequenz von ungefähr 80 Hz (kleiner Bohrhammer) liegt zwischen oberer und unterer Grenze des Impedanz-Betrages ungefähr der Faktor 2,5. Es liegt nahe, dass durch diese hohe Heterogenität der Impedanz das zu validierende Gerät beeinflusst wird. Auch lässt sich hierdurch die in [2] festgestellte Abhängigkeit der Gerätefunktion von den Anwender-Geräte-Wechselwirkungen erklären.

Um in Validierungsszenarien bei Geräten die Heterogenität der passiven Anwendereigenschaften reproduzierbar abbilden zu können, ist ein schwingungstechnisch zum Anwender gleichwertiges Modell nötig, welches sich in seiner Impedanz verstellen lässt [10].

Viele handgehaltene Geräte weisen neben den translatorischen Vibrationen auch einen erheblichen Anteil an rotatorischen Vibrationen auf. Beispiel hierfür ist die große Gerätegruppe der Schlag- und Impuls-Schrauber. Um den Anwender in Validierungsszenarien für solche Geräte in Modellen abzubilden, müssen die passiven Anwendereigenschaften in Rotationsrichtung bekannt sein. Der Begriff der Impedanz lässt sich auch für die Rotationen als Verhältnis zwischen Moment  $M$  und Winkelgeschwindigkeit  $\Omega$  um eine Achse definieren [3]:

$$AI_{rot}(j\omega) = \frac{M(j\omega)}{\Omega(j\omega)} \quad \text{Gl. 2}$$

Im Stand der Forschung sind bislang jedoch keine Untersuchungen der passiven Anwendereigenschaften in Rotationsrichtung zur Unterarm-Achse in breiten Frequenzspektren verfügbar. Eine publizierte Quelle [11] berichtet von der Untersuchung des Hand-Arm Systems in rotatorischer Richtung. Durch die begrenzte Anregungsfrequenz von maximal 5 Hz sind die Erkenntnisse jedoch kaum auf vibrierende Geräte übertragbar, da diese mit deutlich höheren Frequenzen anregen.

Um die passiven Anwendereigenschaften zu modellieren und für die Produktentwicklung nutzbar zu machen, werden Mehrkörper-Feder-Masse-Dämpfer-Systeme eingesetzt. Qualitätskriterium dieser Black-Box-Modelle ist die Genauigkeit, mit welcher die Modelle den Verlauf der Impedanz in Betrag und Phase in Bezug auf das reale Hand-Arm System vorhersagen können.

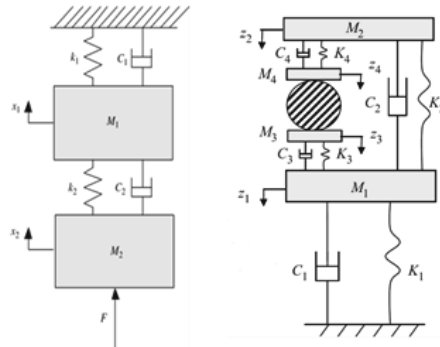


Bild 3: Mehrkörper-Feder-Masse-Dämpfer-Systeme zur Modellierung der passiven Anwendereigenschaften mit zwei Freiheitsgraden (links) [12] und vier Freiheitsgraden (rechts) [13]

Je größer die Anzahl der Massen solcher Modelle ist – also mit steigenden Freiheitsgraden – desto genauer können sie die real gemessenen Impedanzen vorhersagen. Das Gewicht der einzelnen Massen wird jedoch hierbei immer kleiner, so dass eine Überführung in physische Modelle schwerer wird. Mit Modellen niedriger Freiheitsgrade können zwar nicht die Impedanzen in einem großen Frequenzbereich vorhergesagt werden, jedoch ist die Modellgüte für die Validierung von Geräten mit Anregungsfrequenzen unter 100 Hz ausreichend [14]. Der Stand der Forschung propagiert den Einsatz einfacher Hand-Arm Modelle mit zwei oder vier Freiheitsgraden wie beispielsweise in Bild 3 dargestellt [14]. Diese Art von Modellen können jedoch nur für einen spezifischen Frequenzbereich gültig sein [15]. Zusammenfassend lässt sich somit feststellen, dass potentiell prüfstandtaugliche Modelle immer nur für eine Anwendung in definierten Frequenzbereichen gültig sein können.

### 3. Theoretische Modellbildung

In Rahmen dieses Beitrags wird ein anpassbares Hand-Arm Modell für einen Impuls-Schrauber vorgestellt. Bei diesen Geräten tritt funktionsbedingt eine Vibrationsanregung um die Schraubachse auf. Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, sind dem Stand der



Forschung kaum Daten zu den passiven Anwendereigenschaften bei rotatorischer Anregung zu entnehmen. Um dennoch eine Aussage über die passiven Anwendereigenschaften in Rotationsrichtung treffen zu können, werden die Daten für die translatorische Anregung umgerechnet. Bild 4 stellt das allgemeine Vorgehen zur Ableitung der Modell-Parameter eines rotatorischen Hand-Arm Modells schematisch dar.

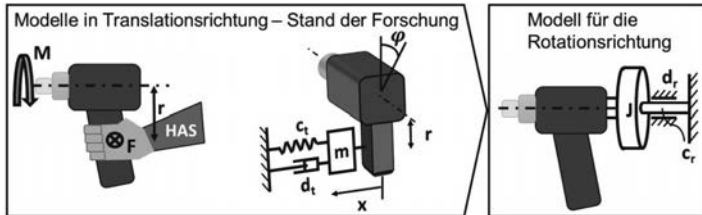


Bild 4: Vorgehen zur Ableitung von rotatorischen Hand-Arm Modellen auf Basis translatorischer Modelle der passiven Anwendereigenschaften

Die Methode stützt sich auf die Annahme, dass die Summe der Kräfte zwischen Griff und Hand auf eine Punktkraft  $F$  reduziert werden kann, welche im Abstand  $r$  zur Schrauber-Achse angreift und dem Schraubmoment  $M$  und der daraus resultierenden Drehung um die Schrauber-Achse entgegenwirkt. Weiter erzeugt ein translatorisches Hand-Arm Modell mit einem Freiheitsgrad eine Kraft  $F$ , welche am gleichen Punkt des Pistolengriffes angreift und von der Auslenkung  $x$  und deren zeitlichen Ableitungen  $\dot{x}$  und  $\ddot{x}$ , der Masse  $m$ , der Federsteifigkeit  $c_t$  und der Dämpfungskonstante  $d_t$  abhängt. Es gilt:

$$M = F \cdot r \quad \text{mit} \quad F = m \cdot \ddot{x} + d_t \cdot \dot{x} + c_t \cdot x \quad \text{Gl. 3 \& Gl. 4}$$

Weiter gelte für ein rotatorisches Hand-Arm Modell, welches gleiche Momente hervorruft, mit der Rotationsträgheit  $J$  und dem Drehwinkel  $\varphi$ :

$$M = J \cdot \ddot{\varphi} + d_r \cdot \dot{\varphi} + c_r \cdot \varphi \quad \text{Gl. 5}$$

Zwischen der Auslenkung und den Winkeln besteht für kleine Winkel, wie diese bei Vibrationen entstehen, der Zusammenhang:

$$x = \sin \varphi \cdot r \approx \varphi \cdot r; \quad \dot{x} \approx \dot{\varphi} \cdot r \quad \text{und} \quad \ddot{x} \approx \ddot{\varphi} \cdot r \quad \text{Gl. 6}$$

Gl. 6 in Gl. 3 & Gl. 4 eingesetzt ergibt:

$$M = m \cdot r^2 \cdot \ddot{\varphi} + d_t \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi} + c_t \cdot r^2 \cdot \varphi \quad \text{Gl. 7}$$

Aus dem Koeffizientenvergleich zwischen Gl. 7 und Gl. 5 folgt dann:

$$J = m \cdot r^2; \quad d_r = d_t \cdot r^2 \quad \text{und} \quad c_r = c_t \cdot r^2 \quad \text{Gl. 8}$$

Der Zusammenhang zwischen translatorischen und rotatorischen Modellen der passiven Anwendereigenschaften gilt hierbei auch äquivalent für jede Masse, jeden Dämpfer und jede Feder eines seriell geschalteten Modells mit mehreren Freiheitsgraden wie beispielsweise einem zwei-Massen-Schwinger.

### 5. Konzept des rotatorischen Hand-Arm Modells

Eine grundlegende Entscheidung bei der Erstellung des einstellbaren Hand-Arm Modells zur Abbildung der passiven Anwendereigenschaften und deren Heterogenität betrifft die nötige Zahl der Freiheitsgrade (Massen im Mehr-Massen-Schwinger). Hier ist ein sinnvoller Kompromiss zwischen ausreichender Modellgüte und Realisierbarkeit des physischen Modells anzustreben. Wie dem Stand der Forschung zu entnehmen, sind hierbei vor allem Modelle mit zwei Freiheitsgraden von praktischer Relevanz. Um die Eignung eines solchen Hand-Arm Modells zur Abbildung der Anwenderheterogenität zu bewerten, wird die untere, die mittlere und die obere Impedanzkurve des Betrags und der Phase der Impedanz senkrecht zur Griff- und Unterarm-Achse aus ISO 10068:2012 [4] als Bewertungsgröße herangezogen. Die Parameter (Massen, Steifigkeiten und Dämpfungsraten) eines zwei-Massen-Modells (siehe Bild 5) werden hierfür unter dem Kriterium einer minimalen Summe der Fehlerquadrate zu den Impedanzen aus ISO 10068:2012 [4] iterativ angepasst.

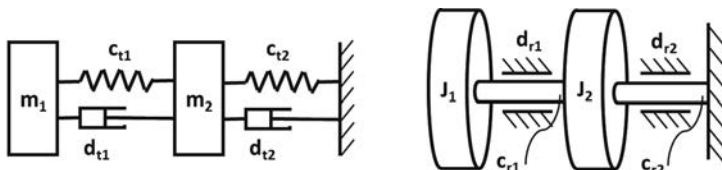


Bild 5: Struktur des verwendeten zwei Massen Hand-Arm Modells als Translationsmodell (links) und äquivalentes Rotationsmodell (rechts)

Da der untersuchte Impuls-Schrauber Haupt-Anrege-Frequenzen im Bereich zwischen 20 und 80 Hz aufweist, wird bei der Optimierung nur der Frequenzbereich zwischen 10 und 100 Hz betrachtet. Unter Nutzung der in Gl. 8 beschriebenen Zusammenhänge und einem geschätzten mittleren Abstand des Hand-Angriff-Punktes  $r = 83 \text{ mm}$  von der Schrauber-Achse ergeben sich die in Tabelle 1 angegebenen Parameterkonfigurationen zur Abbildung der Impedanzen. In Bild 6 sind die Beträge und die Phasen der Impedanzen der so optimierten Modelle im Vergleich zu ISO 10068:2012 [4] dargestellt.

Tabelle 1: Parameter eines theoretischen rotatorischen Hand-Arm Modells zur Abbildung der Impedanzen aus ISO 10068:2012 [4]

ISO 10068:2012 Impedanzkurve	$J_1$ [kgm <sup>2</sup> ]	$J_2$ [kgm <sup>2</sup> ]	$d_{r1}$ [Nms/rad]	$d_{r2}$ [Nms/rad]	$c_{r1}$ [Nm/rad]	$c_{r2}$ [Nm/rad]
Obere Grenze	0,0025	0,0040	2,3	0,080	0,020	1,0
Mittlere Grenze	0,00020	0,0034	1,4	0,15	0,019	2,47
Untere Grenze	0,00010	0,0025	0,90	0,20	2,1	0,010

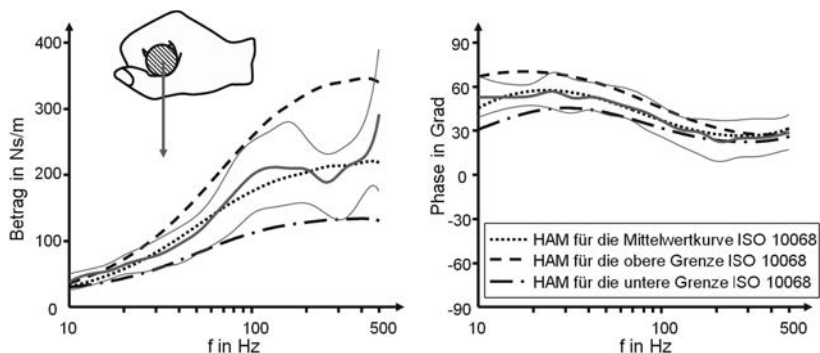


Bild 6: Vergleich der Impedanz eines idealen theoretischen Modells mit zwei Freiheitsgraden in drei Einstellmöglichkeiten zur Nachbildung der Heterogenität.

Wie Tabelle 1 zu entnehmen, müssen sich optimaler Weise alle Parameter eines anpassbaren physischen Hand-Arm Modells zur Abbildung der Anwenderheterogenität in geeigneten Bereichen einstellen lassen. Wünschenswert ist hierbei eine stufenlose Einstellbarkeit ohne Austausch von Komponenten. Bild 7 zeigt das grundlegende Konzept für die Realisierung des physischen anpassbaren Hand-Arm Modells.

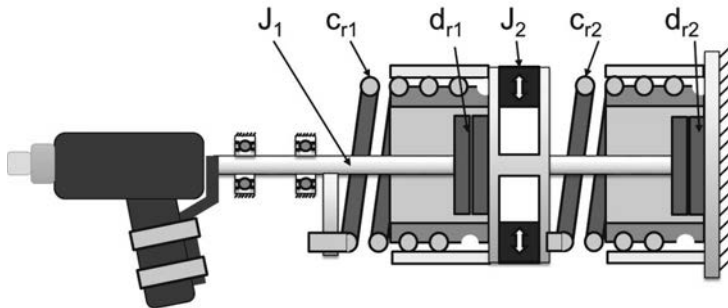


Bild 7: Konzept des anpassbaren physischen Hand-Arm Modells mit den in Bild 8 und Bild 9 detaillierter abgebildeten Komponenten

In Tabelle 1 ist ersichtlich, dass die Drehmasse  $J_1$  vorzugsweise sehr gering zu wählen ist. Wenngleich eine Realisierung kleiner Drehmassen im Vergleich zu kleinen Massen in klassischen Translationsmodellen des Standes der Forschung einfacher zu realisieren ist, bringt eine Einstellbarkeit der Drehmasse eine zusätzliche Drehmasse in das System ein. Nach Abwägung des Nutzens hat sich eine Einstellbarkeit der Rotationsmasse  $J_1$  als nicht praktikabel erwiesen. Alle anderen Parameter sind stufenlos einstellbar gestaltet.

Realisierung der einstellbaren Dämpfung: Als Dämpferelemente können herkömmliche fluidische Rotationsdämpfer verwendet werden, sofern diese in einem geeigneten Bereich eingestellt werden können. Fluidische Rotationsdämpfer bieten ein totspielfreies, annähernd lineares Dämpferverhalten und sind im Stand der Technik verfügbar. Ein rotatorischer fluidischer Dämpfer, der die Anforderungen erfüllt, ist das Modell KD-A des Herstellers Kinetrol. Die Dämpfungskonstante kann zwischen  $0,09 - 1,1 \text{ Nms/rad}$  (Version A1) und  $0,87 - 11,1 \text{ Nms/rad}$  (Version A2 – reale Werte abweichend vom Datenblatt) über einen rückseitigen Drehknopf anhand einer Skala eingestellt werden.

Realisierung der einstellbaren Federsteifigkeit: Als Federelemente kommen einstellbare Drehfedern zum Einsatz, deren Funktionsprinzip in Bild 8 dargestellt ist. Dabei kann die Windungszahl der Drehfeder, und damit die Federsteifigkeit, variiert werden. Die Drehfeder wird dazu auf den Einstellring aufgedreht und anschließend durch eine Spannhülse festgeklemmt. Der Teil der Feder, der auf dem Einstellring aufgedreht ist, wird an der Verformung gehindert und somit deaktiviert. Die Drehfedern sind hierbei Einzelanfertigungen.

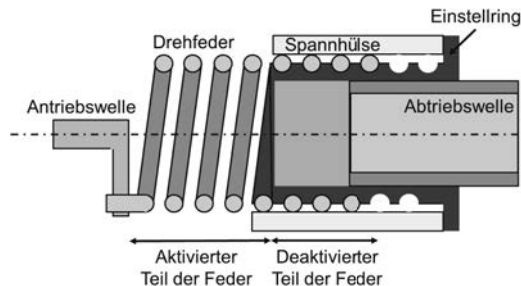


Bild 8: Funktionsprinzip der einstellbaren Drehfedern im Hand-Arm Modell aus Bild 7

Realisierung der einstellbaren Drehmasse: Die Drehmassen können mittels Massen, deren Radien zur Rotationsachse variiert werden können, eingestellt werden. Dieses Prinzip ist in Bild 9 dargestellt.

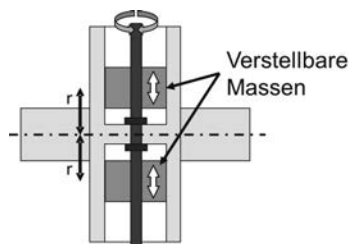


Bild 9: Funktionsprinzip der einstellbaren Drehmasse im Hand-Arm Modell aus Bild 7

## 6. Parameteridentifikation auf Basis des Stand der Forschung

Bild 6 zeigt die Abbildungsgenauigkeit, die mit einem idealisierten rotatorischen Modell mit zwei Freiheitsgraden theoretisch im Bereich zwischen 10 und 100 Hz erreicht werden kann. Allerdings können für das physische Hand-Arm Modell die Parameter nicht vollständig realisiert werden sondern unterliegen nachfolgend diskutierten Restriktionen, die in der technischen Realisierbarkeit und der Wechselwirkung mit dem Gerät begründet sind.

Die Drehmassen können nicht beliebig klein gestaltet werden. Dies gilt insbesondere für die erste Drehmasse, da diese auch die translatorischen Kräfte, wie z.B. die Andruckkraft des Geräts, aufnehmen muss. Eine entsprechende Lagerung bringt ein gewisses Minimum an Massenträgheitsmoment mit sich. Auch die Anbindung des Geräts an das Hand-Arm Modell trägt zum Massenträgheitsmoment der ersten Drehmasse bei, insbesondere wenn die Anbindung realitätsnah am Pistolengriff beim Radius  $r$  erfolgt.

Bei der Auslegung der Drehfedern muss beachtet werden, dass diese während des Betriebs das statische Moment des Geräts aufnehmen. Bei niedrigen rotatorischen Federsteifigkeiten, wie diese in Tabelle 1 gefordert sind, muss deshalb die daraus resultierende große Winkelverdrehung beachtet werden. Insbesondere bei der gleichzeitigen Verwendung von rotatorischen Dämpfern mit eingeschränktem Verdrehwinkel ergibt sich daraus eine Untergrenze der rotatorischen Federsteifigkeiten wie in Tabelle 2 angegeben.

Die Drehdämpferraten lassen sich nur im Bereich und in der Quantisierung der im Stand der Technik verfügbaren Dämpfungseigenschaften verstellen. Ein Dämpferparameter kann somit ohne Komponententausch immer nur in einem spezifischen Bereich eingestellt werden.

Unter Beachtung dieser Einschränkungen können die tatsächlich realisierbaren Parameter des Hand-Arm Modells bestimmt werden:

Tabelle 2: Restriktionen für die Parameter des rotatorischen Hand-Arm Modells im Falle des betrachteten Impuls-Schraubers

	$J_1$ [kgm <sup>2</sup> ]	$J_2$ [kgm <sup>2</sup> ]	$d_{r1}$ [Nms/rad]	$d_{r2}$ [Nms/rad]	$c_{r1}$ [Nm/rad]	$c_{r2}$ [Nm/rad]
Restriktion des Parameters	0,00034	≥0,0031	≥0,09 & ≤ 1,1 oder ≥0,87 & ≤ 11,1	≥0,09 & ≤ 1,1 oder ≥0,87 & ≤ 11,1	≥4,8	≥4,8

Unter Berücksichtigung der in Tabelle 2 aufgeführten Restriktionen kann eine neue Optimierung der Parameter des zwei-Massen-Modells (siehe Bild 5), im relevanten Bereich zwischen 10 und 100 Hz, unter dem Kriterium einer minimalen Summe der Fehlerquadrate zu den Impedanzen aus ISO 10068:2012 [4] durchgeführt werden. Es ergeben sich hierbei die in Tabelle 3 angegebenen Parameterwerte.

Tabelle 3: Parameter eines physisch umsetzbaren rotatorischen Hand-Arm Modells zur Abbildung der Impedanzkurven aus ISO 10068:2012 [4]

ISO 10068:2012 Impedanzkurve	$J_1$ [kgm <sup>2</sup> ]	$J_2$ [kgm <sup>2</sup> ]	$d_{r1}$ [Nms/rad]	$d_{r2}$ [Nms/rad]	$c_{r1}$ [Nm/rad]	$c_{r2}$ [Nm/rad]
Obere Grenze	0,00034	0,0042	2,5	0,09	15	5,0
Mittlere Grenze	0,00034	0,0034	1,5	0,20	15	5,0
Untere Grenze	0,00034	0,0031	0,87	0,20	5,0	8,3

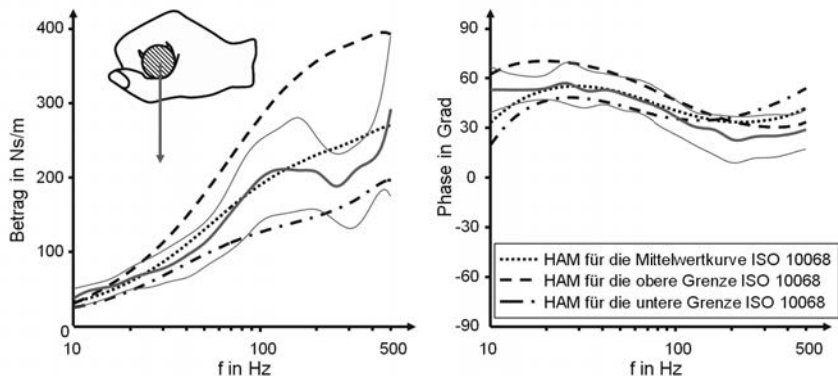


Bild 10: Vergleich der Impedanz eines physisch realisierbaren Modells mit zwei Freiheitsgraden in drei Einstellmöglichkeiten zur Nachbildung der Heterogenität

Bild 10 zeigt die Verläufe der Impedanz für drei verschiedene Einstellungen des Hand-Arm Modells. Die gepunktete Linie zeigt den Verlauf der Impedanz bei einer Optimierung der Parameter auf die Mittelwertkurve nach ISO 10068:2012 [4]. Die gestrichelten und die Strich-Punkt-Kurven zeigen jeweils die Adaptabilität des Hand-Arm Modells auf die zu erwartende Heterogenität der passiven Anwendereigenschaften.

Im Vergleich zwischen den angegebenen Impedanzkurven der ISO 10068:2012 [4] und den zu erwartenden Impedanzkurven des realisierbaren Hand-Arm Modells ergibt sich eine zufriedenstellende Übereinstimmung und deutlich zu erkennende Einstellbarkeit des Hand-Arm Modells im interessierenden Frequenzbereich zwischen 10 und 100 Hz in Betrag und Phase. Die Abweichungen über 100 Hz sind der Optimierung auf die niederen Frequenzbereiche geschuldet. Bei Bedarf lässt sich das Hand-Arm Modell jedoch an Geräte mit höherer Anregefrequenz adaptieren. Im Vergleich zu den theoretisch erreichbaren Impedanzkurven in Bild 6 lässt sich feststellen, dass sich durch die Restriktionen der Parameter nur geringe Auswirkungen auf die Abbildungsgenauigkeit ergeben.

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Die entwicklungsbegleitende Validierung nimmt eine zentrale Rolle in der Produktentwicklung handgehaltener Geräte ein. Die Überprüfung der erreichten Produktfunktionen erfolgt in enger Wechselwirkung mit den Konstruktionsphasen innerhalb der Entwicklung. Um eine hohe Aussagekraft über die Funktionserfüllung verschiedener Entwicklungsstände während diesen

Validierungsphasen zu ermöglichen, müssen testbedingte Unsicherheiten auf ein Minimum reduziert werden. Zeitgleich müssen aber alle relevanten Belastungsfälle reproduzierbar abgebildet werden. Die Abbildung der passiven Anwendereigenschaften und dessen Heterogenität in Prüfständen für diese Validierungsschritte stellt eine aktuelle Herausforderung dar.

In diesem Beitrag wurde ein anpassbares zwei-Massen Hand-Arm Modell für den Einsatz bei der Validierung von Geräten mit zur Unterarm-Achse rotatorischen Anregungen (bspw. Impulsschraubern) vorgestellt. Auf Basis der passiven Anwendereigenschaften und deren Varianz, welche in ISO 10068:2012 [4] durch die Impedanz und deren Streuung quantifiziert werden, wurde die nötige Einstellbarkeit des Hand-Arm Modells festgelegt. Es wurde ein Konzept für die physische Umsetzung dieses anpassbaren Hand-Arm Modells vorgestellt und dessen Eignung zur Abbildung der Anwenderheterogenität simulativ überprüft. Insbesondere im Frequenzbereich zwischen 10 und 100 Hz konnte eine gute Übereinstimmung zwischen der ISO 10068:2012 [4] und den vorhergesagten Impedanzkurven erreicht werden.

Das vorgestellte physische Hand-Arm Modell wird am IPEK – Institut für Produktentwicklung am KIT aufgebaut werden. Ein zentrales zukünftiges Forschungsziel wird die Überprüfung der erreichten Impedanzkurven des realen Aufbaus im Vergleich zur Simulation darstellen. Hierfür kann auf ein, sich im Aufbau befindliches, bislang einzigartiges Vibrations-Anreger-System zurückgegriffen werden, welches eine Untersuchung der Impedanzen in Rotationsrichtung im Frequenzbereich zwischen 0 und 1000 Hz ermöglicht.

## 8. Literaturangaben

- [1] Albers, A., Behrendt, M. u. Ott, S.: VALIDATION – CENTRAL ACTIVITY TO ENSURE INDIVIDUAL MOBILITY. F2010-B-084. In: Proceedings of FISITA 2010 World Automotive Congress. Budapest, Hungary: FISITA 2010
- [2] Matthiesen, S., Mangold, S., Bruchmüller, T. u. Marko, A.-M.: Der Mensch als zentrales Teilsystem in Wechselwirkung mit handgehaltenen Geräten – Ein problemorientierter Ansatz zur Untersuchung dieser Schnittstelle. In: Krause, D. (Hrsg.): Design for X. Beiträge zum 25. DfX-Symposium, Oktober 2014. Hamburg: TuTech-Verl. 2014, S. 193–204
- [3] Matysek, M. u. Kern, T. A.: Entwicklung Haptischer Geräte. Ein Einstieg für Ingenieure. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2009
- [4] ISO 10068:2012. Mechanical vibration and shock - Mechanical impedance of the human hand-arm system at the driving point



- [5] Dong, R. G., Rakheja, S., Schopper, A. W., Han, B. u. Smutz, W. P.: Hand-transmitted vibration and biodynamic response of the human hand-arm: A critical review. *Critical Reviews in Biomedical Engineering* 29 (2001) 4, S. 393–439
- [6] Dong, R. G., Wu, J. Z. u. Welcome, D. E.: Recent advances in biodynamics of human hand-arm system. *Industrial Health* 43 (2005) 3, S. 449–471
- [7] Marcotte, P., Aldien, Y., Boileau, P. É., Rakheja, S. u. Boutin, J.: Effect of handle size and hand-handle contact force on the biodynamic response of the hand-arm system under zh-axis vibration. *Journal of Sound and Vibration* 283 (2005) 3-5, S. 1071–1091
- [8] Aldien, Y., Marcotte, P., Rakheja, S. u. Boileau, P. E.: Influence of hand-arm posture on biodynamic response of the human hand-arm exposed to zh-axis vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics* 36 (2006) 1, S. 45–59
- [9] Dong, R. G., Welcome, D. E. u. McCormick, R. E.: 3-D laboratory simulation of hand-transmitted vibration. In: *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*. 2006
- [10] Bruchmüller, T., Mangold, S., Matthiesen, S., Oltmann, J., Rasmussen, O., Krause, D., Stücheli, M. u. Meboldt, M.: An Adjustable Impedance Element – System Requirements and Design Approach. In: Krause, D., Paetzold, K. u. Wartzack, S. (Hrsg.): *Design for X. Beiträge zum 26. DfX-Symposium, Oktober 2015. Hamburg: TuTech Verl. 2015, S. 133–144*
- [11] Lin, J. H., Radwin, R. G. u. Richard, T. G.: A single-degree-of-freedom dynamic model predicts the range of human responses to impulsive forces produced by power hand tools. *Journal of Biomechanics* 36 (2003) 12, S. 1845–1852
- [12] Marcotte, P., Boutin, J. u. Jasinski, J.: Development of a hand-arm mechanical analogue for evaluating chipping hammer vibration emission values. *Journal of Sound and Vibration* 329 (2010) 10, S. 1968–1980
- [13] Dong, R. G., Welcome, D. E., McDowell, T. W. u. Wu, J. Z.: Modeling of the biodynamic responses distributed at the fingers and palm of the hand in three orthogonal directions. *Journal of Sound and Vibration* 332 (2013) 4, S. 1125–1140
- [14] Dong, R. G., Welcome, D. E., Wu, J. Z. u. McDowell, T. W.: Development of hand-arm system models for vibrating tool analysis and test rig construction. *Noise Control Engineering Journal* 56 (2008) 1, S. 35–44
- [15] Rakheja, S., Gurram, R. u. Gouw, G. J.: Development of linear and nonlinear hand-arm vibration models using optimization and linearization techniques. *Journal of Biomechanics* 26 (1993) 10, S. 1253–1260



## Individuelle Bestimmung der Hand-Arm-Vibrationsdosis mit Smartwatches

### Individual determination of Hand-Arm vibration dose with Smartwatches

Dr.-Ing. **Gerald Bieber**, M. Sc. **John Trimpop**,  
Fraunhofer IGD, Rostock;  
Dipl.-Ing. **Uwe Kaulbars**, B.Sc. **Anton Hofmann**,  
Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen  
Unfallversicherung – (IFA), Sankt Augustin

#### Kurzfassung

Langanhaltende und intensive Vibrationseinwirkungen auf das Hand-Arm-System können zu schwerwiegenden Erkrankungen führen. Die Abschätzung einer Gefährdung hinsichtlich der Hand-Arm-Vibration (HAV) wird unter Berücksichtigung der Expositionsdauer sowie der Vibrationsintensität durchgeführt. Die subjektive Erfassung oder der Einsatz von Messgeräten zur Bestimmung der Expositionsdauer ist kostenintensiv, stört den Arbeitsablauf oder kann aufgrund des hohen Aufwandes nur sehr sporadisch und selten durchgeführt werden.

Bedingt durch die Miniaturisierung in der Elektronik sind nun kostengünstige Smartwatches auf dem Markt, die eine Vielzahl von integrierten Sensoren enthalten. Obwohl die Smartwatches über leistungsfähige Beschleunigungs-, Drehraten- sowie Akustiksensoren sowie eine effiziente Verarbeitungseinheit verfügen, ist es bisher unklar, ob diese Systeme tatsächlich zur Bewertung der Hand-Arm-Vibration (HAV) eingesetzt werden können. In einer Machbarkeitsstudie wurden unter Laborbedingungen und in Feldversuchen Beschleunigungs- und Mikrofondaten während der Ausführung von Arbeiten mit vibrierenden Arbeitsgeräten erfasst und analysiert. Dabei wurde untersucht, welche Verfahren zur Vibrationsmustererkennung geeignet und welche Erhebungsparameter auszuwählen sind. Durch eine Klassifizierung der Messdaten wurde auf die genutzten Arbeitsgeräte sowie die Expositionszeiträume geschlossen. Als Ergebnis der Untersuchung wurden die Möglichkeiten und Rahmenbedingungen für eine individuelle Bestimmung der HA-Vibrationsdosis mit Smartwatches bestimmt und bewertet.

## Abstract

Long-lasting and intense vibration of the hand and the arm can cause serious diseases. The estimation of risks with respect to the hand and arm vibration can be achieved by the consideration of exposure duration and vibration intensity. Manual assessment of exposure durations and used tools is expensive, disturbs the workflow or may be performed only sporadically and rarely due to high costs.

Robust and cheap smart watches including a plurality of integrated sensors are available on the market. Although smart watches provide accurate acceleration, rotation rate, acoustic sensors and a powerful processing unit, it is so far unclear whether these systems can be used to assess hand-arm vibration (HAV).

In a feasibility study, it was evaluated if vibration pattern and sound features are suitable to identify the used tools under laboratory conditions and in field trials. As a result of the evaluation, the possibilities and constraints for an individual determination of hand-arm vibration have been worked out.

## 1. Motivation

Mechanische Schwingungen, die auf den menschlichen Körper einwirken, werden als Vibrationen bezeichnet. Bei längerer wiederkehrender Einwirkung können mechanische Schwingungen eine Gefährdungen für die Gesundheit und Sicherheit der Arbeitnehmer verursachen und Folgekrankheiten auslösen, insbesondere Durchblutungsstörungen, Knochen- oder Gelenkschäden, neurologische oder Muskelerkrankungen.

Je nach Intensität, Dauer und Frequenzbereich der Vibration tritt bei Einwirkung auf den Körper zunächst ein Unbehagen auf, das später zu Schmerzen sowie reversible und irreversible Schädigungen führen kann. Um den Beschäftigten vor solchen Gefährdungen zu schützen, ist für Arbeitsplätze mit Vibrationsbelastung eine Gefährdungsbeurteilung durchzuführen. Nach der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (LärmVibrationsArbSchV) [1] ist der Arbeitgeber verpflichtet den Grenzwert der Tagesdosis von  $A(8) = 5 \text{ m/s}^2$  einzuhalten und ab dem Auslösewert  $A(8) = 2,5 \text{ m/s}^2$  ein Vibrationsminderungsprogramm aufzustellen. Eine Erfassung der Expositionsdauer mit Arbeitszeitstudien (REFA) oder der Einsatz von Messgeräten zur Bestimmung der Expositionsdauer ist kostenintensiv, stört den Arbeitsablauf oder kann aufgrund des hohen Aufwandes nur sehr sporadisch und selten durchgeführt werden. Daher ist es wünschenswert, ein unaufdringliches, kostengünstiges Verfahren zur Gefährdungsbeurteilung zu entwickeln.

## 2. Stand der Technik

Damit eine Gefährdung des Menschen am Arbeitsplatz ausgeschlossen oder beurteilt werden kann, wird eine Abschätzung einer Gefährdung hinsichtlich der Hand-Arm-Vibration unter Berücksichtigung der Expositionsdauer sowie der Vibrationsintensität durchgeführt. Dabei werden unter anderem bereits bekannte Emissionsdaten der verwendeten Geräte genutzt oder diese durch Messungen der Vibrationsintensität an der Kontaktfläche der Hand am Werkzeug, Griff oder Werkstück neu festgestellt.

Die Bestimmung der Expositionsdauer kann durch zwei grundlegende und verschiedene Methoden durchgeführt werden (siehe Bild 1). Einerseits kann die Bestimmung der Maschinenlaufzeit (Machine Operation Timer), andererseits die Zeit der Exposition am Benutzer (Personal Vibration Exposure Timer) gemessen werden. Zur Bestimmung der Maschinenlaufzeit sind in einigen Geräten Betriebsstundenzähler integriert, die eine Erfassung der Maschinennutzungszeiten vereinfacht ermöglichen. Hierbei muss jedoch für die Expositionsabschätzung sichergestellt werden, dass bei mehreren Maschinennutzern die spezifische Nutzungszeit bestimmt werden kann.

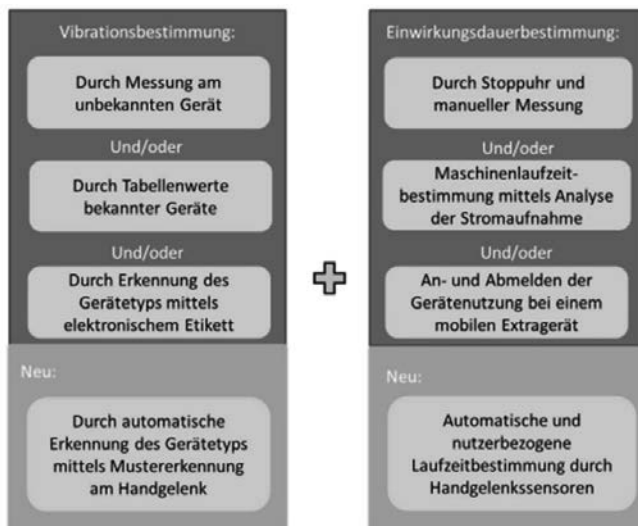


Bild 1: Klassifizierung des bisherigen Standes der Technik sowie der neuen Technologie

Eine etablierte Form der Bestimmung der Expositionsdauer am Benutzer ist die subjektive Beobachtung der Gerätenutzung und die Zeiterfassung mittels Stoppuhr. Dieses aufwändige Verfahren ermöglicht eine stichprobenartige Abschätzung der Expositionsdauern und eignet sich nur bedingt zur Generalisierung und ist zudem nur bedingt auf das historische oder zukünftige Nutzungsverhalten übertragbar. Das derzeit übliche Verfahren ist die Abschätzung der Expositionsdauer auf der Grundlage von Erfahrungswerten oder Plausibilitätsprüfungen z. B. des Material- und Werkstoffverbrauches.

Dabei wird häufig die Einsatzdauer eines Gerätes mit der Expositionsdauer (reinen Kontaktdauer mit dem vibrierenden Gerät) verwechselt. Studien zeigen, dass die Expositionsdauer häufig überschätzt wird [2].

Im Bereich der Forschung wird die Nutzungsdauer von Geräten durch die Anwendung von Funksendern (RFID-Tags) und handgelenksbasierenden Lesegeräten erforscht [3]. Hierbei werden neue Erkenntnisse über die Gerätenutzung und Verwendungstrends gewonnen. In der Praxis spielt die RFID-Technologie bislang eine untergeordnete Rolle, da neben Reichweiten- und Abschattungsproblemen auch ein Hantieren mit den Geräten (Tragen, Halten, Transportieren, Einstellen etc.) als Nutzung detektiert werden kann, obwohl hierbei keine Vibrationsbelastungen aufzutreten.

Ein System, das robust und ohne Nutzerinteraktion sowie ohne zusätzliche Infrastruktur an den Geräten die Arbeitsvibrationsbelastung des Nutzers erfasst, ist bislang nicht verfügbar. Wünschenswert ist daher ein Smartwatch-basierendes System, welches die auftretenden Vibrationen am Handgelenk analysiert und aus den Vibrationsmustern die verwendeten Arbeitsgeräte identifiziert. Durch eine Laufzeitbestimmung der Arbeitsgeräte ist die Abschätzung der individuellen Expositionsbelastung möglich.

### **3. Konzept der Geräteerkennung durch Mustererkennung**

Die Nutzung von Arbeitsgeräten bewirken am Handgelenk des Benutzers messbare physikalische Auswirkungen. Für eine automatisierte Bestimmung der Expositionsbelastung ist zu prüfen, ob es möglich ist, in einer Anlernphase die am Handgelenk resultierenden, spezifischen Bewegungs- und Vibrationsmuster zu bestimmen. In einer Erkennungsphase soll es dann möglich sein, aus der Menge der zuvor antrainierten Arbeitsgeräte das aktuell verwendete Arbeitsgerät zu identifizieren. Dieses wird durch die Methoden der Mustererkennung erreicht (siehe Bild 2).

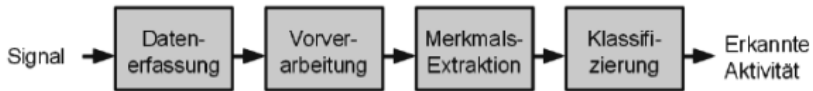


Bild 2: Mustererkennungs-Pipeline zur Arbeitsgerät oder Arbeitsaktivitätserkennung

Aktuelle Smartwatches verfügen über Beschleunigungssensoren sowie über weitere Sensorik. Da die Beschleunigungssensoren mit 50 Hz abgetastet werden, lassen sich damit nur Vibrationen von max. 25 Hz erfassen (Shannon-Theorem). Da bestimmte Arbeitsgeräte weit höhere Vibrationen aufweisen können (z. B. Winkelschleifer mit 150 Umdrehungen pro Sekunde), ist eine Gerätediskriminierung alleine aus Beschleunigungsdaten schwierig. Aus diesem Grund werden Mikrofondaten einbezogen, die bei 8 kHz Abtastung einen Frequenzbereich bis 4 kHz abbilden können. Zur Bestimmung der Merkmale aus den unterschiedlichen Sensortypen werden die erfassten Sensordaten in Datenblöcken zu je 64 Tupeln gruppiert, aus denen sich Merkmale im Zeit- und Frequenzbereich bestimmen lassen [4]. Durch diese Fensterung ist eine Erkennung alle 1,28 Sekunden möglich. Die Merkmalsausprägungen von bekannten Arbeitsgeräten können mit den Merkmalsausprägungen von unbekannten und zu bestimmenden Arbeitsgeräten verglichen werden. Ein Klassifizierer entscheidet aufgrund von Ähnlichkeiten, welches Arbeitsgerät gerade genutzt wird.

#### 4. Smartwatches als Sensorsysteme

Zur Überprüfung der Machbarkeit einer Arbeitsgeräteerkennung mittels Smartwatches wurde eine Smartwatch vom Typ Simvalley AW420-RX eingesetzt. Diese verfügt über ein Android-Betriebssystem, WLAN sowie SIM-Card für eine Datenkommunikation und ein 9D-MEMS-Sensorbaustein nebst Lautsprecher, Mikrofon, GPS, Bedienknöpfen, Farbgraphikdisplay und Touchscreen. Zur Erfassung und Analyse der Daten wurde eine eigene Android-Applikation (AGIS App) entwickelt, die über ein einfach zu bedienendes User-Interface verfügt (siehe Bild 3). Diese App klassifiziert die Arbeitsgeräte und berechnet die individuelle Tagesvibrationsdosis während der Arbeitsausführung. Während der Aufnahme wurden für eine spätere Analyse die Merkmale aus Sounddaten sowie Beschleunigungs- sowie Gyroskopdaten als Rohdaten gespeichert.

Tabelle 1: Technische Daten der Smartwatch SimValley AW 420 RX

Smartwatch Typ	SimValley AW 429 RX
Prozessor	Cortex A7 Dual Core, 1.2 GHz
Betriebssystem und Arbeitsspeicher	Android 4.2 mit 1 GB RAM
Beschleunigungssensor	Bosch BMC050
Lagesensor	Invensense MPU3050c
Maße	45,3 x 44,3 x 14,1 mm
Gewicht und Wasserfestigkeit	90 Gramm, IP 67
Preis (03/2016)	249 Euro

Der Beschleunigungssensor der Smartwatch besitzt einen Messbereich von  $\pm 2\text{ g}$  und erreicht eine Auflösung von 12 Bit im Messbereich und wird mit 50 Hz ausgelesen. Das in der Smartwatch integrierte Gyroskop, welcher Drehratendaten in  $^{\circ}/\text{s}$  mit 50 Hz die Sekunde aufzeichnet, erreicht einen Messbereich von  $\pm 17\text{ }^{\circ}/\text{s}$  bei einer Auflösung von 11 Bit. Die Werte des Mikrofons werden mit 8 kHz erfasst und daraus werden fünf relevante Merkmale berechnet. Der Maximalwert des Lautstärkepegels liegt bei der verwendeten Smartwatch bei etwa 90,31 dB (empirisch ermittelt).



Bild 3: Smartwatch und User-Interface der AGIS – Applikation mit farblicher Darstellung der aktuell erreichten Tages-Vibrationsdosis



Als Merkmale eignen sich übliche statistische Größen, wie der Durchschnitt, die Varianz, die Standardabweichung, der Median oder auch das quadratische Mittel. Ebenso werden häufig frequenzbehaftete Merkmale eingesetzt, wie etwa die vorherrschende Frequenz oder die Signalenergie. Darüber hinaus kommen eigens entwickelte Verfahren zur Merkmalsextraktion zum Einsatz, wie z. B. der Activity Unit [5], der die durchschnittliche Bewegung im dreidimensionalen Raum beschreibt und somit eine Einschätzung zur Intensität der durchgeführten Bewegung im Bereich des ausgewählten Fensters erlaubt [4].

## 5. Evaluation

Die Evaluation hat zum Ziel zu prüfen, ob es möglich ist, mit Smartwatches eine Erkennung und Unterscheidung von Arbeitsgeräten durchzuführen (Prüfung der Machbarkeit). Hierfür wurde sowohl im Labor als auch in Praxistests Daten erhoben und analysiert.

Bereits im Laborumfeld sind stark unterscheidbare Bewegungsmuster beim Vergleich von ausgewählten Arbeitsgeräten durch die Betrachtung der Akzelerometer- bzw. Gyroskopdaten sichtbar.

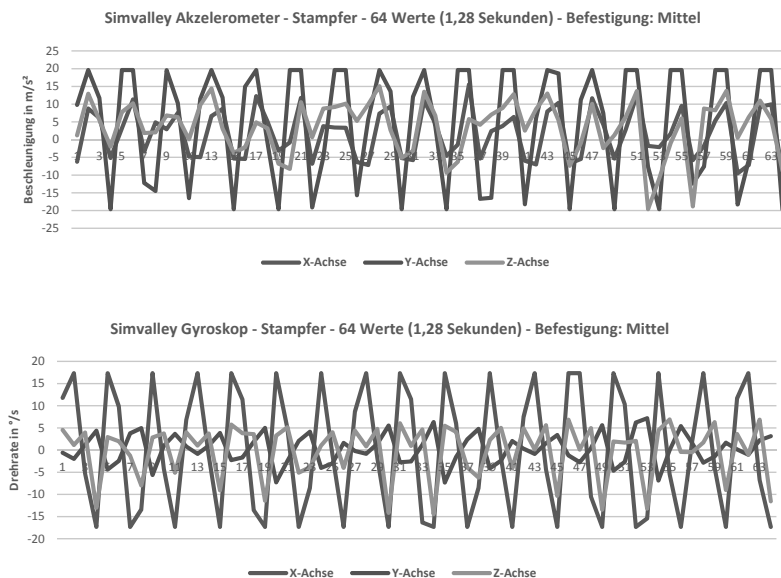


Bild. 4: Stampfer, Ausschnitt Akzelerometer- und Gyroskop-Rohdaten

Die Bewegungen der Arbeitsgeräte übertragen sich über die Handankopplung auf das Handgelenk und somit wiederum durch die Ankopplung des Armbandes auf die Smartwatch. Die Bewegungen bewirken sowohl bei dem Beschleunigungssensor als auch bei dem Gyroskop messbare Signale (siehe Bild 5). Unterschiedliche Arbeitsgeräte erzeugen verschiedenartige Signale, so erzeugt beispielsweise ein Stampfer im Vergleich zum einem Schwingeschleifer unterscheidbare Bewegungen mit anderen Bewegungsanteilen und Frequenzen. Die Signalmuster der unterschiedlichen Sensoren korrelieren jedoch innerhalb einer Geräteklasse miteinander (siehe Bild 4). Bedingt durch die Erdgravitation bewirkt eine Verdrehung des Sensorsystems auch eine Signaländerung bei dem Beschleunigungssensor. Die Merkmale aus dem Signal des Gyroskops sind hinsichtlich den Merkmalen aus den Signalen des Beschleunigungssensors weitgehend redundant. Da das Gyroskop gegenüber dem Beschleunigungssensor einen vielfach höheren Energieverbrauch aufweist, werden vorzugsweise die Signale des Beschleunigungssensors genutzt.

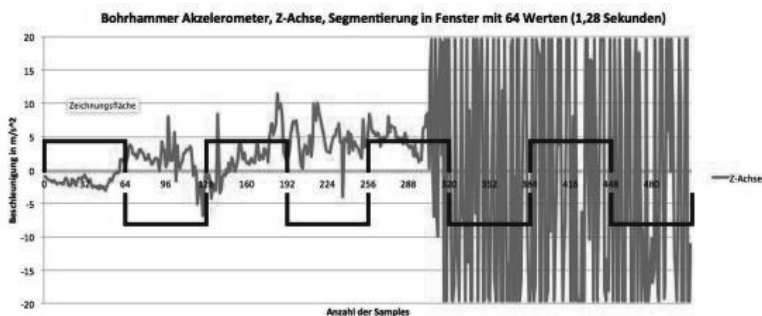


Bild 5: Beschleunigungssensordaten der Zustände Ruhe (Abtastung  $n = [0..300]$ ) und Gerätenutzung eines Bohrhammers (Abtastung  $n = [300..500]$ )

Die Lautstärke der Audiosignale unterscheidet sich bei den meisten Geräten nur unwesentlich (beispielsweise Stampfer und Schwingeschleifer, siehe Bild 6), auch wenn zu erkennen ist, dass der Lautstärkepegel je nach Gerät nicht gleichmäßig verläuft.

Dieses Verhalten begründet sich durch die automatische Lautstärkeregelung bei der verwendeten Smartwatch. Hierbei zeigen sich Indikatoren, dass nicht nur die Gesamtlautstärke an das jeweilige Signal angepasst wird, sondern auch Tonkanäle einzeln geregelt werden. Dieses ist noch weiter zu evaluieren und dafür würde besonders die Merkmale im Frequenzbereich beeinflussen.

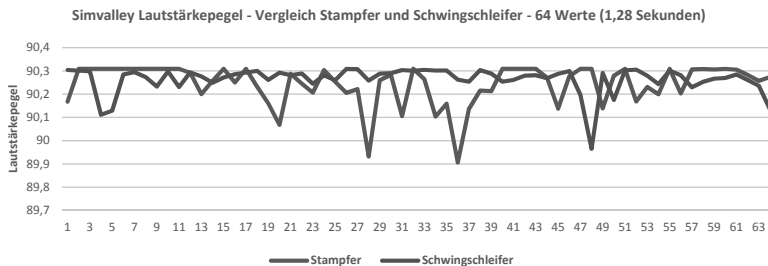


Bild 6: Lautstärkepegel am Handgelenk von Stampfer und Schwingschleifer

Damit eine Merkmalsselektion stattfinden kann, werden in der Trainingsphase die gängigsten 71 Merkmale aus den Beschleunigungs- und Audiodaten berechnet. Bei der Erstellung eines Klassifizierers, der durch einen Entscheidungsbaum J48 realisiert ist, werden jedoch nur, je nach verwendeten Arbeitsgeräten, meist eine Untermenge von ca. 9 bis 15 Merkmalen benötigt.

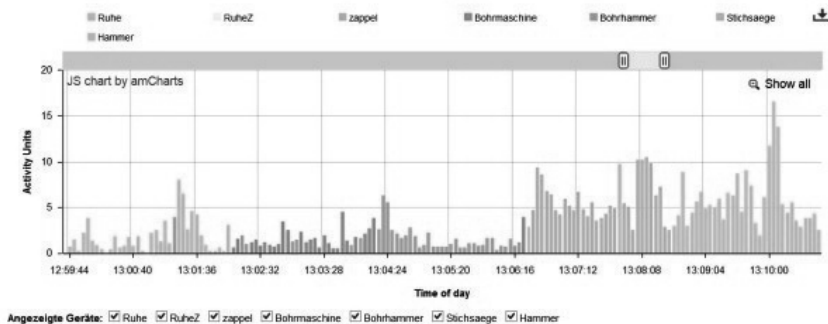


Bild 7: Erkennung der Arbeitsgeräte im Labor bei serieller Nutzung

Im Laborumfeld wurden vier unterschiedliche Arbeitsgeräte (Bohrmaschine, Bohrhammer, Stichsäge, Hammer) sowie eine Ruhe mit jeweils zwei Minuten durch drei Personen antrainiert und die Erkennung der Gerätenutzung bei einer neuen Arbeitskraft (leave-one-person-out) untersucht. Hierbei zeigte das System eine Erkennung von ca. 79,2 Prozent (siehe Bild 7).

In einem Feldtest bei einem Metall-verarbeitenden Unternehmen wurde ein Mitarbeiter mit einer Videokamera (GoPro) zur Ermittlung des Ground-Truth sowie der Smartwatch ausgestattet. Anschließend wurde für einen Zeitraum von 2 bis 5 Minuten vier Arbeitsgeräte antrainiert (siehe Bild 8). Als Arbeitsgeräte wurde als Gerät 1 ein Winkelschleifer (Hilti), als Gerät 2 ein Winkelschleifer (Milwaukee), Gerät 3 als pneumatischer Schleifer (Dynabrade) sowie als Gerät 4 ein Schleifer mit Wobbelscheibe (3M) verwendet.



Gerät 1: Winkelschleifer (Hilti)



Gerät 2: Winkelschleifer (Milwaukee)



Gerät 3: pneumatischer Schleifer



Gerät 4: Schleifer mit Wobbelscheibe

Bild 8: Nutzung von vier Arbeitsgeräten im Feldtest

Darüber hinaus wurde der Zustand ohne Arbeitsgerät als Aktivität „Ruhe“ antrainiert, wobei der Mitarbeiter herum gelaufen ist, den Arbeitsplatz reinigte oder sich ausruhte. Da Mikrofondaten aufgezeichnet wurden, wurde die Aktivität „Ruhe“ mit Hallenbengeräuschen aufgezeichnet.



Bild 9: Nutzung von Arbeitsgeräten (Gerät 1 und Gerät 3) im Feldtest, mit Smartwatch und Videoerfassung

Die darauf folgende Anlernphase wurde mit einer Videokamera in Brusthöhe aufgezeichnet (siehe Bild 9). Durch die Videoaufzeichnung konnte somit eine eindeutige Zuordnung zwischen erfasster und erkannter Gerätebedienung durchgeführt werden. Es wurden somit insgesamt ca. 8 Minuten Trainingsdaten der Geräte 1 bis 4 sowie 17 Minuten „Ruhe“ (inkl. Gehen und Materialeinräumen) erfasst.

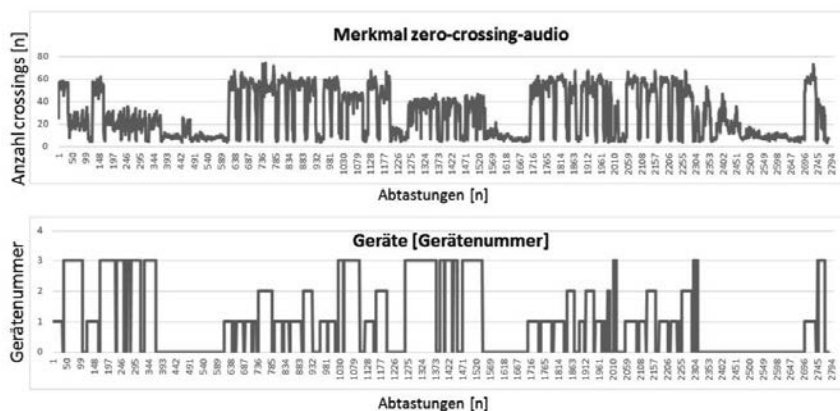


Bild 10: Darstellung der im Feldtest tatsächlich genutzten Geräte mit entsprechender Gerätenummer in Bezug zu dem erfassten Merkmal zero-crossing-audio

Anschließend arbeitete der Mitarbeiter ungestört unter Videoaufzeichnung für den Zeitraum von ca. einer Stunde. Bild 10 stellt den zeitlichen Verlauf der Nutzung der Arbeitsgeräte dar, im Vergleich dazu ist ein relevantes Merkmal (Anzahl der Nulldurchgänge des Audiosignales, zero-crossing-audio) exemplarisch abgebildet. Während der Aufzeichnung wurden alle 71 Merkmale extrahiert und gespeichert. Im Feldtest wurden 2784 Instanzen (Intervalle) zu je 1,28 Sekunden Dauer klassifiziert. Die Videodaten zeigten, dass der Mitarbeiter für ca. 26 Minuten kein Gerät nutzte und 34 Minuten ein Gerät bediente, allerdings wurde in der Erkennungsphase das Gerät Nr. 4 nicht verwendet. Darüber hinaus zeigte die Videoanalyse, dass die Geräte zum Teil mit unterschiedlichen Einsatzwerkzeugen (Aufsätzen) genutzt wurden, die nicht in der Anlernphase berücksichtigt wurden.

Die durchschnittliche richtige Erkennung aller Instanzen, d. h. das Verhältnis von der Anzahl der richtig erkannten Geräten/Zuständen (true positiv) zu der gesamten Anzahl an Instanzen (Summe von true positiv und false positiv) lag bei 72,8 Prozent (accuracy). Der als Klassifizierer verwendete Entscheidungsbaum wies eine Komplexität von 27 Blättern auf. Die folgende Zuordnungsmatrix zeigt die Verteilung der Erkennung der 2784 Instanzen.

Tabelle 2: Zuordnungsmatrix der Geräteerkennung eines Feldtests

Zuordnungsmatrix Gerät / Aktivität					
Ruhe	Gerät 1	Gerät 2	Gerät 3	Gerät 4	Klassifiziert als:
1012	12	12	114	82	Ruhe
11	546	116	9	4	Gerät 1
4	37	212	1	0	Gerät 2
31	210	55	258	58	Gerät 3
0	0	0	0	0	Gerät 4

Neben der Erkennungsrate der Geräte ist die aus der Gerätenutzungsdauer resultierende Vibrationsexposition von besonderer Bedeutung. Tabelle 3 zeigt die durch die Smartwatch geschätzte und die durch die Videoanalyse bestimmte Vibrationsexposition für den erfassten Arbeitsgang. Die Sensitivität (true positive rate) gibt den Anteil der korrekt als positiv klassifizierten Instanzen an der Gesamtheit der tatsächlich positiven Instanzen an. Dieser Wert ist in Tabelle 3 angegeben.

Während des Ausführungszeitraumes von ca. 1 Stunde wurde hinsichtlich der Hand-Arm-Vibration mit der Smartwatch eine Vibrationsdosis von  $A(8) = 2,1 \text{ m/s}^2$  ermittelt. Gemäß der Beobachtungszeit durch die Videoanalyse wären es  $A(8) = 1,9 \text{ m/s}^2$ . Das bedeutet, dass die Smartwatch eine Überbewertung von ca. 11 % aufwies. Würde die Belastung auf einen Ar-

beitstag hochgerechnet, so läge die Tagesvibrationsdosis in der Nähe des Grenzwertes von  $5 \text{ m/s}^2$ .

Tabelle 3: Darstellung der Erkennungszeiten der Smartwatch und der realen Ausführungszeit durch Videoanalyse

Geräte bzw. Arbeitsgang / Vibrationswert [m/s <sup>2</sup> ]	Laufzeit- gemäß Smart-watch [mm:ss]	Laufzeit- gemäß Video [mm:ss]	Fehl- dauer im Messzeit- raum [mm:ss]	Sensi- tivität, True- Positiv Rate [%]	Vibrations- exposition A(8) Smart- watch [m/s <sup>2</sup> ]	Vibrations- exposition A(8) gemäß Video [m/s <sup>2</sup> ]
Gerät 0: Ruhe bzw. ohne Gerät	22:34	26:17	-03:43	82,1	0,0	0,0
Gerät 1: Winkelschleifer (Hilti)	17:10	14:38	02:32	79,6	2,9	2,47
Gerät 2: Winkelschleifer (Milwaukee)	08:25	05:25	03:00	83,5	1,12	0,72
Gerät 3: pneumatischer Schleifer	8:09	13:03	-04:54	42,2	0,17	0,28
Gerät 4: Schleifer mit Wobbelscheibe	03:04	00:00	03:04	0,0	0,08	0,0
Mit Tagesexpositionswert $A(8) = \sqrt{A_1(8) + A_2(8) + A_3(8) + A_4(8) + \dots}$						
Vibrationsexposition durch Smartwatch A(8) in [m/s <sup>2</sup> ]					2,1	
Vibrationsexposition durch Video A(8) in [m/s <sup>2</sup> ]						1,9

## 6. Diskussion der Messdaten

Die Erkennung von Arbeitsgeräten ist besonders von der Anzahl der Geräte sowie von der Charakteristik der Geräte bzw. Signale abhängig. Die im Feldtest erfasste Anzahl von vier

Arbeitsgeräten ist auch auf andere Betriebe übertragbar, da viele Beschäftigte am Arbeitstag keine hohe Vielzahl von unterschiedlichen Geräten nutzen. Die geringe Komplexität des Entscheidungsbaumes weist darauf hin, dass kein Overfitting vorliegt und das Ergebnis auch bei anderen Einsätzen realistisch ist. Die Erkennungsrate von 79 Prozent im Laborumfeld sowie von 72,8 Prozent (accuracy) im Feldtest zeigt, dass eine Arbeitsgeräteerkennung prinzipiell machbar und eine Einschätzung der Vibrationsexposition sinnvoll ist. Der Feldtest zeigte trotz der Ähnlichkeit der Geräte im Feldtest (alles Schleifgeräte), dass eine Unterscheidung der Geräte oder Arbeitsgänge durchgeführt werden kann. Allerdings werden nicht alle Geräte gleich gut erkannt. Bei Gerät 3 wurde in der Testphase ein anderes Einsatzwerkzeug montiert, das nicht antrainiert wurde, dieses erklärt zum Teil eine geringere Erkennung dieses Gerätes gegenüber den anderen Geräten. Die Abschätzung der Vibrationsdosis zeigt, dass Geräte mit gleichen oder ähnlichen Vibrationswerten verwechselt werden können, ohne dass sich die berechnete Dosis stark ändert. Das System sollte zukünftig bei unsicherer Erkennung stets die Nutzung eines stärker vibrierenden Gerätes annehmen, um eine Unterschätzung und Gefährdung des Mitarbeiters auszuschließen.

Als problematisch wird die bisherige Umsetzung der Trainingsdatenaufzeichnung angesehen, da hier in einem zeitlichen Intervall die Geräteausführung durchgehend aufgezeichnet wird, obwohl im praktischen Betrieb auch Pausen auftreten können. Somit ist das Risiko gegeben, dass der Klassifizierer auch auf Pausen und nicht auf das Gerät antrainiert wird, das sich auf eine Erkennung negativ auswirken kann. Somit muss bereits in der Trainingsphase eine Arbeitsgerätenutzung erkannt werden.

Die verwendete Hardware der Smartwatch ist bereits technologisch veraltet, da neue Systeme eine wesentlich höhere Sensorauflösung bei gleichzeitiger geringerer Stromaufnahme und Kosten aufweisen. Somit ist davon auszugehen, dass ein Smartwatch-basiertes System zur Arbeitsgeräteerkennung noch weiter optimiert werden kann.

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit hatte zum Ziel zu untersuchen, ob eine Abschätzung der Hand-Arm-Vibration durch Nutzung von Smartwatches möglich ist. Da die Tragesituation, Ankopplung sowie die Sensorik der Smartwatches keine direkte Messung der einwirkenden Vibration erlaubt, wird der Ansatz gewählt, aufgrund der messbaren Vibrationsmuster auf das verwendete Arbeitsgerät zu schließen und auf der Basis der bekannten Vibrationskennwerte und der Expositionsdauer die Vibrationsexposition abzuschätzen.

Zur Arbeitsgeräteerkennung wurden Sensordaten des Beschleunigungs-, Drehraten- sowie des Mikrofon-Sensors erfasst, ein Set von 71 Merkmalen extrahiert und daraus relevante



Merkmale selektiert. Eine Mustererkennung auf der Basis von ca. 12 bis 15 Merkmalen erlaubte im Laborumfeld eine durchschnittliche Erkennungsrate bei der Auswahl von vier Geräten von ca. 79 Prozent. In einem Feldtest wurde bei vier antrainierten Geräten eine Erkennung von ca. 72 Prozent erreicht. Somit kann davon ausgegangen werden, dass eine Abschätzung der Vibrationsexposition mittels Smartwatches prinzipiell möglich ist.

In weiteren Arbeiten müssen diese Ergebnisse weiter untersucht sowie ein neues Verfahren zur Annotation und zum Antrainieren von Geräten, beispielsweise durch ein Clusterverfahren, entwickelt werden. Wir gehen davon aus, dass die Smartwatch als digitaler Begleiter für Mitarbeiter in einem Unternehmen zum Schutz und Erhalt der Gesundheit beitragen kann und zukünftig auch beitragen wird.

Diese Forschungsarbeit wurde mit Mitteln der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung unterstützt. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

## 8. Literatur

- [1] Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (LärmVibrationsArbSchV) vom 6. März 2007. BGBl. I (2007), S. 261
- [2] Kaulbars, U. (2015): Gefährdungsbeurteilung der Hand-Arm-Vibration bei der Waldarbeit mit Motorkettensägen IFA Report 5/2015. 33 S., 17 Lit., 9 Tab., 13 Abb. und 4 Anhänge. Hrsg.: Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung (DGUV), Berlin 2015. ISBN: 978-3-86423-155-1
- [3] Efstratiou, Christos, et al. (2007). "Experiences of designing and deploying intelligent sensor nodes to monitor hand-arm vibrations in the field." Proceedings of the 5th international conference on Mobile systems, applications and services. ACM
- [4] Bieber, G., Voskamp, J., & Urban, B. (2009): Activity recognition for everyday life on mobile phones. In Universal Access in Human-Computer Interaction. Intelligent and Ubiquitous Interaction Environments (pp. 289-296). Springer Berlin Heidelberg
- [5] Bieber, G., Kirste, T., & Urban, B. (2012). Ambient interaction by smart watches. In Proceedings of the 5th International Conference on Pervasive Technologies Related to Assistive Environments (p. 39). ACM.



# Beurteilung des Schwingungsdiskomforts in Traktorkabinen durch Human-in-the-Loop-Fahrsimulation

## Assessing Vibrational Discomfort in Tractor Cabins using Human-in-the-Loop Driving Simulation

Manuel Weis, John Deere GmbH & Co. KG, Mannheim

### Abstract

The international standard ISO 2631.1 provides guidance for the assessment of discomfort caused by whole body vibration using acceleration data. The underlying model uses random mean square values of weighted and filtered acceleration data for different directions measured at different evaluation points. In most cases only the three translational directions measured on the seat surface are sufficient to compute the felt discomfort. The multiplying factors 1.4, 1.4 and 1.0 for the x-, y- and z-direction are used before building the vector sum to get a final discomfort index. It is assumed that the current ISO 2631.1 method underestimates the effects of lateral and longitudinal vibration. An improved set of multiplying factors or an improved method has to be developed. For this purpose an interactive tractor driving simulation has been established, providing full control and repeatability of experiments with test personnel. This paper describes the lack of the ISO 2631.1 method, the available simulator platform and the methods used to develop an improved discomfort assessment method.

### 1. Einleitung

Mit der Einführung der Richtlinie 2002/44/EG des Europäischen Parlaments und Rates wurden gesetzliche Mindestanforderungen bezüglich der Exposition gesundheitsgefährdender Ganzkörperschwingungen festgelegt: Seit Juli 2014 müssen Arbeitgeber dafür Sorge tragen, dass ein täglicher Vibrationsgrenzwert von  $1.15 \text{ m/s}^2$  ( $0.8 \text{ m/s}^2$  für die vertikale Richtung) bezogen auf einen 8h-Referenztag nicht überschritten wird [1]. Ein weiterer Punkt, der wahrgenommene Komfort bzw. Diskomfort aufgrund der einwirkenden Schwingungen, ist heute fast genauso wichtig wie der gesundheitliche Aspekt. Da Fahrten mit PKW, LKW, Bus und Bahn immer komfortabler werden, erwarten die Traktorfahrer einen äquivalenten Anstieg des Komforts bei der Nutzung ihres Traktors. Um diese gestiegenen Anforderungen zu erfüllen, ist die Bekämpfung der komfortmindernden Schwingungen an ihrer Entstehungsstelle bzw. das Verhindern ihrer Weiterleitung bis zum Fahrersitz die beste Lösung. Aus diesem Grund

konzentrieren sich die Landmaschinenhersteller mehr und mehr auf verschiedenste sekundäre Federungssysteme, wie z.B. Kabinen- oder Sitzfederungen.

Um schnell auf Änderungen der Marktanforderungen zu reagieren, müssen Produktentwicklungsprozesse so kurz wie möglich gehalten werden. Aus diesem Grund werden Methoden der numerischen Simulation mehr und mehr in die frühe Entwicklungsphase eines neuen Produkts integriert. Die numerische Simulation komfortrelevanter Komponenten, wie beispielsweise sekundärer Federungssysteme, ist eine besondere Herausforderung: Obwohl mit der ISO 2631.1 eine Methode existiert, mit der schwingungsbedingter Diskomfort errechnet werden kann [2], stimmen Berechnungsergebnis und subjektives Urteil nicht immer überein [3, 4, 5]. Da die ISO 2631.1-Bewertungsmethode auf Versuchen mit uniaxialen Sinusschwingungen basiert, führt die Anwendung dieser Methode in Umgebungen mit gleichzeitigen multiaxialen Stimuli zu einer Diskrepanz zwischen subjektiver Wahrnehmung und dem errechneten Diskomfort-Wert. Diese Diskrepanz kann insbesondere bei der Bewertung von Federungssystemen an Land-, Forst- und Baumaschinen auftreten, bei denen der Fahrer typischerweise einer Umgebung mit gleichzeitigen multiaxialen Stimuli ausgesetzt ist.

Für eine bessere Übereinstimmung zwischen dem gültigen Standard und der realen Situation ist eine verbesserte Methode zur Berechnung und Vorhersage des Diskomforts zu entwickeln. Für diesen Zweck muss der Anwender realistischen multi-axialen Schwingungen ausgesetzt werden. Die Realisierung derartiger Untersuchungen in einem realen Fahrzeug ist zeit- und kostenintensiv. Zudem ist es schwierig, die volle Kontrolle und Wiederholbarkeit aller Zustände zu gewährleisten. Um diese Nachteile zu vermeiden, wird mit dem vollständig kontrollierbaren Bewegungssystem RODOS am Fraunhofer ITWM in Kaiserslautern eine geeignete Traktor-Fahrsimulation implementiert. Der Simulator wurde mit einer Serien-Traktorkabine ausgestattet, in der Testfahrer das Verhalten eines neuen Federungssystems in der frühen Entwicklungsphase „erfahren“ und bewerten können. In einem zu Grunde liegenden Mehrkörpermodell des Traktors können Modelländerungen schnell umgesetzt werden, um das Fahrzeugverhalten und die auf den Testfahrer einwirkenden Schwingungen in der Simulatorkabine gezielt zu beeinflussen. Mit Simulatortests, Probandenfeedback und dem Einsatz statistischer Methoden soll eine verbesserte Methode entwickelt werden, um den durch überlagerte multiaxiale Schwingungen resultierenden Diskomfort zu bewerten.

In diesem Bericht wird kurz auf die Definition von Komfort und Diskomfort eingegangen, gefolgt von einer Analyse der Bewertungsmethodik gemäß ISO 2631.1, einer Beschreibung der

Simulationsumgebung zur bewertenden Fahrsimulation und einem kurzen Blick auf die Methoden zur Entwicklung eines verbesserten Diskomfort-Bewertungs-Algorithmus<sup>4</sup>.

## 2. Komfort vs. Diskomfort

Zunächst stellt sich die Frage, was unter den Begrifflichkeiten Komfort und Diskomfort zu verstehen ist. Nach HERTZBERG [6] manifestiert sich Komfort in der bloßen Abwesenheit von Diskomfort (siehe Bild 1 links). ZHANG, HELANDER UND DRURY [7] zeigten, dass Komfort und Diskomfort besser als zweidimensionales Konstrukt aufzufassen sind, in dem Komfort und Diskomfort zwei unabhängige Größen darstellen, die als orthogonale Achsen aufgefasst werden können (siehe Bild 1 rechts). Die Dimension des Diskomforts wird mit dem Unangenehmen verbunden, beispielsweise mit störenden Einflüssen wie Lärm, Schwingungen oder Geruch. Hinter dem Begriff Komfort steht der Aspekt der Ästhetik, sodass z.B. ein schöner Traktor den Komfort erhöhen kann. Im allgemeinen Sprachgebrauch hat sich eher die Definition nach Hertzberg durchgesetzt. In diesem Bericht ist es ähnlich: Es geht es um die Beurteilung des Diskomforts, der in Form von Ganzkörperschwingungen beim Traktorfahren auf den Fahrer einwirkt. Wenn von Komfortbewertung die Rede ist, ist eigentlich der Diskomfort gemeint.

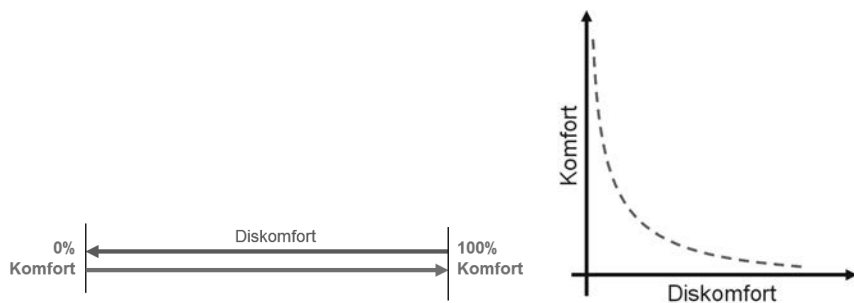


Bild 1: Komfort und Diskomfort eindimensional nach [6], zweidimensional nach [7]

## 2. (Dis-)Komfortbewertung gemäß ISO 2631.1

Durch Ganzkörperschwingungen hervorgerufener Diskomfort wurde von zahlreichen Wissenschaftlern untersucht [3, 4, 5, 8]. Der Konsens ist, dass der wahrgenommene Wert von der Amplitude, der Frequenz, der Richtung und der Dauer des einwirkenden Stimulus<sup>4</sup> abhängt. Es wurden unterschiedliche Methoden entwickelt, um diese vier Größen in geeigneter Weise zu kombinieren. Sie sind Gegenstand nationaler und internationaler Standards [2, 9].

Die wohl bekannteste Komfortbewertungsmethode ist der vereinfachte Ansatz in der ISO 2631.1, der die Verwendung frequenzgewichteter Beschleunigungs-effektivwerte der Sitzfläche in der longitudinalen, lateralen und vertikalen Richtung vorschlägt [2]. Die vollumfängliche Bewertungsmethodik nach ISO 2631.1 berücksichtigt weitere Freiheitsgrade und Auswertungspunkte: Drei translatorische Beschleunigungen der Rückenlehne, drei translatorische und drei rotatorische Beschleunigungen der Sitzoberfläche sowie drei translatorische Beschleunigungen am Fußboden.

In den meisten Fällen genügt eine Berücksichtigung der drei translatorischen Richtungen auf der Sitzoberfläche gemäß Bild 2 [2, 3]. Die in allen drei Richtungen gemessenen Beschleunigungen werden frequenzgewichtet und bandpassgefiltert (0.5 Hz bis 80 Hz), bevor die Effektivwerte (Random Mean Square = RMS) gebildet werden. Die RMS-Werte werden mit individuellen Gewichtungsfaktoren  $k_j$  für die  $j$  Richtungen multipliziert und anschließend durch Bildung der Vektorsumme zu einem skalaren Wert zusammengefasst. Der so ermittelte Wert soll den empfundenen Diskomfort wiedergeben.

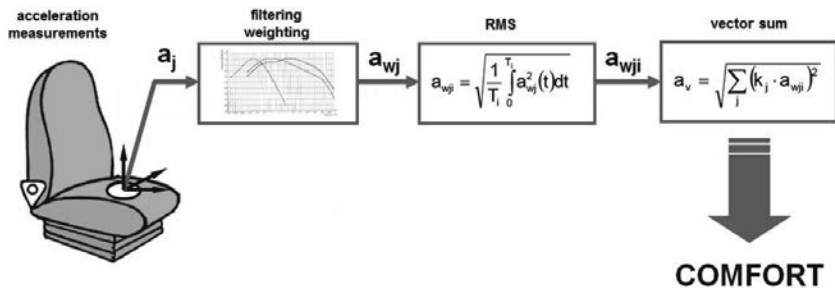


Bild 2: Vereinfachte Bewertungsmethode nach ISO 2631.1

Die  $k_j$ -Faktoren für die Sitzoberfläche lauten nach ISO 2631.1 für die x-, y- und z- Richtung 1.0, 1.0 und 1.0 bzw. 1.4, 1.4 und 1.0, falls die Beschleunigungen an der Rückenlehne in der Berechnung nicht berücksichtigt werden [2]. Gemäß [3, 4] führt diese Annahme bei multiaxialer Schwingungsbelastung, wie z.B. beim Traktorfahren, zu falschen Diskomfort-Werten [3, 4]. Die  $k_j$ -Faktoren der ISO 2631.1 beziehen sich auf Versuche in einer künstlichen Laborumgebung mit lediglich uniaxialen Stimuli. [3, 4] zeigen in ihren Versuchen mit multiaxialen Schwingungen, dass durch die k-Faktoren im Algorithmus gemäß ISO 2631.1 Schwingungen in longitudinaler und lateraler Richtung unterschätzt werden.

Für eine bessere Übereinstimmung des realen subjektiven Empfindens mit dem errechneten Diskomfort-Wert, ist die bestehende ISO 2631.1-Rechenvorschrift zu verbessern. Da Versuche mit realen Prototypen zeit- und kostenintensiv sind, werden die Studien in einer Human-in-the-Loop-Simulationsumgebung durchgeführt.

### 3. RODOS-Simulationsumgebung

Wie in [10] und [11] beschrieben wird, basiert RODOS auf einem massiv gestalteten Industrieroboter. Mithilfe einer Leichtgewicht-Flanschkonstruktion wird eine Traktorserienkabine mit dem Roboter verbunden. Das Bewegungssystem mit serieller Kinematik unterstützt eine Frequenzbandbreite bis zu 20 Hz für translatorische und rotatorische Bewegungen. In Abhängigkeit der Filtereinstellungen beträgt die Verzögerung auf dem Signalpfad Fahrer-Eingabe / generierte Bewegung des Roboters weniger als 80 ms.

Die Simulator-Kabine besitzt die originalen Kabinenschnittstellen, wie Sitz, Lenkrad, Pedale und Command-Arm. Darüber hinaus wurde sie mit zusätzlichen Lautsprechern für eine Audio-Simulation und elektrischen Shakern für höherfrequente Schwingungen zwischen 5 Hz und 200 Hz ausgestattet.

Bild 3 zeigt die schematische Darstellung der Traktorsimulation. Die Fahrersignale werden einem Simulationsmodell übergeben, das auf einer Echtzeitplattform ausgeführt wird. Mithilfe der Ausgangsgrößen des Fahrzeugmodells - translatorische Kabinenbeschleunigungen, Drehwinkel und Winkelgeschwindigkeiten - wird mit dem Roboter ein Bewegungsfeedback erzeugt. Ziel ist es, die gleiche Bewegung in der Simulatorkabine wie im dahinterliegenden Modell zu generieren. Aufgrund von Einschränkungen des Bewegungsraums des Simulators kann die Bewegung nicht identisch mit der Fahrzeugbewegung sein. Sie muss in geeigneter Weise reduziert werden.

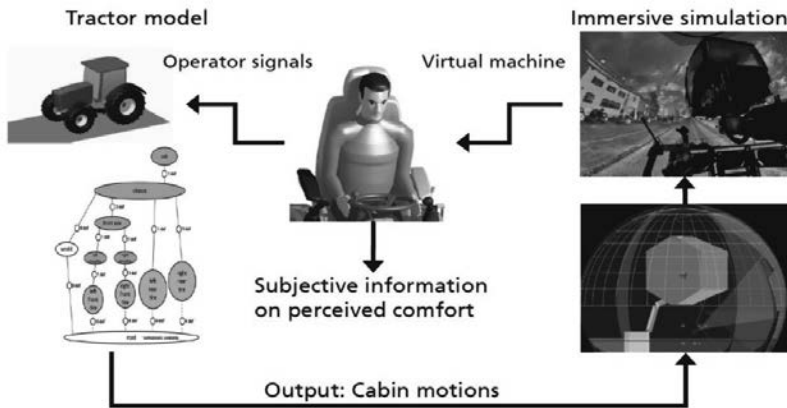


Bild 3: Schematische Darstellung der Rapid-Prototyping Plattform RODOS

Das visuelle Feedback wird durch die Projektion einer virtuellen Szenerie auf eine Kuppel mit einem Durchmesser von 10 m realisiert. Der große Sichtabstand und das realistische Umgebungsmodell ermöglichen einen hohen Immersionsgrad. Das Umgebungsmodell basiert auf hochgenauen 3D-Laserscans realer Teststrecken. Die georeferenzierten Punktwolke-Daten werden sowohl für das Reifen-Boden-Modell als auch für die Echtzeit-Visualisierung verwendet.

Das zugrunde liegende Mehrkörpermodell des simulierten Traktors wird in Bild 4 links gezeigt. Es besteht im Wesentlichen aus einem Kabinenkörper, einem Chassiskörper, einem Vorderachskörper, zwei Achsschenkelkörpern und vier Reifenelementen. Dieses Beispiel zeigt nur einen Freiheitsgrad zwischen der Kabine und dem Chassis, repräsentiert eine idealisierte Nickkabinenfederung. Durch Parametervariation kann ein unterschiedliches Verhalten der Kabinenfederung herbeigeführt werden. Weiterhin können wie im Bild 4 rechts dargestellt durch grundlegende Änderungen des MKS-Modells vollkommen neue Kinematiken realisiert und in der Echtzeitumgebung untersucht werden.



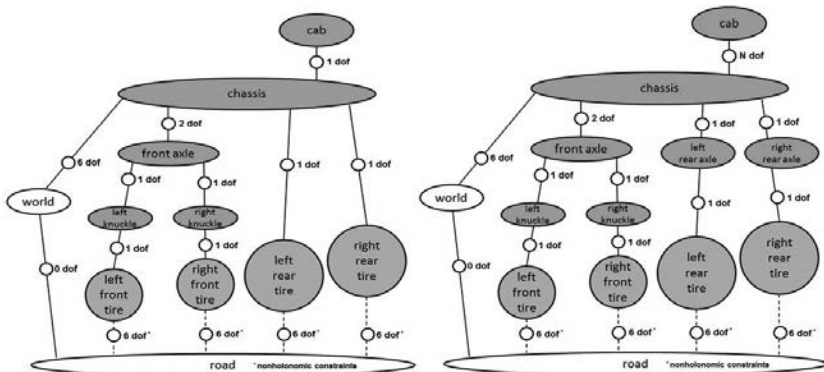


Bild 4: Mehrkörper-Modell (links) und modifiziertes Mehrkörper-Modell (rechts)

Im Hinblick auf den geforderten Frequenzbereich von 0.5 Hz bis 80 Hz gemäß der Bewertungsmethode nach ISO 2631.1 wurde die Performance des Bewegungssystems analysiert. Es wurden Testfahrten über einen Feldweg durchgeführt, um mithilfe einer inertialen Messeinheit am Boden einer Traktorkabine Beschleunigungsdaten zu sammeln. Diese Daten wurden als Eingangsdaten (Sollsignale) für das Simulatorsystem verwendet. Eine weitere inertielle Messeinheit wurde an der gleichen Stelle in der Simulatorkabine installiert.

Bild 5 links zeigt den Zeitverlauf der vertikalen Beschleunigung am Kabinenboden bei einer gefahrenen Geschwindigkeit von 30 km/h. Im Allgemeinen ist eine gute Übereinstimmung zwischen Soll- und Ist-Werten mit einem Kreuzkorrelationskoeffizienten von 0.89 und einer Verzögerung von etwa 80 ms zu beobachten.

Bild 5 rechts zeigt das zugehörige Amplitudenspektrum. Wie im Zeitbereich zeigt sich auch im Bildbereich eine gute generelle Übereinstimmung zwischen Sollwerten und gemessenen Beschleunigungswerten.

Erfahrene Testfahrer, die bei diesen Tests in der RODOS-Kabine mitgefahren sind, konnten kleine Änderungen an den Sollwerten gut wahrnehmen. Testfahrer, die mit der realen Teststrecke vertraut sind, konnten auch ohne Visualisierung das Verhalten des Traktors wiedererkennen.

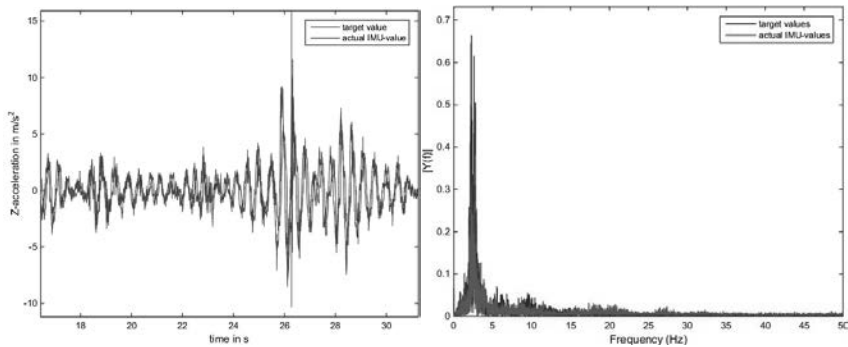


Bild 5: Z-Beschleunigung im Zeit- (links) und im Bildbereich (rechts) bei 30 km/h

#### 4. Entwicklung einer verbesserten Komfortbewertungsmethodik

MARJANEN nutzte unter anderem die Brute-Force-Methode und die multiple lineare Regression, um ein verbessertes mathematisches Modell zur Komfortbeurteilung zu entwickeln. Mit beiden Methoden fand er heraus, dass eine alleinige Berücksichtigung der drei translatorischen Beschleunigungen auf der Sitzoberfläche (=unabhängige Variable) zur besten Übereinstimmung mit dem subjektiv wahrgenommenen Komfort (=abhängige Variable) führt, wenn die k-Faktoren 2.7, 1.8 und 1.0 für die x-, y- und z-Richtung verwendet werden. Alle anderen Kombinationen, die auch weitere unabhängige Variable berücksichtigten, zeigten eine geringere Korrelation [3]. Daher werden im ersten Schritt in den durchzuführenden Simulatorexperimenten nur die drei translatorischen Beschleunigungen auf der Sitzoberfläche berücksichtigt. Für diesen Zweck wurde die Simulatorkabine mit einem Seatpad ausgerüstet, das die drei translatorischen Beschleunigungen misst.

#### Experimentelle Versuchsplanung

Jede der drei unabhängigen Variablen oder Prädiktoren kann eine Anzahl  $K$  unterschiedlicher Werte, bzw. gewichteter RMS-Beschleunigungswerte, annehmen, sodass in Summe  $3^K$  verschiedene Kombinationen getestet werden können. Die  $K$  Ausprägungen der 3 Prädiktoren werden durch Verstärkungs- oder Verminderungsfaktoren realisiert. Um Ausreißer auszuschließen, werden insgesamt drei Wiederholungen dieser  $3^K$  Kombinationen durchgeführt, sodass jeder Proband  $3^{K+1}$  Kombinationen erfahren muss. Um Ermüdungs- und Gewöhnungseffekte zu reduzieren, werden die Kombinationen jedes Satzes in einer zufälligen Reihenfolge präsentiert [3, 4].

## Statistische Methoden

Die Methode der multiplen linearen Regression soll verwendet werden, um eine verbesserte Diskomfort-Berechnungs-Methodik für eine Traktorumgebung zu entwickeln. Die Gleichungen (1) und (2) werden von MARJANEN in gleicher Weise verwendet [3]. Gleichung (2) repräsentiert die aktuelle Bewertungsmethodik nach ISO 2631.1, während Gleichung (3) zusätzlich Interaktionseffekte der translatorischen Beschleunigungen betrachtet. Diejenige Methode, die den größten Determinationskoeffizienten  $R^2$  liefert, soll als verbesserte Diskomfort-bewertungsmethode verwendet werden.

$$Y_{ia} = b_0 + b_1 \cdot X_{i1} + b_2 \cdot X_{i2} + b_3 \cdot X_{i3} \quad (1)$$

$$Y_{ib} = b_0 + b_1 \cdot X_{i1}^2 + b_2 \cdot X_{i2}^2 + b_3 \cdot X_{i3}^2 \quad (2)$$

$$Y_{ic} = Y_{ib} + b_4 \cdot X_{i1} \cdot X_{i2} + b_5 \cdot X_{i1} \cdot X_{i3} + b_6 \cdot X_{i2} \cdot X_{i3} + b_7 \cdot X_{i1} \cdot X_{i2} \cdot X_{i3} \quad (3)$$

In einem zweiten Schritt ist das ermittelte Modell zu verifizieren. Dies soll entweder mithilfe der beschriebenen Simulationsumgebung und/oder einem realen Traktor geschehen.

## 5. Zusammenfassung

Die Schwachstellen der gängigen Diskomfort-Bewertungsmethode nach ISO 2631.1 wurden identifiziert. Nach [3, 4, 5] sollten in der Traktorumgebung veränderte k-Faktoren oder eine gänzlich modifizierte Methodik verwendet werden, um eine bessere Übereinstimmung zwischen dem subjektiv empfundenen Diskomfort und dem errechneten Diskomfort-Index zu erhalten. Für diesen Zweck wurde eine komplette interaktive Traktor-Fahrsimulation etabliert. Die Simulationsumgebung bietet vollen Zugriff auf alle Zustände, sodass eine Parametervariation in den durchzuführenden Studien in einfacher Weise durchführbar ist. Die Ergebnisse der Simulator-tests werden unterschiedlichen multiplen Regressionsmodellen zugänglich gemacht, um eine verbesserte Methodik für die Diskomfortbewertung zu ermitteln.

Die unmittelbaren nächsten Schritte sind die erwähnten Studien mit Probanden. Zukünftige Schritte beinhalten die Bewertung verschiedener Federungssysteme in der frühen Produktentwicklungsphase, um teure und aufwendige Tests mit realen Prototypen zu vermeiden.

## 6. Literaturangaben

- [1] –,: Directive 2002/44/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002 on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration) (sixteenth individual Directive within the meaning of Article 16(1) of Directive 89/391/EEC).
- [2] –,: International Organization for Standardization: Mechanical vibration and shock: Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: general requirements. International Standard, ISO 2631-1, Second edition 1997-05-01, 1997.
- [3] Marjanen, Y.: Validation and improvement of the ISO 2631-1 (1997) standard method for evaluating discomfort from whole-body vibration in a multi-axis environment, Dissertation, Loughborough University, 2010.
- [4] Mansfield, N.J.; Maeda, S.: Subjective ratings of whole-body vibration for single- and multi-axis motion. *Journal of the Acoustical Society of America*, 130 (6), pp. 3723-3728, 2011.
- [5] Griefahn, B.; Brode, P.: The significance of lateral whole-body vibrations related to separately and simultaneously applied vertical motions - A validation study of ISO 2631, *Applied Ergonomics* 30, 505-513, 1999.
- [6] Hertzberg, H.T.E. Annotated Bibliography of applied physical anthropology in human engineering, Report No. WADC-TR-56-30, Wright-Patterson Air Force Base. OH: Aero-Medical library, 1958.
- [7] Zhang, L.; Helander, M.G.; Drury, C.G.: Identifying factors of comfort and discomfort in sitting. *Human Factors*, 1996.
- [8] Griffin, M.J.: *Handbook of Human Vibration*, London, 1990.
- [9] –,: British Standards Institution: Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock, British Standard, BS 6841, 1987.
- [10] Kleer, M. et al.: Driving simulations for commercial vehicles- A technical overview of a robot based approach, In S. Espié, A. Kemeny and F. Mérienne, editors, *Proceedings of the driving simulation conference Europe*, pages 223-232, Paris, 2012.
- [11] Kleer, M. et al.: Konzeption eines Fahrsimulators für die Nutzfahrzeugindustrie auf Basis eines Industrieroboters, In K. Berns, C. Schindler, K. Dreßler, B. Jörg, R. Kalmar and G. Zoylinski, editors, *Proceedings of the 2<sup>nd</sup> commercial vehicle technology symposium*, pages 49-58, Kaiserslautern, 2012.

## ISO 7096:2000 – Sitze in Erdbaumaschinen

### Das Laborprüfverfahren für Führersitze in der Praxis

Dipl.-Ing. **Lutz Meyer**, Dipl.-Ing. **Henning Meyer**,  
ISRINGHAUSEN GmbH & Co. KG, Lemgo

#### Abstract

The ISO 7096:2000 [1] had been revised end of the last century and is widely in use to develop and to test seats for construction equipment. 20 years have passed by since the time the data for this revision had been generated. Earth moving machines as well as the seats used within those have changed since then. Beside technical changes on those machines covered by the ISO 7096:2000, it has to be checked, whether other machine types should be covered also. On the seat side we have now adjustable dampers and integrated height adjustments in use. Driver weight is up to 120kg (95. Percentile), sometimes up to 150kg and consoles of significant weight are mounted on the suspended part of the seat.

In this presentation a practical introduction in the laboratory test procedure ISO 7096:2000 is given especially in view to the aspects mentioned above. Measurements of the SEAT (Seat Effective Amplitude Transmissibility) and the suspension stroke for different machine classes and for standard driver weights (52-55kg and 98-103kg) and heavier test persons up to 150kg are shown, whereby the influence of an adjustable damper and an integrated height adjustment is taken into account also.

Bottoming out due to higher suspended masses and the practicability of the damping test (ISO 7096:2000) is examined.

Information is provided which has to be considered in the ISO 7096:2000 laboratory test of seats, especially with new features, and which are also helpful while measuring vibration exposure in the machine and which are important for a future revision from the viewpoint of a seat manufacturer.

## 1. Einleitung

Die ISO 7096:2000 ist ein Laborprüfverfahren für Führersitze in Erdbaumaschinen. In der zurzeit aktuellen Version sind 9 verschiedene Anregungen für die Klassen EM1 bis EM9 definiert, wobei die Sitze jeweils Schwingungstests mit 2 Personengewichten (52-55kg und 98-103kg) und einem Dämpfungstest unterzogen werden. Die zu prüfende Position ist bezüglich einer in das Federsystem integrierten Höheneinstellung definiert (unterste Einstellung mit vollem Schwinghub nach Herstellerangaben), wobei es keine Festlegung bezüglich der Dämpfereinstellung bei Vorhandensein einer solchen gibt. Der Dämpfungstest wird mit einer Masse von 75kg auf dem Sitzpolster durchgeführt, was in etwa der schweren Versuchsperson entspricht.

Aus einer Studie der BG für Fahrzeughaltungen ist ersichtlich, dass im Bereich der Berufskraftfahrer (Reisebusse und Lastkraftwagen) ein Testpersonengewicht von ca. 100kg nicht die Realität nach oben hin abdeckt [2]. Sitze im Agrarbereich haben schon immer die Forderung nach einer Mindesttraglast von 120kg Fahrergewicht [3], was in etwa dem 95. Perzentil der Berufskraftfahrer entspricht. Bei Erdbaumaschinen liegt das 95. Perzentil weltweit bei eher 114kg als bei den 100kg der ISO 7096, das 5. Perzentil stimmt in etwa, wenn man die Gewichte DIN EN ISO 3411:2007 zu Grunde legt [4].

Als Sitzhersteller haben wir uns, gerade auch im Blick auf die anstehende Revision der ISO 7096:2000 die Aufgabe gestellt, das Prüfverfahren hinsichtlich höherer Fahrergewichte (95. Perzentil und darüber hinaus) und einstellbarer Vertikalstoßdämpfung sowohl bezüglich der Schwingungsprüfung als auch des Dämpfungstests zu untersuchen. Hierzu werden im Folgenden Ergebnisse vorgestellt und diskutiert. Es geht bei dieser Untersuchung nicht um die Beurteilung eines einzelnen Sitztyps, sondern um die Darstellung der Auswirkungen heute vorhandener Sitzeinstellmöglichkeiten und deren Auswirkung auf die ISO 7096:2000, auch und insbesondere im Blick auf die anstehende Revision.

## 2. Schwingungsprüfung mit erhöhten Fahrergewichten und einstellbarer Dämpfung

Die Schwingungsanregungen der ISO 7096:2000 sind in 9 verschiedene Klassen eingeteilt (EM1 bis EM9). Bei den Messungen wurden die Klassen EM1, EM3 und EM6 ausgewählt. Die EM1 (Muldenkipper) und die EM3 (Radlader) als Beispiele tieffrequenter Anregungen mit großer Amplitude, die EM6 (Kettenraupen und Lader) als Beispiel hochfrequenter Anregung mit kleinerer Amplitude. Die Prüfungen wurden mit Personengewichten von 53kg, 77kg, 100kg, 120kg und 150kg durchgeführt, wobei die 120kg in die Richtung des 95. Perzentil der Population der Maschinennutzer geht, die auch in der Basisprüfnorm empfohlen wird [5].

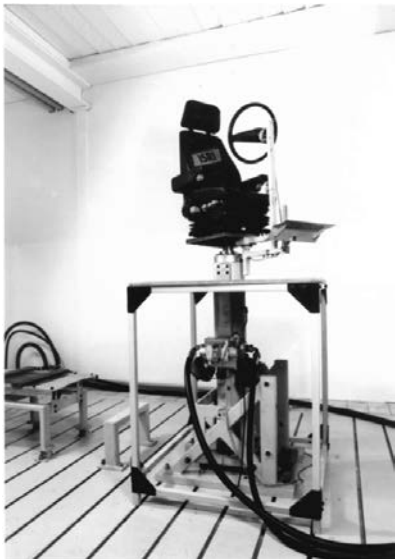


Bild 1: Schwingungsprüfstand ISRINGHAUSEN Mess- und Prüflabor

Die 150kg Person wurde in die Untersuchungen integriert, um zu prüfen, ob es bei Fahrergewichten deutlich über das 95. Perzentil hinaus zu unerwarteten Problemen kommt. Für die Untersuchungen wurde ein luftgefedertes Sitz mit einstellbarer Vertikaldämpfung und integrierter Höheneinstellung eingesetzt. Die Einstellung der eingesetzten Vertikaldämpfung ist stufenlos und das Verhältnis der Kräfte harter zu weicher Einstellung liegt etwa bei Faktor 6 (Weiche Einstellung 130N/200N und harte Einstellung 740N/1350N jeweils Zug-/Druckkräfte bei gleicher Prüfgeschwindigkeit),

was einen sehr großen Variationsbereich für die Vertikaldämpfung bedeutet. Die Druckkräfte sind für diesen Einsatzfall zur Vermeidung von Anschlägen am unteren Endanschlag des Schwingweges höher als die Zugkräfte ausgelegt. In einer ersten Messreihe wurde der Einfluss der Dämpfereinstellung und des Fahrergewichts auf den SEAT-Faktor ermittelt. Gleichzeitig wurden die Schwingwege am Federsystem erfasst. Die Höheneinstellung wurde entgegen der ISO 7096:2000 auf Mittelposition eingestellt, so dass selbst bei der 150kg Versuchsperson ausreichend freier Schwingweg (ohne Kontakt zu den elastischen Endanschlägen des Federsystems) zur Verfügung stand. In Diagramm 1 sind die SEAT-Faktoren bei der Prüfung gemäß EM1 über dem Fahrergewicht dargestellt, in Diagramm 2 bei der Prüfung gemäß EM3 und in Diagramm 3 gemäß EM6. Der SEAT-Faktor ist das Verhältnis der frequenzbewerteten Effektivbeschleunigungen auf dem Sitz (unter dem Gesäß des Fahrers – Einleitungsstelle in die Wirbelsäule) und unter dem Sitz (an der Sitzmontagestelle). Dieser SEAT-Faktor gibt an, wie die in den Sitz eingeleiteten Schwingungen an den Fahrer unter Berücksichtigung der Frequenzbewertung nach ISO 2631-1 weitergegeben werden [6].

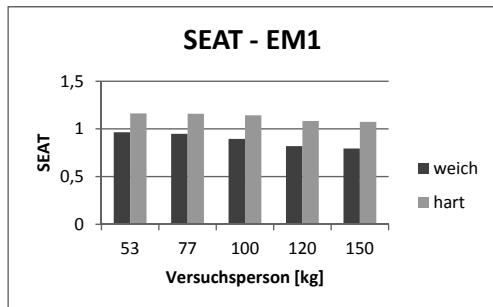


Diagramm 1: SEAT-Faktoren EM1 – weiche/harte Dämpfereinstellung

Forderung nach ISO 7096:2000: SEAT &lt; 1,1

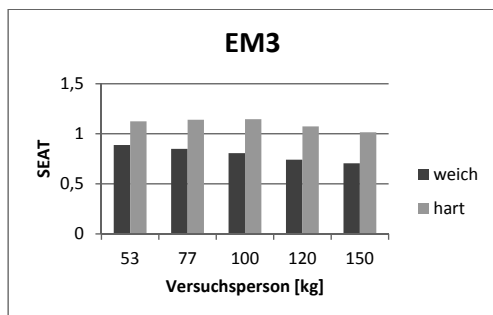


Diagramm 2: SEAT-Faktoren EM3 – weiche/harte Dämpfereinstellung

Forderung nach ISO 7096:2000: SEAT &lt; 1,0

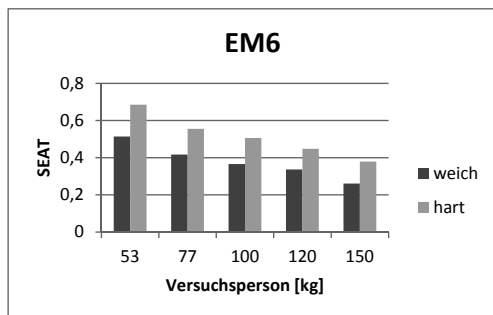


Diagramm 3: SEAT-Faktoren EM6 – weiche/harte Dämpfereinstellung

Forderung nach ISO 7096:2000: SEAT &lt; 0,7



Eine härtere Dämpfereinstellung führt zu einer Erhöhung des SEAT-Faktors, in den Klassen EM1 und EM3 teilweise geringfügig über den jeweiligen Grenzwert hinaus. Gleichzeitig reduzieren sich die Gesamtschwingwege (Differenz der maximalen Federwege nach oben und nach unten aus der Schwingmittellage) deutlich, was für die Klassen EM1 und EM3 in den Diagrammen 4 und 5 dargestellt ist. (Bei der EM6 liegen die Schwingwege immer kleiner 20mm und werden hier nicht weiter betrachtet).

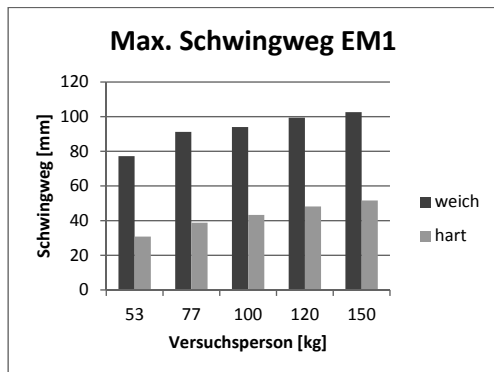


Diagramm 4: Maximale Schwingwege EM1 – weiche und harte Dämpfereinstellung

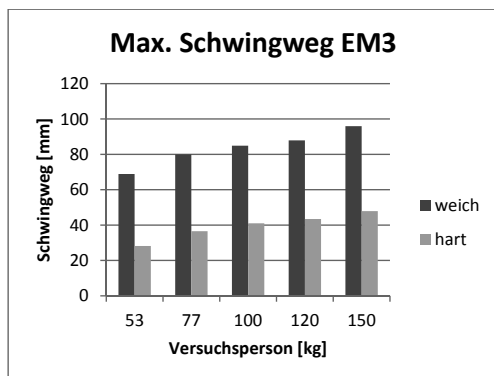


Diagramm 5: Maximale Schwingwege EM3 – weiche und harte Dämpfereinstellung

Bei weicher Dämpfereinstellung werden bei dem 120kg-Fahrer Schwingwege von bis zu 100mm gemessen. Bei Einstellung des Sitzes auf die unterste Position der integrierten Hö-

heneinstellung treten bei den schwereren Versuchspersonen und weicher Dämpfereinstellung) spürbare Kontakte mit den unteren Endanschlägen auf. Nominelle Schwingwege liegen bei Baumaschinensitzen um die  $\pm 40\text{--}50\text{ mm}$ . Bei in das Federsystem integrierter SitzhöhenEinstellung vergrößert diese Funktion den potentiellen Schwingweg, wenn keine mitfahrenden Anschläge verbaut sind. Der nominelle Schwingweg setzt sich aus freiem Schwingweg und dem zusätzlichen Weg zusammen, um welchen ein Endanschlagpuffer zusammen gedrückt werden kann. Dieser Weganteil „in den Anschlagpuffer hinein“ kann durchaus  $20\text{ mm}$  und mehr betragen, was aber durch die Reduzierung des freien Schwingwegs Auswirkungen auf den SEAT-Faktor hat und weiter unten untersucht und diskutiert wird.

Hinweis für die Messpraxis: Treten in der Praxis Endanschläge auf, wird ein geschulter Fahrer seine Fahr- bzw. Arbeitsweise ändern oder seinen Fahrersitz anders einstellen. Hier bietet sich ihm die Möglichkeit entweder die SitzhöhenEinstellung auf eine höhere Position einzustellen, um ausreichend freien Schwingweg zu erhalten oder er wird eine härtere Einstellung des Dämpfers vornehmen, welche die Schwingwege auf ein entsprechendes geringeres Maß reduzieren. Bei Messungen an Maschinen zur Beurteilung des Arbeitsplatzes hinsichtlich Ganzkörperschwingungen ist daher zwingend auf eine korrekte, den Arbeits- und Fahrbedingungen angepasste Sitzeinstellung zu achten. Wir empfehlen in jedem Fall die gleichzeitige Erfassung des Federweges und der Beschleunigungsdaten an der Sitzbasis und auf dem Sitz, sowie die Speicherung der Zeitsignale mit mindestens  $200\text{ Hz}$  Abtastrate. Bei ausschließlicher Ermittlung und Speicherung der Mittelwerte der bewerteten Beschleunigungen unter und auf dem Sitz besteht später nur sehr eingeschränkt die Möglichkeit, Ursachen für unerwartete Messergebnisse zu finden. Werden die Mittelwerte nur auf dem Sitz und nicht auch unter den Sitz erfasst, besteht faktisch keine Möglichkeit Ursachenforschung zu betreiben.

Bei Laborversuchen, wie hier bei der ISO 7096:2000, aber auch bei Messungen in Maschinen kann in einfacher Weise ein Seilwegsensordie Schwingwege erfassen. Die Wegmessung bietet die Möglichkeit, vor, während und nach der Messung die eingestellte Schwingposition zu kontrollieren. Undichtigkeiten bei pneumatisch gefederten Sitzen, Verstellung der Höhe während der Messdauer (zum Beispiel durch thermische Effekte bei geschlossenen Luftfedersystemen) oder mögliche Defekte an der Federung können erkannt und es kann sofort korrigierend eingegriffen werden. Insbesondere bei Messungen auf Maschinen empfiehlt sich die sofortige Kontrolle der Messungen, auch zwischen einzelnen Messfahrten. Werden Messfehler, Fehleinstellungen des Sitzes oder Defekte am Sitz erst später erkannt, sind die Messungen unter Umständen nicht verwertbar und es entsteht unnötiger zusätzlicher Aufwand bei einer ohnehin kostenintensiven Aufgabenstellung. Wir empfehlen vor Ort

die Analyse der Daten mit Berechnung der Sitzübertragungsfunktion. Kenntnisse über Schwingensitze und ihrer Einstellmöglichkeiten, sowie Erfahrung in der Interpretation von Schwingungsmessungen, sind unserer Auffassung nach hier eine Grundvoraussetzung.

### 3. Schwingungsprüfung mit stufenlos einstellbarer Vertikaldämpfung

Die Auswirkungen einer variablen Dämpfereinstellung auf den SEAT-Faktor und auf die Schwingwege wurden neben harter und weicher Einstellung auch bei einer mittleren Dämpfereinstellung und zusätzlich bei festgesetztem Federsystem gemessen. Für die beiden Versuchspersonen der ISO 7096:2000 (53kg-Person und 100kg-Person) sind die Ergebnisse für die Maschinenklasse EM3 dargestellt.

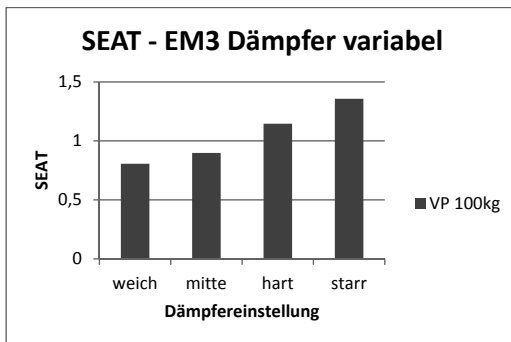


Diagramm 6: EM3 – SEAT bei variabler Dämpfereinstellung 100kg-Versuchsperson

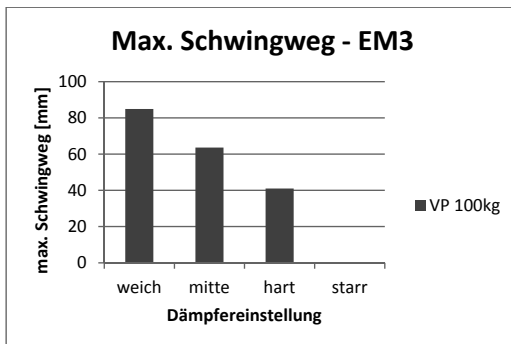


Diagramm 7: EM3 – Schwingwege bei variabler Dämpfereinstellung 100kg-Versuchsperson

Eine mittlere Dämpfereinstellung bietet dem 100kg-Fahrer die Möglichkeit der deutlichen Reduzierung der Schwingwege gegenüber der weichen Einstellung bei deutlich besserem SEAT-Faktor gegenüber der harten Dämpfereinstellung. Die Messung mit starrem Schwingensystem wurde aufgenommen, um zu zeigen, dass ein sogenannter statischer Sitz - ein Polstersitz ohne Schwingensystem - die Schwingungen nicht 1:1 an den Fahrer weitergibt, sondern durch die Charakteristik des Polster im Zusammenwirken mit der Frequenzbewertung der Schwingungseinwirkung auf den sitzenden Menschen (ISO 2631 Teil 1 [6]) die in den Sitz eingeleiteten Schwingungen deutlich verstärkt (hier ca. 35%). Zudem werden Stöße ungehindert weitergegeben. Eine variable Dämpfereinstellung bietet somit insbesondere den schweren Fahrern eine gute Möglichkeit der Anpassung – nicht nur an das eigene Fahrergewicht.

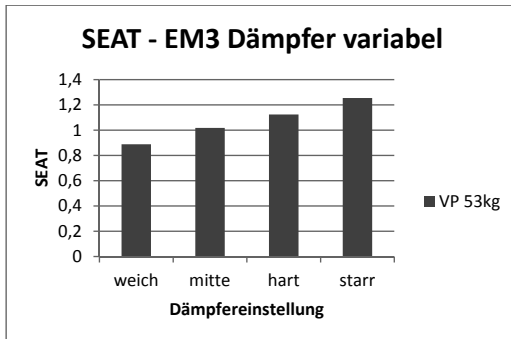


Diagramm 6: EM3 – SEAT bei variabler Dämpfereinstellung 53kg-Versuchsperson

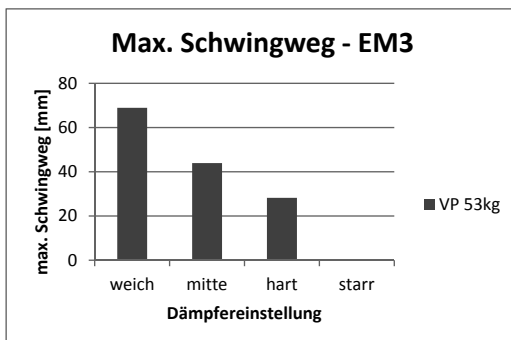


Diagramm 7: EM3 – Schwingwege bei variabler Dämpfereinstellung 53kg-Versuchsperson

Bei leichten Fahrergewichten sind die Schwingwege erwartungsgemäß geringer. Eine harte Dämpfereinstellung blockiert das Federsystem bereits fast vollständig.

### 3. SEAT-Faktor versus Endanschläge

Um aufzuzeigen, welchen Einfluss Endanschläge auf den SEAT-Faktor haben, wurden die Messungen der Klasse EM1 in unterster Höheneinstellung wiederholt. Für die Messungen wurde ein typischer Schwingweg von 40mm nach unten eingestellt. Der freie Schwingweg (bis zur Berührung des Anschlagpuffers) betrug 28mm. Bis zum nominellen Einfederweg von 40mm wird der Anschlagpuffer um 12mm komprimiert.

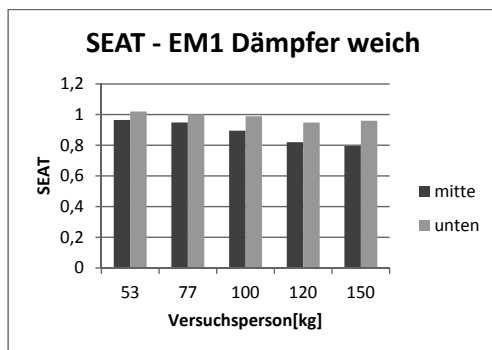


Diagramm 8: EM1 – Einfluss freier Schwingweg auf den SEAT-Faktor

In Diagramm 8 ist deutlich erkennbar, dass sich Berührungen der Endanschlagpuffer bei der Schwingungsprüfung negativ auf den SEAT auswirken.

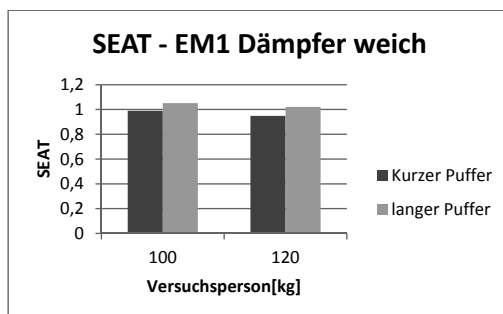


Diagramm 8: EM1 – Variation des freien Schwingweges (28mm / 21mm)

Je größer das Gewicht der Versuchspersonen, desto größer der Einfluss. Leichte Fahrer erfahren Endanschläge seltener und weniger intensiv. Der genannte Effekt wird noch durch den Einbau längerer Endanschlagpuffer verstärkt. Die zweite eingesetzte Bauform hat lediglich 21mm freien Schwinghub zur Verfügung.

Zur Erfüllung der Schwingungsprüfung der ISO 7096:2000 ist es demnach vorteilhaft, möglichst kurze Endanschläge einzusetzen, um diese bei der Prüfung nicht zu berühren und so einem möglichst großen freien Schwinghub zur Verfügung zu stellen. Dies kann bei der Auslegung der Sitze auf Grund begrenzten Bauraumes zu kurzen und relativ harten Endanschlagpuffern führen.

Um ein hartes Durchschlagen von Sitzen im Praxiseinsatz bei entsprechend harten Bedingungen zu verhindern, sollte ein solches Durchschlagen möglichst nicht unvermittelt auftreten, sondern sich „ankündigen“. Der Fahrer sollte, wie auch das Forschungsvorhaben TESTOP [7] gezeigt hat, vorgewarnt werden, zum Beispiel durch einen frühzeitigen Kontakt mit einem progressiv einsetzenden Endanschlag. Bei steigenden Schwingamplituden sollte die Kraft eines Endeschlages nicht plötzlich extrem ansteigen.

Wird dieser Aspekt durch den Dämpfungstest der ISO 7096:2000 hinreichend berücksichtigt?

#### **4. Dämpfungstest mit verschiedenen Massen**

Beim Dämpfungstest der ISO 7096:2000 wird der Sitz mit 75kg Masse belastet, was in etwa der 100kg schweren Versuchsperson entspricht. Nach Ermittlung der sich dann ergebenden Resonanzfrequenz wird mit genau dieser Frequenz die Aufspannfläche des Sitzes mit einem Sinus-Wegsignal angeregt. Die Amplitude (Spitze-Spitze) wird auf 40% des Gesamtschwingweges des Sitzes (laut Herstellerangaben) eingestellt. In der ISO 7096:2000 ist ein Grenzwert der Verstärkung der Schwingung bei dieser Resonanzfrequenz von 1,5 bzw. 2,0 angegeben (z. Bsp. für EM1 und EM3 beträgt dieser Grenzwert 1,5).

Insbesondere um höhere Fahrergewichte im Dämpfungstest zu berücksichtigen, wurden sowohl mit der definierten Masse von 75kg als auch mit Massen entsprechend der Versuchspersonen von 53kg bis 150kg Dämpfungstests in unterster Höheneinstellung durchgeführt.

Die Ergebnisse in Diagramm 8 zeigen, dass selbst bei weicher Einstellung und einem Fahrergewicht von 150kg der Grenzwert von 1,5 im Dämpfungstest eingehalten wird, obwohl es bei den Messungen des SEAT nach EM3 bzw. EM1 bereits mit der 120kg Versuchsperson zu Berührungen mit dem Endanschlagpuffer kommt.

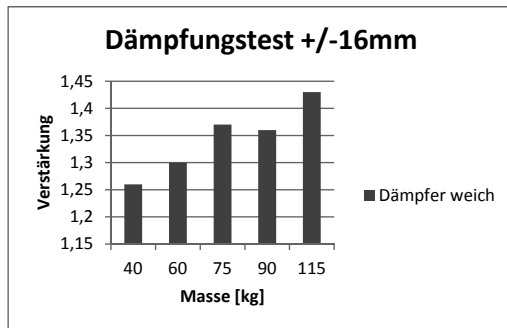


Diagramm 8: Dämpfungstest mit verschiedenen Massen bei weicher Dämpfereinstellung (Einfederweg 28mm frei + 12mm)

Der Dämpfungstest in seiner bisherigen Form auch mit einer der 120kg Versuchsperson angepassten Masse stellt nicht sicher, dass es bei der Schwingungsprüfung nicht zu deutlich spürbarem Durchschlagen der Sitzfederung in die Endanschläge kommt. Es wird ein Aufschwingen des Sitzes in der Resonanzfrequenz bewertet, wobei diese Resonanzfrequenz selbst unabhängig von den jeweiligen Anregungsfrequenzen der zu prüfenden Klassen der ISO 7096:2000 ist. Bei dem untersuchten System war es nicht notwendig zur Erfüllung des Dämpfungstests eine andere als die niedrigste Dämpfereinstellung zu wählen. Wie mit einer solchen Einstellmöglichkeit in Verbindung mit dem Schwingungstest zu verfahren ist, ist bislang in der Norm nicht berücksichtigt.

#### 4. Diskussion

Eine einstellbare Vertikaldämpfung bietet dem Fahrer die Möglichkeit Endanschläge zu vermeiden oder die auftretenden Schwingamplituden zur Erfüllung der Fahr- bzw. Arbeitsaufgabe zu begrenzen. Eine in das (luftgefederte) Federsystem integrierte Höheneinstellung erhöht den Komfort durch eine pneumatische Höheneinstellung und bietet eine Variation des (freien) Schwinghubes bis zu den Endanschlagpuffern. Das heute vorhandene 95% Perzentil ist in der ISO 7096:2000 sowohl beim Schwingungstest als auch beim Dämpfungstest nicht berücksichtigt. Die in diesem Vortrag vorgestellten Aspekte sind bei der anstehenden Revision nach unserer Auffassung mit zu berücksichtigen.

- [1] ISO 7096:2000
- [2] Helbig K., Küchmeister, G. BG für Fahrzeughaltungen Projektbericht 2000, nicht veröffentlicht
- [3] 78/764/EWG Richtlinie des Rates ... über den Führersitz von land- und forstwirtschaftlichen Zugmaschinen
- [4] DIN EN ISO 3411:2007 "Erdbaumaschinen - Körpermaße von Maschinenführern und Mindestfreiraum
- [5] DIN EN ISO 30326-1:1994/A2:2011 Mechanische Schwingungen - Laborverfahren zur Bewertung der Schwingungen von Fahrzeugsitzen
- [6] ISO 2631-1:1997 Mechanical Vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration Part 1: General Requirements
- [7] SMT4 CT97 2161 EC Standards Measurement and Testing Program  
TESTOP Testing Suspension Seats for End-stop Impacts – Final Report Nov. 2000



# Körperhaltungen und Ganzkörper-Vibrationen

## Eine epidemiologische Pilotstudie

### Postures and whole-body vibrations

#### An epidemiological pilot study

**N. Raffler, J. Rissler**, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung, Sankt Augustin;  
**E. Ochsmann**, Westsächsische Hochschule Zwickau;  
**C. Schikowsky, T. Kraus**, Institut für Arbeits- und Sozialmedizin, Universitätsklinikum der RWTH Aachen

#### Abstract

Whole-body vibrations and postural exposures have been measured simultaneously in the field at various workplaces. The exposures are characterised by the used mobile machinery, and the dependence of the exposures with regard to the workplaces has been described. In addition, further co-factors and outcome data referring to low-back pain have been assessed by means of a questionnaire at similar workplaces. The exposure data have been extrapolated from the measured workplaces at the same companies. Although a causal dose-response relation is not possible to infer from this study, a statistically significant correlation between the (extrapolated) exposure quantities and outcome data has been shown, thus validating the proposed exposure quantities.

#### 1. Einleitung

Nach einer Studie der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin aus dem Jahr 2012 [1] sind 4,8 Millionen Arbeitnehmer durch ungünstige Körperhaltungen belastet und 1,5 Millionen Arbeitnehmer durch hohe Ganzkörper-Vibrationen und Stöße. Eine große Anzahl Arbeitnehmer gab darüber hinaus an, durch Lastenhandhabungen belastet zu sein (7,6 Millionen). Diese Belastungen stehen oft in Verbindung mit muskuloskeletalen Symptomen [2]. In derselben Studie werden von Schmerzen, die während oder unmittelbar nach der Belastung auftreten, am häufigsten die Schmerzen in der Lendenwirbelsäule (Lumbal-syndrom), in der Halswirbelsäule und den Schultern angegeben; und über 60 % der Personen, die Schmerzen angegeben haben, sind in medizinischer Behandlung.

Weitere Studien, die die gesundheitlichen Beanspruchungen durch Ganzkörper-Vibrationen (GKV) untersuchen, haben zunehmend auf die Bedeutung weiterer Belastungsfaktoren wie

Lastenhandhabungen, psychosozialer Stress und vor allem ungünstige Körperhaltungen hingewiesen [3]. So ist zum Beispiel eine Zunahme von Lendenwirbelsäulenbeschwerden bei Berufsfahrern mit zunehmender Belastung durch GKV und ungünstigen Körperhaltungen zu verzeichnen [4], [5], [6].

Andere epidemiologischen Studien [7], [8] untersuchen den Effekt zusätzlicher Belastungsfaktoren wie Körperhaltungsbelastung (Beugen/Drehen) und Heben bei Berufsfahrern. In diesen Studien haben die Belastungen „Oberkörper bei der Arbeit gebeugt“ und „Heben mit Beugen/Drehen“ einen signifikanten Effekt bei der Zunahme von Lendenwirbelsäulenbeschwerden während der Exposition gegenüber GKV gezeigt.

Es gibt auch biomechanische Studien, die den Effekt ungünstiger Körperhaltungen während einer Belastung durch GKV untersuchen. Fritz und Schäfer [9] haben die Kräfte, die in einem Starrkörpermodell der Lendenwirbelsäule übertragen werden, ausgewertet und haben die Effekte verschiedener Körperhaltungen während einer GKV-Belastung verglichen. Im Vergleich mit der aufrecht sitzenden Körperhaltung haben die vorgebeugten Körperhaltungen die zeitlichen Mittelwerte der Kompressionskräfte und Scherkräfte in der Richtung Rücken-Brust ansteigen lassen.

Morgan und Mansfield [10] haben eine Expertenbefragung durchgeführt zu den Effekten der gemeinsamen Belastung durch Oberkörperdrehung und GKV, wie sie in der Regel beim Führen von Fahrzeugen in der Landwirtschaft auftritt. Die Ergebnisse zeigen, dass sowohl die Fahrer als auch die Experten die Kombination der beiden Belastungen als Risikofaktor bei der Entstehung von Lendenwirbelsäulenbeschwerden angesehen haben.

Auch in Technischen Regelwerken [11], [12] wird darauf hingewiesen, dass Kombinationswirkungen mit weiteren Belastungen (zum Beispiel durch ungünstige Körperhaltungen) beim Bewerten der GKV-Belastung zu berücksichtigen sind. Dabei sind die Effekte von ungünstigen Körperhaltungen während der GKV-Belastung quantitativ noch nicht im Detail untersucht worden.

Um in Feldmessungen Körperhaltungen zusammen mit GKV zu messen, kann das CUELA-Messsystem („Computer-Assisted-Recording-and-Long-term-Analysis“) zusammen mit normgerechter Messtechnik für GKV eingesetzt werden [13], [14]. Das CUELA-Messsystem erlaubt eine quantitative Analyse der Körperhaltungen über die gemessenen Körperwinkel während GKV-Belastungen und ist daher ein geeignetes Mittel, um die Kombination dieser Belastungen objektiv zu vergleichen.

Zwar haben mehrere Studien den zusätzlichen Effekt ungünstiger Körperhaltungen während GKV-Belastungen durch Beobachtungsmethoden und Selbsteinschätzungen bestätigt. Es fehlen aber bisher Untersuchungen, bei denen das Verhältnis der Kombinationsbelastungen

zu Rückenbeschwerden auf der Grundlage von Messungen erfolgt. Das Ziel der vorliegenden Pilotstudie [15] ist es, zu überprüfen, ob die vorhandenen Methoden [13], [14] geeignet sind, den Zusammenhang zwischen der Kombinationsbelastung (Haltungen/GKV) und Rückenbeschwerden beschreiben.

## 2. Methoden

### 2.1 Probandenauswahl

Da es in dieser Studie nicht um eine kausale Dosis-Wirkungs-Beziehung geht, sind die Probanden nach Experteneinschätzung ausgewählt worden, wobei die folgenden Kriterien berücksichtigt worden sind:

1. Die gemessenen Arbeitsbelastungen sollten die bisherige Lebensbelastung der Probanden widerspiegeln (GKV-Belastung für 10 und mehr Jahre, mindestens ein Jahr GKV-Belastung im jetzigen Betrieb).
2. Die Probanden sollten ein ähnliches Alter haben (40 bis 50 Jahre).
3. Die Probanden sollten vor ihrer beruflichen Belastung und am Tag der Messung keine Muskel-Skelett-Beschwerden gehabt haben.
4. Es sollten günstige und ungünstige Körperhaltungen vertreten sein, sowie hohe und niedrige GKV-Belastungen (Busse und Lokomotiven (Gruppe 1), Krane und Portalkrane (Gruppe 2), Erdbaumaschinen (Gruppe 3), Gabelstapler (Gruppe 4)).

Bei den Arbeitsplätzen der Gruppe 1 in Bussen und Lokomotiven wird angenommen, dass die Probanden meist in einer aufrecht sitzenden Haltung vergleichsweise geringen GKV-Belastungen ausgesetzt sind. Die Arbeitsplätze der Gruppe 2 bei Kranen und Portalkranen sollten dadurch gekennzeichnet sein, dass die Probanden nach vorn gebeugt sind, um die Lasten zu beobachten, wobei die GKV-Belastung ähnlich gering sein sollen wie in Gruppe 1. Die Arbeitsplätze der Gruppe 3 sollte eine höhere Schwingungsbelastung als die Gruppen 1 und 2 aufweisen, wobei durch die verschiedenen Fahrzeugarten und Arbeitsbedingungen eine große Streuung von GKV- und Körperhaltungsbelastungen zu erwarten ist. Bei den Gabelstaplerfahrern sollte schließlich eine höhere GKV-Belastung vorliegen als bei den Gruppen 1 und 2, wobei die Körperhaltungen wegen der vielen Vorwärts- und Rückwärtsfahrten durch stärkere Rotationen geprägt sein sollten.

Durch die Kriterien 1-3 kann erwartet werden, dass der Effekt des Alters auf die Beanspruchungsdaten geringer sein wird als bei Studien ohne Altersbeschränkung, und dass die gemessenen Belastungen einen guten Anhaltspunkt für die Lebensbelastung ergeben.

Die Probanden haben freiwillig an der Studie teilgenommen und Einverständniserklärungen unterzeichnet. Die Ethikkommission der Medizinischen Fakultät der RWTH-Aachen hat die Studie und das Studiendesign gebilligt.

Insgesamt haben 129 Probanden aus zehn Unternehmen an der Studie teilgenommen. Bei insgesamt 58 Probanden sind die Belastungen durch Körperhaltungen und GKV gemessen worden. Von diesen haben 31 Probanden auch einen Fragebogen ausgefüllt, der Fragen zur Arbeitsanamnese, weiteren Belastungsfaktoren und Muskel-Skelett-Beschwerden enthalten hat (modifizierter Nordic-Questionnaire [16]). Bei den restlichen 71 Probanden ist die Arbeitsplatzbelastung nicht gemessen worden. Sie haben aber an der Befragung teilgenommen.

## 2.2 Messungen: GKV und Körperhaltungen

### 2.2.1 Messungen - GKV

Die Messung und Analyse der GKV erfolgt auf der Grundlage der gültigen Normen [17], [18] entlang der orthogonalen Achsen  $l = \{x, y, z\}$  (x Brust-Rücken, y Schulter-Schulter, z entlang der Wirbelsäule) auf der Sitzfläche.

Die Messdauer  $T_M$  ist lang genug gewesen, damit die Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen  $a_{wl}$  repräsentativ für die Arbeitsbedingungen sind. Diese sind quadratische Mittelwerte des zeitabhängigen frequenzbewerteten Beschleunigungen  $a_{wl}(t)$ , die mit einer Abtastrate von 480 Hz gemessen worden sind.

$$a_{wl} = \left( \frac{1}{T_M} \int_0^{T_M} a_{wl}^2(t) dt \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

Eine weitere Möglichkeit, die GKV-Belastung eines Arbeitsplatzes zu beschreiben, ist der Schwingungsgesamtwert, wobei in x- und y-Richtung der Faktor von 1,4 zu berücksichtigen ist, der bei Gesundheitsgefährdungen notwendig ist:

$$a_{v1.4} = \sqrt{1,4^2 a_{wx}^2 + 1,4^2 a_{wy}^2 + a_{wz}^2} \quad (2)$$

Schließlich wird der Tages-Vibrationsexpositionswert  $A(8)$  nach der EU-Richtlinie [19] aus dem größten Wert der  $a_{wl}$  und der täglichen Einwirkungsdauer  $T$  gebildet:

$$A(8) = \max \left\{ 1,4 a_{wx} \sqrt{\frac{T}{8h}}; 1,4 a_{wy} \sqrt{\frac{T}{8h}}; a_{wz} \sqrt{\frac{T}{8h}} \right\} \quad (3)$$

Damit entspricht Gleichung (3) in den meisten Fällen auch dem Tages-Vibrationsexpositionswert, wie er nach der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung zu bilden ist [11].

## 2.2.2 Messungen - Körperhaltungen

Die Körperhaltungen der Probanden ist mit dem CUELA-System gemessen worden [13], [14], das aus Gyroskopen, Beschleunigungssensoren und Potentiometern besteht, die auf der Kleidung der Probanden befestigt werden, ohne deren Arbeiten zu behindern. Tabelle 1 zeigt, wie die Sensoren angebracht sind, und welche Körperwinkel oder Freiheitsgrade (DOF, „degree of freedom“) gemessen werden.

Die Bewegungen werden mit einer Abtastrate von 50 Hz gemessen, wobei nur Signalanteile unterhalb von 10 Hz ausgewertet werden (Tiefpassfilter). Zu Beginn der Messung werden die Nullpunkte aller Körperwinkel festgelegt (initialisiert). Dazu nimmt der Proband die Neutral-Null-Stellung ein: aufrecht stehend, Blick nach vorn. Während der Messung können Artefakte durch eine Videoaufzeichnung erkannt und aus der Bewertung entfernt werden; etwa wenn Sensoren durch die Kleidung oder die Rückenlehne gestört werden sollten. Um die Genauigkeit der Messung zu beschreiben, sind die Mediane der Differenzen in der Neutral-Null-Stellung vor und nach der Messung untersucht worden. Sie lagen je nach Körperwinkel zwischen 1,7° und 5,1°.

Tabelle 1: CUELA-Messsystem

	Körperregion der Sensoranbringung	Aus den Sensordaten abgeleitete Körperwinkel
	Kopf	Kopfneigung (lateral/sagittal) Halsbeugung (lateral/sagittal) Hals-Torsion
	Brustwirbelsäule (BWS)	Brustneigung (lateral/sagittal)
	Lendenwirbelsäule (LWS)	Rumpfneigung (lateral/sagittal) Rückenbeugung (lateral/sagittal) Rücken-Torsion
	Oberschenkel	Hüftbeugung, -streckung
	Unterschenkel	Kniebeugung, -streckung

Von den gemessenen Körperwinkeln sind nur die elf ausgewertet worden, die den Oberkörper betreffen. Um diese Messwerte der Körperwinkel zu bewerten, sind in Tabelle 2 drei Kategorien (neutral, moderat, ungünstig) vorgestellt. Dieses Einteilen der Messbereiche der Körperwinkel beruht auf gültigen Normen für statische (Zwangs-)Haltungen [20], [21]. Damit

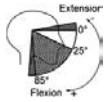
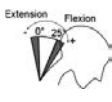

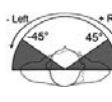
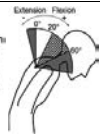

wird hier ein ‚quasi-statisches‘ Verfahren genutzt, um Körperhaltungen zu bewerten, das heißt, es unterscheidet nicht zwischen abrupten Haltungswechseln (etwa nach Stößen) und langsamen, bewussten Haltungsänderungen. Eine ‚dynamische‘ Bewertung ist durch Verfahren möglich, wie sie zum Beispiel Rahmatalla und DeShaw [23] formuliert haben.

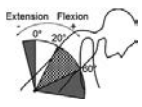
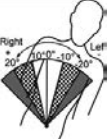
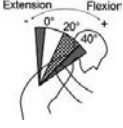

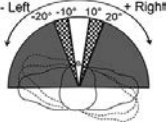
Mit der Bewertung aus Tabelle 2 können die Anteile der Messdauer bestimmt werden, während derer sich jeder Körperwinkel in einer der drei Kategorien befindet, woraus sich ein Index  $R_{DOF}$  bilden lässt [13], der die Anteile nicht-neutraler Körperhaltungen zusammenfasst.

$$R_{DOF} = \sum_{i=1}^{i=11} c_i \ ; \ c_i = \begin{cases} 0 & \text{wenn } \frac{t_{a,i}}{T_M} \cdot 100\% < 30\% \\ 1 & \text{wenn } \frac{t_{a,i}}{T_M} \cdot 100\% \geq 30\% \end{cases} \quad (4)$$

Wenn für den  $i$ -ten Körperwinkel die Messdauer in nicht-neutralen Kategorien ( $t_{a,i}$ ) mehr als 30 % der Messdauer beträgt, wird dieser als ungünstig gewertet und der Index  $R_{DOF}$  erhöht sich um eins. Der Index  $R_{DOF}$  beschreibt also die Anzahl der Körperwinkel mit relevanten Anteilen im nicht-neutralen Bereich und kann in dieser Studie zwischen 0 und 11 liegen.

Tabelle 2: Kategorien für Messwerte von Körperwinkeln (Oberkörper)

Kategorie	Körperwinkel					
	Kopf- neigung (sagittal)	Hals- krümmung (sagittal)	Hals- krümmung (lateral)	Hals- Torsion	Brust- neigung (sagittal)	Brust- neigung (lateral)
						
neutral	0° - 25° oder <0° gestützt	0° - 25°	-10° - 10°	-45° - 45°	0° - 20°	0° - 10°
moderat	25° - 85°				20°-60°	(+/-)10°- (+/-)20°
Ungünstig	< 0° oder > 85°	< 0° oder > 25°	< -10° oder > 10°	<-45° oder >45°	< 0° oder > 60°	<-20° oder > 20°

Kategorie	Körperwinkel				
	Rumpf- neigung (sagittal)	Rumpf- neigung (lateral)	Rücken- krümmung (sagittal)	Rücken- krümmung (lateral)	Rücken-Torsion
					
neutral	0° - 20° oder <0° gestützt	0° - 10°	0° - 20°	0° - 10°	-10° - 10°
moderat	20° - 60°	10° - 20°	20° - 40°	10° - 20°	10° - 20°
ungünstig	< 0° oder > 60°	<-20° oder > 20°	< 0° oder > 40°	<-20 oder > 20°	<-10 oder > 10°

### 2.2.3 Kennwert für die Kombination aus Körperhaltungen und GKV

Um die Messwerte für Körperhaltungen und GKV in einem Kennwert zusammenzufassen, ist ein Modell untersucht worden, das auf der Bewertung der Körperhaltungen nach Tabelle 2 beruht, und das die Belastung durch Körperhaltungen und GKV linear kombiniert [13].

Das Modell baut auf der Beschreibung von Gleichung (4) auf, dabei werden für jeden Körperwinkel die Werte nach Tabelle 2 und gleichzeitig die Schwingungsgesamtwerte  $a_{v1.4}$  bewertet. Für die GKV-Messwerte werden auch drei Kategorien gebildet: „niedrig“  $a_{v1.4} < 0,5 \text{ ms}^{-2}$ ; „mittel“  $0,5 \text{ ms}^{-2} \leq a_{v1.4} < 1,0 \text{ ms}^{-2}$ ; „hoch“  $a_{v1.4} \geq 1,0 \text{ ms}^{-2}$ . Es wird nun die Messdauer  $t_{h,i}$  bestimmt, in dem die Messwerte des  $i$ -ten Körperwinkel nicht in die Kategorie „neutral“ fallen **und** die GKV-Messwerte gleichzeitig nicht „niedrig“ sind. Sollte der Anteil der  $t_{h,i}$  mehr als 30 % der Messdauer betragen, wird wieder ein Index um eins erhöht. Dieser Index heißt nun  $R_{WBV-P}$ , da er GKV- und Haltungsdaten berücksichtigt (englisch: wbv „whole-body-vibration“; p „posture“). Er kann wiederum in dieser Studie Werte zwischen 0 und 11 annehmen.

$$R_{WBV-P} = \sum_{i=1}^{i=11} c_i ; c_i = \begin{cases} 0 & \text{if } \frac{t_{h,i}}{T_M} \cdot 100\% < 30\% \\ 1 & \text{if } \frac{t_{h,i}}{T_M} \cdot 100\% \geq 30\% \end{cases} \quad (5)$$

## 2.3 Fragebögen - Beschwerdeermittlung

Die Probanden sind zu der GKV-Belastung in ihrem Berufsleben befragt worden (Arbeitsanamnese) sowie zu weiteren Belastungsfaktoren wie Lastenhandhabungen und psychosozialen Stress. Aus den sich daraus ergebenden Belastungsfaktoren haben allein Angaben zur Lastenhandhabungen eine Korrelation in der Auswertung ergeben [15], weswegen hier nicht weiter auf diese Belastungsfaktoren eingegangen wird.

Um die Beschwerden zu erfassen, ist ein modifizierter Nordic Questionnaire verwendet worden [16]. Hier werden die Probanden gefragt, ob im letzten Jahr Schmerzen in der Hals- und Schulterregion, sowie im Bereich des oberen und unteren Rückens aufgetreten sind. Außerdem ist erfasst worden, wie ob im letzten Jahr die Probanden wegen der angegebenen Muskel-Skelett-Beschwerden arbeitsunfähig gewesen sind.

Daraus ergeben sich drei Wirkungsvariablen für diese Studie in Bezug auf Lendenwirbelsäulenbeschwerden:

1. Jahresprävalenz (12m-LS): ein Tag oder mehr im letzten Jahr mit Beschwerden im Bereich der Lendenwirbelsäule (LS) mit und ohne Schmerzen, die in die Beine ausstrahlen.
2. Arbeitsunfähig (12m-AU): Ein oder mehr Tage arbeitsunfähig (AU) wegen Lendenwirbelsäulenbeschwerden im letzten Jahr

## 3. Ergebnisse

### 3.1 Belastung: Messung der Kombinationsbelastung

#### 3.1.1 Probandengruppe

In dieser Gruppe sind 58 Probanden untersucht worden. Auf die Gruppe 1 (Busse-Lokomotiven) entfallen 10 Probanden, 19 Probanden sind in Gruppe 2 (Krane-Portalkrane). Außerdem sind 20 Erdbaumaschinenführer (Gruppe 3) und 9 Gabelstaplerfahrer untersucht worden.

Das Alter der Probanden beträgt im Durchschnitt 46,1 Jahre, ein Teil der Probanden ist aber jünger als 40 und älter als 50 Jahre gewesen (Standardabweichung 8,4 Jahre). Die Probanden sind im Mittel 22,9 Jahre GKV-Belastungen ausgesetzt gewesen (Standardabweichungen 9,7 Jahre). Davon entfallen auf den jetzigen Betrieb im Mittel 21,6 Jahre (Standardabweichung 9,9 Jahre). Insgesamt sind damit die Kriterien 1-3 aus Abschnitt 2.1 eingehalten worden.



### 3.1.2 Messungen - GKV

Der Mittelwert und die Standardabweichung der Effektivwerte für frequenzbewertete Beschleunigungen  $a_{wL}$ , gemessen auf der Sitzfläche, sind in in Tabelle 3 angegeben für verschiedene Fahrzeuggruppen, die gemessen worden sind.

Tabelle 3: Effektivwerte von frequenzbewerteten Beschleunigungen  $a_{wL}$  in den drei Richtungen  $l$ , gemessen auf der Sitzfläche, und Schwingungsgesamtwerte  $a_{v1,4}$ . Angegeben sind Mittelwerte aller Messungen und Standardabweichungen in Klammern. Unter Berücksichtigung der angegebenen Einwirkungsauern wird aus den  $a_{wL}$  der Tages-Vibrationsexpositionswert  $A(8)$  nach Gleichung (3) gebildet.

Gr.	Fahrzeug (Anzahl)	Messdauer [min]	Kennwerte der frequenzbewerteten Beschleunigung [ $\text{ms}^{-2}$ ]				
			$a_{wx}$	$a_{wy}$	$a_{wz}$	$a_{v1,4}$	$A(8)$
1	Bus (4)	108 (9)	0,12 (0,01)	0,13 (0,01)	0,20 (0,01)	0,32 (0,01)	0,20
	Lokomotive (6)	85 (22)	0,10 (0,04)	0,15 (0,04)	0,18 (0,03)	0,29 (0,04)	(0,02)
2	Kran (13)	74 (13)	0,11 (0,04)	0,11 (0,05)	0,16 (0,11)	0,27 (0,14)	0,17
	Portalkran (6)	98 (20)	0,21 (0,02)	0,11 (0,04)	0,17 (0,03)	0,37 (0,04)	(0,05)
	Muldenkipper (8)	83 (14)	0,32 (0,11)	0,43 (0,15)	0,50 (0,24)	0,91 (0,33)	
	Bagger (5)	76 (14)	0,43 (0,10)	0,26 (0,08)	0,31 (0,14)	0,78 (0,17)	
3	Radlader (2)	91 (11)	0,52 (0,06)	0,58 (0,01)	0,43 (0,11)	1,18 (0,08)	0,59
	Planierdraupe (3)	88 (16)	0,34 (0,04)	0,25 (0,09)	0,42 (0,14)	0,73 (0,17)	(0,17)
	Grader (1)	71 ( )	0,22 ( )	0,25 ( )	0,28 ( )	0,54 ( )	
	Walze (1)	50 ( )	0,24 ( )	0,38 ( )	0,27 ( )	0,69 ( )	
4	Gabelstapler (9)	79 (25)	0,24 (0,03)	0,23 (0,04)	0,27 (0,13)	0,56 (0,06)	0,35 (0,05)

Die Messdauern liegen im Mittel zwischen 50 Minuten für die Walze und 108 Minuten für die Busse, was ausgereicht hat, um die jeweiligen Arbeitsbedingungen repräsentativ zu erfassen. In den meisten Fällen sind die Beschleunigungen in der z-Achse dominant. Bei den Portalkranen und Baggern hingegen sind die Effektivwerte in x-Richtung am größten, und bei den Radladern und der Walze sind die Effektivwerte in y-Richtung am größten. Der Schwingungsgesamtwert liegt zwischen  $0,27 \text{ ms}^{-2}$  für Lokomotiven und Kane sowie  $1,18 \text{ ms}^{-2}$  für Radlader.

Die Daten in Tabelle 1 zeigen, dass das Kriterium 4 aus Abschnitt 2.1 zur Gruppeneinteilung gerechtfertigt ist: die GKV-Belastung der Gruppen 1 (Bus, Lokomotive) und 2 (Kran, Portalkran) sind sowohl innerhalb als auch zwischen den Gruppen ähnlich. Die Gruppen 3 (Erdbaumaschinen) und 4 (Gabelstapler) haben im Vergleich dazu höhere GKV-Belastungswerte. Dabei ist die GKV-Belastung durch die Erdbaumaschinen durch die verschiedenen Maschinen wie erwartet sehr unterschiedlich

### 3.1.3 Messungen - Körperhaltungen

Die Verteilung der Messwerte für die Körperhaltungen der 58 Probanden ist in Bild 1 gemittelt über die vier Gruppen aus Abschnitt 2.1 dargestellt. In dieser Darstellung sind „moderate“ und „ungünstige“ Bereiche aus Tabelle 2 mit derselben grauen Schattierung versehen.

Durch das Vorbeugen der Kran- und Portalkranfahrer (siehe Abschnitt 2.1) aus Gruppe 2 liegen die Messwerte für die Körperwinkel in der sagittalen Ebene (Kopfneigung, Halskrümmung, die Brust- und Rumpfneigung) meistens über denen der anderen Gruppen, besonders im Vergleich mit Gruppe 1.

Bei den Gabelstaplerfahrern der Gruppe 4 führt das häufigere Rückwärtsfahren (siehe Abschnitt 2.1) dazu, dass die Spanne zwischen dem 5. und 95. Perzentil (und oft auch zwischen dem 25. und 75. Perzentil) vor allem bei den lateralen Körperwinkeln und Torsionen größer ist als bei den anderen Gruppen: Die Probanden in dieser Gruppe müssen sich mehr und über einen größeren Winkelbereich bewegen.

Tabelle 4 gibt Mittelwerte für die Zeitanteile an, die während der Messung für jeden DOF im nicht-neutralen Bereich liegen. Wie aus Bild 1 zu erwarten ist, sind für die (Portal-)Kranfahrer aus Gruppe 2 die Zeitanteile in nicht-neutralen Bereichen für die sagittalen Körperwinkel am höchsten. Auffällig sind in dieser Gruppe die Rumpf- und Kopfneigung, die zu 84 % und 78 % im nicht-neutralen Bereich liegen.

Bei den Gabelstaplerfahrern aus Gruppe 4 sind im Mittel die lateralen Körperwinkel und die Torsionen höher als bei den Probanden der anderen Gruppen. Dies ist auch in Bild 1 an den größeren Spannen zwischen den Perzentilwerten für diese Körperwinkel abzulesen. Diese Körperhaltungen werden durch das häufige Umdrehen beim Rückwärtsfahren bedingt und können unter Umständen stärker den Schulter-Nacken-Bereich belasten, was hier allerdings nicht untersucht worden ist.

Aus den Zeitanteilen berechnet sich  $R_{DOF}$  für jeden Probanden, was im zweiten Teil der Tabelle 4 aufgeführt ist. Die  $R_{DOF}$ -Werte betragen maximal  $R_{DOF} = 4$ . Sie sind für die Gruppe 2 am höchsten, was durch die Belastungen der sagittalen Körperwinkel begründet ist. Für die anderen Gruppen lassen sich kaum Unterschiede in diesem Kennwert ausmachen.

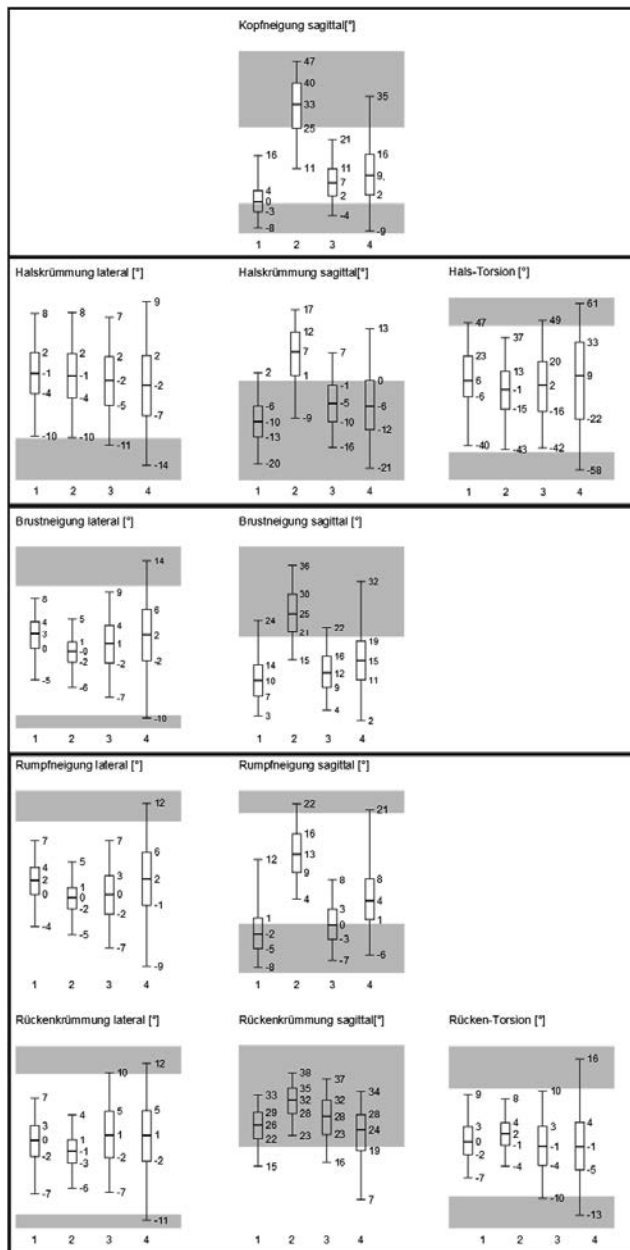


Bild 1: Verteilung der gemessenen Werte für die Körperwinkel der Probanden nach Gruppen der benutzten Fahrzeuge (Gruppe 1 Busse-Lokomotiven, Gruppe 2 Krane-Portalkrane, Gruppe 3 Erdbaumaschinen, Gruppe 4 Gabelstapler). Die Boxplots geben das 5., 25., 50., 75. und 95. Perzentil der Messwerte an. Nach Tabelle 2 sind Werte im neutralen Bereich ohne Hintergrund, nicht-neutrale Bereiche sind grau hinterlegt.

Tabelle 4: Zeitanteile in Prozent, in denen die angegebenen Körperwinkel im nicht-neutralen Bereich liegen für. Angegeben sind Mittelwerte der Probanden (Standardabweichung) nach Fahrzeuggruppen (Gruppe 1 Busse-Lokomotiven, Gruppe 2 Krane-Portalkrane, Gruppe 3 Erdbaumaschinen, Gruppe 4 Gabelstapler). Im unteren Teil ist die Anzahl der Probanden angegeben, die einen bestimmten Wert für  $R_{DOF}$  erreicht haben.

Körperwinkel/Freiheitsgrad	Fahrzeuggruppe			
	1	2	3	4
Kopfneigung sagittal	25 (24)	64 (26)	13 (11)	26 (10)
Halskrümmung sagittal	71 (28)	29 (23)	57 (26)	54 (13)
Halskrümmung lateral	17 (17)	13 (12)	13 (13)	21 (13)
Hals-Torsion	14 (8)	15 (12)	15 (12)	25 (18)
Brustneigung sagittal	17 (17)	76 (25)	18 (22)	31 (26)
Brustneigung lateral	7 (8)	5 (6)	9 (6)	19 (12)
Rumpfneigung sagittal	27 (27)	21 (27)	28 (28)	30 (21)
Rumpfneigung lateral	8 (15)	4 (5)	6 (6)	16 (13)
Rückenkrümmung sagittal	63 (37)	84 (25)	77 (27)	57 (36)
Rückenkrümmung lateral	18 (27)	16 (23)	18 (21)	19 (11)
Rücken-Torsion	17 (15)	17 (21)	26 (22)	37 (21)
<b>Anzahl Probanden mit</b>				
$R_{DOF}=0$	2	2	7	4
$R_{DOF}=1$	3	2	6	3
$R_{DOF}=2$	2	7	6	2
$R_{DOF}=3$	3	5	1	-
$R_{DOF}=4$	-	3	-	-

### 3.1.3 Messungen – Körperhaltungen und GKV-Belastungen

Kombiniert man die beiden gemessenen Belastungen zum Kennwert  $R_{WBV-P}$  nach Gleichung (5) so ergeben sich für die Probanden die Werte in Tabelle 5. Der Kennwert  $R_{WBV-P}$  nimmt notwendigerweise höhere Werte an als der Kennwert  $R_{DOF}$ , der nur die Körperhaltungen beschrieben hat. Dadurch dass die Probanden, die mit Gabelstaplern und Erdbaumaschinen gearbeitet haben, höheren Schwingungsbelastungen ausgesetzt gewesen sind als die Probanden der anderen beiden Gruppen, ist die Zunahme bei diese Probanden deutlich

zu sehen. Vor allem die Probanden der Gruppe 3 (Erdbaumaschinen) erreichen nun die höchsten  $R_{WBV-P}$ -Werte.

Tabelle 5: Anzahl der Probanden, die einen bestimmten Wert für  $R_{WBV-P}$  erreicht haben, nach Fahrzeuggruppen (Gruppe 1 Busse-Lokomotiven, Gruppe 2 Krane-Portalkrane, Gruppe 3 Erdbaumaschinen, Gruppe 4 Gabelstapler)

Anzahl Probanden $R_{WBV-P}$	Fahrzeuggruppe			
	1	2	3	4
0	1	1	-	1
1	3	2	3	1
2	2	6	4	5
3	4	6	6	2
4	-	3	2	-
5	-	-	2	-
6	-	-	1	-
7-10	-	-	-	-
11	-	-	2	-

### 3.2 Beanspruchung: Befragung zu Rückenbeschwerden

#### 3.2.1 Probandengruppe

Von den 58 Probanden, bei denen die Kombinationsbelastung aus Körperhaltungen und GKV-Belastung gemessen worden ist, haben 31 an einer Befragung über ihre Beanspruchung teilgenommen (Abschnitt 2.3). Weitere 71 Probanden aus denselben Betrieben haben auch an dieser Befragung teilgenommen, ohne dass ihre Belastungen gemessen worden sind. Für diese 71 Probanden ist angenommen worden, dass ihre Belastungen im Mittel denen ihrer Kollegen aus denselben Betrieben bestehen, wenn vergleichbare Arbeiten durchgeführt worden sind.

Damit ergibt sich für diesen Abschnitt eine Stichprobe von insgesamt 102 Probanden, für die auch die Auswahlkriterien aus Abschnitt 2.1 angewandt worden ist. Dies führt, wie bei der Stichprobe für die Messungen zu einem Durchschnittsalter zwischen 40 und 50 Jahre: Mittelwert 43,9 Jahre (Standardabweichung 7,9 Jahre). Die Probanden sind im Mittel 18,6 Jahre GKV-Belastungen ausgesetzt gewesen (Standardabweichungen 9,8 Jahre). Davon entfallen auf den jetzigen Betrieb im Mittel 15,7 Jahre (Standardabweichung 8,6 Jahre). Die Jahre mit Exposition sind bei dieser Stichprobe etwas geringer als bei der Stichprobe für die Messungen, insgesamt ist die Stichprobenzusammensetzung in beiden Fällen aber vergleichbar, sodass erwartet werden kann, dass das Alter eine geringere Auswirkung auf die Beschwer-

dedaten hat als bei Studien ohne Altersbeschränkung. Außerdem sollte die in der Studie ermittelte Belastung ein guter Anhaltspunkt für die Lebensbelastung sein.

### 3.2.2 Zusammenhang Belastung - Beanspruchung

Die Angaben der Probanden zu den Beanspruchungskriterien aus Abschnitt 2.3 sind in Tabelle 6 zusammengefasst. Die Gruppe der Busfahrer und Lokomotivführer (Gruppe 1) zeigt den geringsten Anteil an Beschwerden. Diese Gruppe wird daher die Rolle einer Kontrollgruppe einnehmen. Aus den Ergebnissen in Abschnitt 3.1 kann vermutet werden, dass die Zunahme der Beschwerden auf größere Belastungen durch Körperhaltungen (Gruppe 2) und/oder größere Belastungen durch GKV und Körperhaltungen (Gruppen 3, 4) zurückzuführen ist.

Tabelle 6: Angaben der Probanden zur Jahresprävalenz von Lendenwirbelsäulenbeschwerden (12m-LS) und Arbeitsunfähigkeitstagen (12m-AU) nach Abschnitt 2.3

Anzahl Probanden	Maschinengruppe			
	1	2	3	4
12m-LS ja/nein	4 / 8	20 / 19	18 / 8	9 / 16
12m-AU ja/nein	0 / 12	18 / 19	7 / 19	5 / 19

Vor allem die Zunahme der Beschwerden für die Gruppen 3 und 4 ist aus den Angaben der Tabelle 6 und den Ergebnissen aus Abschnitt 3.1 allein nicht möglich. Durch eine genauere Analyse kann aber zumindest rein statistisch gezeigt werden, dass ein Zusammenhang zwischen den gemessenen Belastungen und den Beschwerdeangaben für diese Stichprobe angegeben werden kann, deren Einzelheiten in [15] zusammengefasst sind.

## 1. Univariate Analyse

Dazu werden in einem ersten Schritt alle Angaben zu den Belastungen aus den Messungen und den Befragungen einer univariaten logistischen Regressionsanalyse unterzogen, um diejenigen Variablen zu identifizieren, die für sich genommen schon einen Einfluss auf die Beschwerdedaten haben. Dabei zeigt sich, dass von den untersuchten Schwingungskennwerten nur A(8) mit der Jahresprävalenz von Rückenbeschwerden (12m-LS) verbunden ist. Um den Effekt besser vergleichen zu können ist der A(8) mit 10 multipliziert worden (A(8)×10 in Tabelle 6). Mit diesem Wert ergibt sich ein Odds-Ratio von 1,33 (Konfidenzintervall 1,03-1,72;  $p < 0,05$ ), was bedeutet, dass das Auftreten von Rückenbeschwerden in dieser Stich-

probe mit Zunahme des  $A(8)$  von  $0,1 \text{ m/s}^2$  um 33 % zunimmt. Durch die Auswahl der Stichprobe zeigen das Alter und Lebensdosismodelle hier keine Korrelation.

Für die Körperhaltungen zeigt der Kennwert  $R_{\text{DOF}}$  ein Odds-Ratio von 1,72 (Konfidenzintervall 1,18-2,5,  $p < 0,01$ ) in Bezug auf das Auftreten von Arbeitsunfähigkeit (12m-AU). Die Anteile im nicht-neutralen Bereich der einzelnen Körperwinkel zeigen hingegen keinen klaren Zusammenhang mit den Beschwerdevariablen.

Von den weiteren Belastungsdaten hat das Vorhandensein von Lastenhandhabungen (dichotome Fragen zu Tragen, Heben, Ziehen) einen signifikanten Zusammenhang mit beiden Beschwerdevariablen ergeben.

## 2. Variablenauswahl

In diesem Schritt werden Belastungsdaten zusammengetragen, die nicht (linear) voneinander abhängig sind. So ist  $R_{\text{DOF}}$  abhängig von den Anteilen im nicht-neutralen Bereich der einzelnen Körperwinkel. Aufgrund der univariaten Analyse ist  $R_{\text{DOF}}$  als Variable gewählt worden, um den Einfluss der Körperwinkel im abschließenden Modell wiederzugeben. Auch die Fragen zu Lastenhandhabungen sind voneinander abhängig gewesen, sodass nur die Frage zum Heben (ja/nein) als Variable weiter verwendet worden ist.

Neben den Belastungsdaten, die eine Korrelation mit Beschwerdedaten gezeigt haben ( $A(8)$ ,  $R_{\text{DOF}}$ , Heben(ja/nein)), sind auch weitere Belastungsdaten aus den Fragebögen in die Liste der möglichen Variablen aufgenommen worden, um ausschließen zu können, dass sie einen Effekt zeigen. Darunter fallen: Alter, Gewicht, Familienstand, Sport, Ausbildung, Gartenarbeit, Schichtarbeit, Arbeitszufriedenheit, Arbeitskontrolle, Soziale Unterstützung, Arbeitsplatzsicherheit.

## 3. Modellbildung - Ergebnis

Mit der Liste aus Schritt 2 ist eine logistische Regressionsanalyse durchgeführt worden, wobei der  $A(8)$  unabhängig vom Signifikanztest in die Modelle aufgenommen worden ist. Alle Variablen sind schrittweise überprüft worden und auf dem 5 % Signifikanz-Niveau in das Modell übernommen worden, wenn ein Einfluss auf die Beschwerdevariablen besteht. In Tabelle 6 ist zu sehen, dass für die Jahresprävalenz von Rückenbeschwerden ein Zusammenhang nur mit dem  $A(8)$  und  $R_{\text{DOF}}$  besteht.

Für die Arbeitsunfähigkeitstage kommt noch ein Term für Heben hinzu, und der  $A(8)$  zeigt in diesem Modell keinen statistisch signifikanten Zusammenhang mit der Beschwerdevariablen.

Ein Test, auf die Wechselwirkung von  $A(8)$  und  $R_{\text{DOF}}$  hat keinen signifikanten Einfluss ergeben, sodass in dieser Stichprobe ein rein linearer Zusammenhang zwischen  $A(8)$ ,  $R_{\text{DOF}}$  und den Beschwerdevariablen besteht.

Dies wird auch deutlich, wenn man untersucht, ob  $R_{\text{WBV-P}}$  einen Einfluss auf die Beschwerdevariablen hat, der eine lineare Kombination aus GKV- und Körperhaltungsvariablen darstellt: Für das Vorhandensein von Arbeitsunfähigkeitstagen aufgrund von Rückenbeschwerden gibt es einen signifikanten Zusammenhang mit  $R_{\text{WBV-P}}$ .

Tabelle 6: Regressionsmodelle zur Jahresprävalenz von Lendenwirbelsäulenbeschwerden (12m-LS) und Arbeitsunfähigkeitstagen (12m-AU) nach Abschnitt 2.3

12m-LS (Ergebnis)			12m-AU (Ergebnis)		
Variable	Odds-Ratio (Konfidenzintervall)	p-Wert	Variable	Odds-Ratio (Konfidenzintervall)	p-Wert
$A(8) \times 10$	1,69 (1,18-2,40)	0,004	$A(8) \times 10$	1,08 (0,71-1,62)	0,726
$R_{\text{DOF}}$	1,63 (1,05-2,55)	0,030	$R_{\text{DOF}}$	2,04 (1,15-3,61)	0,014
			Heben (ja/nein)	6,26 (2,16-18,11)	0,001
Test auf Wechselwirkung					
$R_{\text{DOF}}^* A(8) \times 10$	1,19 (0,76-1,85)	0,361	$R_{\text{DOF}}^* A(8) \times 10$	0,77 (0,47-1,25)	0,468
Variable			Variable		
$R_{\text{WBV-P}}$	1,37 (0,92-2,04)	0,121	$R_{\text{WBV-P}}$	2,34 (1,31-4,18)	0,004

#### 4. Diskussion

Die im Abschnitt 3 vorgestellten Ergebnisse zum Zusammenhang zwischen Belastung und Beanspruchung sind rein statistisch und stellen keine Begründung für einen kausalen Zusammenhang dar. Es ist aber wichtig gewesen zu zeigen, dass die verwendeten Methoden im Prinzip dazu geeignet sind, einen Zusammenhang mit Beschwerden zu beschreiben.

Dass in dieser Stichprobe im Gegensatz zu anderen Studien kein Zusammenhang mit dem Alter [23] oder Lebensdosismodellen [7], [24] festgestellt worden ist, kann auf die Kriterien für die Probandenrekrutierung zurückgeführt werden. Das vergleichsweise homogene Alter der Probanden hat Alterseffekte unterdrückt. Da die meiste Lebensbelastung in demselben Betrieb angefallen ist, hat der Tages-Dosiswert  $A(8)$  die GKV-Belastung besser beschreiben können als Lebensdosismodelle. Diese Studie befindet sich insofern auch nicht im Widerspruch zu [23], da nur ein Proband eine Lebensdosis erreicht hat, die nach [23] mit einem hohen Risiko für Rückenbeschwerden verbunden ist, und alle Probanden zum Zeitpunkt der Untersuchung beschwerdefrei gewesen sind.



Dass keine Zusammenhänge zu weiteren Belastungsdaten gefunden worden sind, kann auch ein Effekt der kleinen Stichprobe und der Tatsache sein, dass andere Belastungsdaten nicht mit derselben Genauigkeit erhoben worden sind, wie die GKV- und Körperhaltungsbelastung. Es lässt sich aber festhalten, dass auch andere Studien keinen Zusammenhang mit psychosozialen Belastungen gesehen haben [7], während Lastenhandhabungen öfter als belastender Faktor für Rückenbeschwerden genannt werden [7] [3].

In dieser Studie ist für verschiedene Arbeitsplätze die Kombinationsbelastung aus GKV- und Körperhaltungen in Abschnitt 3.1 beschrieben worden. Aufgrund der unterschiedlichen Arbeitsbedingungen sind Unterschiede in beiden Belastungen klar zutage getreten. Die Beschreibung der Belastungen ist dabei das erste Ergebnis dieser Studie gewesen.

Ohne eine Bewertung der Messwerte kann man aber nicht beurteilen, ob ein Arbeitsplatz belastender oder weniger belastend ist, wenn sich zum Beispiel  $R_{DOF}$  bei repräsentativen Tätigkeiten erhöht oder erniedrigt. Deshalb ist es wichtig gewesen, im Abschnitt 3.2 nachzuweisen, dass mit den verwendeten Methoden im Prinzip ein auch statistisch signifikanter Zusammenhang mit Beschwerdedaten möglich ist. Ohne eine solche Bestätigung ist es nicht klar, ob sich die Kennwerte für eine Gefährdungsbeurteilung nutzen lassen.

In Abschnitt 3.2 wird aber ein Zusammenhang zwischen  $R_{DOF}$  und Beschwerdevariablen in univariaten und kombinierten Analysen nachgewiesen. Damit ist a-posteriori auch das zugrunde liegende, quasi-statische Bewertungsschema in Tabelle 2 gerechtfertigt, wobei nicht ausgeschlossen ist, dass das Berücksichtigen von dynamischen Anteilen noch bessere Ergebnisse liefert. Die Analyse dieser Studie zeigt aber, dass mit  $R_{DOF}$  und  $R_{WBV-P}$  relevante Teile der Belastung erfasst werden können, die für eine Gefährdung mit Blick auf die untersuchten Beschwerden eine Rolle spielen. Für die hier gewählte Stichprobe lassen sich die Belastungsarten linear kombinieren, sodass neben dem Index  $R_{WBV-P}$  auch andere Kennwerte [25] zu geeigneten Beschreibungen führen [15], die ebenfalls auf einer linearen Kombination dieser beiden Belastungen beruhen.

Damit ist es möglich die hier vorgestellten Methoden für die Gefährdungsbeurteilung zu nutzen. So lassen sich zum Beispiel präventive Maßnahmen dadurch bewerten, dass sie bei den Beschäftigten zu einer deutlichen Verringerung der hier benutzten Belastungswerte führen. Einschränkungen ergeben sich dabei im Hinblick auf Grenzwerte, die hier nicht abzuleiten sind, oder Beschwerden, die über subjektiv empfundene Schmerzen hinausgehen. Dies müssen zukünftige Studien klären, die aber auf die Ergebnisse dieser Studie aufbauen können.

## Danksagung

Diese Studie ist durch die Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung (FP 306) gefördert worden. Die Autoren danken Mark Krichels, Christian Böser, Benno Göres, Detlef Sayn, Ingo Herrmanns, Rebekka Winkler für ihre Beiträge zu diesem Projekt.

- [1] Brennscheidt F, Nöllenheidt C, Siefer, *Arbeitswelt im Wandel: Zahlen - Daten - Fakten Zahlen - Daten – Fakten*, 1. Auflage, Dortmund, 2012.
- [2] Bernard B, *Musculoskeletal Disorders and Workplace Factors*, NIOSH Publication Number 97-141, 1997.
- [3] Lotters F, Burdorf A, Kuiper J, Miedema H, *Model for the work-relatedness of low-back pain*, Scand J Work Environ Health (2003) 29, 431-440.
- [4] Magnusson M, Pope MH, Okunribido OO, *Low back pain in drivers: The relative role of whole body vibration, posture and manual materials handling*, Health and Safety Executive Report 4397/R55.096/2004, University of Aberdeen, 2004.  
Okunribido OO, Magnusson M, Pope MH, *Low back pain in drivers: The relative role of whole body vibration, posture and manual materials handling*, Journal of Sound and Vibration (2006) 298:540-555.
- [5] Hoy J, Mubarak N, Nelson S, Sweerts de Landas M, Magnusson M, Okunribido O, Pope M, *WBV and Posture as risk factors for low back pain among forklift truck drivers*, Journal of sound and Vibration (2005) 284:933-946.
- [6] Bovenzi M, *Metrics of whole-body vibration and Exposure-response relationship for low back pain in professional drivers: a prospective cohort study*, International Archives of Occupational and Environmental Health (2009) 82:893-917
- [7] Bovenzi M, Rui F, Negro C, D'Agostin F, Angotzi G, Bianchi S, Bramanti L, Festa G, Gatti S, Pinto I, Rondina L, Stacchini N, *An epidemiological study of low back pain in professional drivers*, Journal of Sound and Vibration (2006) 298:514-539.
- [8] Tiemessen I, Hulshof C, Frings-Dresen M, *Low back pain in drivers exposed to whole body vibration: analysis of a dose-response pattern*, Occup Environ Med (2008) 65:667-675.
- [9] Fritz M, Schäfer K, *Berücksichtigung der Haltung des Oberkörpers bei der Beurteilung von Ganzkörper-Schwingungen Zeitschrift für Arbeitswissenschaft, Z Arb Wiss*, (2010) 64:293-304.

- [10] Morgan L, Mansfield N, *A survey of expert opinion on the effects of occupational exposures to trunk rotation and whole-body vibration*, Ergonomics (2014) 57:563-574.
- [11] Technische Regel zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - TRLV Vibrationen, Ausgabe: März 2015, GMBI Nr. 25/26 vom 24. Juni 2015, S. 482.
- [12] ISO/TR 10687:2009, *Mechanical vibration - description and determination of seated postures with reference to whole-body vibration*, Beuth, Berlin.
- [13] Raffler N, Hermanns I, Sayn D, Gores B, Ellegast R, Rissler J, *Assessing combined exposures of whole-body vibration and awkward posture--further results from application of a simultaneous field measurement methodology*, Industrial health (2010) 48:638-644.
- [14] Hermanns I, Raffler N, Ellegast R, Fischer S, Göres B, *Simultaneous field measuring method of vibration and body posture for assessment of seated occupational driving tasks*, Int J Ind Ergon (2008) 38:255-263.
- [15] Raffler N, Rissler J, Ochsmann E, Schikowsky C, Kraus T, *Arbeitsmedizinische Pilotstudie "Kombinationsexpositionen von Ganzkörper-Vibrationen und Körperhaltungen"*, Abschlussbericht DGUV FP 306, in Vorbereitung.
- [16] Kuorinka I, Jonsson B, Kilbom A, Vinterberg H, Biering-Sorensen F, Andersson G, Jorgensen K, *Standardised Nordic questionnaires for the analysis of musculoskeletal symptoms Applied Ergonomics*, (1987) 18:233 – 237.
- [17] ISO 8041:2005, *Human response to vibration - Measuring instrumentation*, Beuth, Berlin.
- [18] VDI 2057-1:2002, *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen*, Beuth, Berlin.
- [19] EU-Directive 2002/44/EC. *On the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration)*, Directive 2002/44/EC. Official journal of the European Community, 6th July 2002, L 117/13-19.
- [20] DIN EN 1005-4:2005, *Safety of machinery - Human physical performance - Part 4: Evaluation of working postures and movements in relation to machinery*, Beuth, Berlin.
- [21] ISO 11226:2000, *Ergonomics - Evaluation of static working postures*, Beuth, Berlin.
- [22] Rahmatalla S, Jonathan DeShaw, *Predictive discomfort of non-neutral head-neck postures in fore-aft whole-body vibration Ergonomics* (2011) 54(3):263-272.
- [23] Schwarze S, Notbohm G, Dupuis H, Hartung E, *Dose-response relationships between whole-body vibration and lumbar disk disease - A field study on 388 drivers of different vehicles*, Journal of Sound and Vibration (1998) 215(4): 613-628.

- [24] Bovenzi M, Schust M, Menzel G, Prodi A, Mauro M, *Relationships of low back outcomes to internal spinal load: a prospective cohort study of professional drivers*, International Archives of Occupational and Environmental Health (2015) 88(4): 487–499.
- [25] Schäfer K, Rokosch F, Schick R, Hermanns I, Ellegast R, *Gleichzeitige Messung von Ganzkörper-Schwingungen und Körperhaltungen*, Zentralblatt für Arbeitsmedizin, Arbeitsschutz und Ergonomie (2006) 329-342

# Zur Risikoabschätzung für Knochen- und Gelenkerkrankungen bei Arbeiten mit Motorkettensägen

Dr. rer. nat. **Frank Koch**, Landesamt für Arbeitsschutz,  
Verbraucherschutz und Gesundheit Potsdam

## Kurzfassung

Die Einwirkung von Hand-Arm-Vibrationen (HAV) durch Motorkettensägen wird bisher als arbeitstechnische Voraussetzung im Anerkennungsverfahren für BK-Nr. 2103 nicht ausreichend anerkannt, da hier keine wesentliche Einwirkung niederfrequenter Schwingungen gegeben sei. Die hier vorgestellten Auswertungen teraufgelöster Schwingungsmessungen und die damit erfolgte Risikoabschätzung zeigen, dass bei Motorkettensägen auch hinreichend hohe Beschleunigungen im Bereich  $\leq 50$  Hz auftreten können, um Knochen-/Gelenkerkrankungen auszulösen.

## Abstract

Until now exposure to hand-arm vibration (HAV) by chainsaws has not sufficiently been recognized as procedural requirement in the recognition process for the occupational disease (BK) No. 2103, as no significant exposure to low-frequency oscillations is said to be given. The presented analyses of vibration measurements, which are resolved in third octave bands and the therewith implemented risk assessment show that also at chain saws sufficiently high accelerations in the range  $\leq 50$  Hz can occur to cause bone/joint diseases.

## 1. Hintergrund

Es ist bekannt, dass die Exposition gegenüber HAV bei Beschäftigten zur Gefährdung ihrer Gesundheit führen kann. Präventiv trägt dem die LärmVibrationsArbSchV [1] Rechnung, in Abhängigkeit vom Expositions-niveau sind demnach Maßnahmen umzusetzen. Ist die Beanspruchung jedoch entsprechend hoch, so können als chronische Wirkungen an den Händen auch Gefäß- und Knochen- bzw. Gelenkschäden die Folge sein [2 bis 5]. Beim Umgang mit Motorkettensägen sind die Benutzer (z. B. Waldarbeiter) gegenüber HAV exponiert. Hier können bei Vorliegen der notwendigen arbeitstechnischen Voraussetzungen (Expositionshöhe und -zeiten) vibrationsbedingte Durchblutungsstörungen an den Händen (Weißfinger-Krankheit oder vibrationsbedingtes vasospastisches Syndrom) als Berufskrankheit (BK-Nr. 2104) anerkannt werden. Die gleichen arbeitstechnischen Voraussetzungen bzgl. des Umgangs mit Motorkettensägen werden im BK-Anerkennungsverfahren für Knochen- und

Gelenkserkrankungen (BK-Nr. 2103) oftmals nicht berücksichtigt, da diese Erkrankungen nur durch niederfrequente Schwingungen ( $\leq 50$  Hz) verursacht werden und Motorkettensägen hier nicht hinreichend emittieren würden (siehe [6]).

Es gibt jedoch Fälle, wo trotz typischer Gelenkserkrankungen sowie hoher und langjähriger Exposition gegenüber HAV durch Arbeiten mit Motorkettensägen das Antragsverfahren wegen des Fehlens der arbeitstechnischen Voraussetzungen nicht zur BK-Nr. 2103 führt. Wichtig ist in diesem Zusammenhang die Arbeit von Dupuis u. a. [7], wo festgestellt wird, dass der Hauptfrequenzbereich bei Kettensägen immer über 50 Hz liegt (s. Tabelle 1). Darauf ist letztlich zurückzuführen, dass, zumindest für einige Berufsgenossenschaften, bei Arbeiten mit Motorkettensägen (im Gegensatz zu Schlagschraubern, Meißel- und Bohrhämmern) keine hinreichende Belastung für eine BK-Nr. 2103 vorliegt.

Tabelle 1: Ankopplung und Hauptfrequenzbereiche für einige handgehaltene und handgeführte Geräte - Arbeitstechnische Voraussetzungen für die BK-Nr.2103 [6 bis 8]

Gerätebezeichnung	starke Ankopplung der Hände		Hauptfrequenzbereich	
	ja	nein	$\leq 50$ Hz	$> 50$ Hz
<b>Handgehaltene Geräte</b>				
Aufbruchhammer	x		x	
Abbauhammer	x		x	
Gleisstopfer	x		x	
Meißelhammer	x		x	x <sup>1)</sup>
Schlagschrauber	x		x	x <sup>1)</sup>
Bohrhammer	x		x	x <sup>1)</sup>
Schlagbohrmaschine	x			x
Winkelschleifmaschine	x			x
Trennschleifmaschine	x			x
Kettensäge	x			x
Handkreissäge	x			x
<b>Handgeführte Geräte</b>				
Vibrationsplatte		x	x	x
Vibrationswalze		x	x	
Vibrationsstampfer		x	x	
Fugenschneider		x		x

<sup>1)</sup> Hauptfrequenzbereich ist von Größe/Leistung des Gerätes abhängig.

Hier werden nun frequenzabhängige Auswertungen von Schwingungsmessungen an Motorkettensägen und die damit verbundene Risikoabschätzung für Knochen- und Gelenkserkrankungen bzw. vibrationsbedingte Durchblutungsstörungen vorgestellt, die diese für die Betroffenen bedeutsame Einschätzung überprüfen und ggfs. korrigieren sollen.

## 2. Untersuchungsmethode

Aus dem üblicherweise vorliegenden Effektivwert  $a_{hw}$  der frequenzbewerteten Beschleunigung kann nicht abgeleitet werden, welche Frequenzanteile vorrangig im Schwingungssignal vertreten sind, da  $a_{hw}$  über den gesamten Frequenzbereich von 8 bis 1000 Hz ermittelt wird. Im Anhang D der VDI 2057-2 [9] wird ein Verfahren vorgeschlagen, das es bei Kenntnis der Anteile der bewerteten Beschleunigung unterhalb und oberhalb 50 Hz,  $a_{hw(\leq 50\text{Hz})}$  und  $a_{hw(\geq 50\text{Hz})}$ , erlaubt, das Risiko für die Entstehung von Knochen- und Gelenkerkrankungen bzw. von peripheren Durchblutungs- und Nervenfunktionsstörungen abzuschätzen.

Tabelle 2: Frequenzbetrachtung nach VDI 2057/2 Anhang D am Beispiel der  
Säge Nr. 9, Werte ermittelt beim Sägen von Holz unter Vollast

Terz- mitten- frequenz in Hz	Bewer- tungs- faktor $W_{hi}$	Hauptgriff				Nebengriff			
		$a_{hi} \times W_{hi}$ in $\text{m/s}^2$ in Richtung			$a_{hv, \text{Terz}}$ in $\text{m/s}^2$ für den Vektor	$a_{hi} \times W_{hi}$ in $\text{m/s}^2$ in Richtung			$a_{hv, \text{Terz}}$ in $\text{m/s}^2$ für den Vektor
		x	y	z		x	y	z	
6,3	0,723	0,11	0,13	0,10	0,20	0,16	0,16	0,01	0,23
8	0,873	0,13	0,16	0,10	0,23	0,19	0,10	0,09	0,23
10	0,951	0,14	0,23	0,14	0,30	0,26	0,12	0,13	0,31
12,5	0,958	0,23	0,27	0,18	0,39	0,33	0,16	0,16	0,39
16	0,896	0,28	0,31	0,24	0,48	0,35	0,22	0,19	0,46
20	0,782	0,39	0,36	0,38	0,65	0,36	0,20	0,27	0,49
25	0,647	0,48	0,60	0,43	0,88	0,56	0,38	0,44	0,81
31,5	0,519	0,81	0,72	0,90	1,41	0,66	0,59	0,40	0,97
40	0,411	1,79	1,34	1,83	2,89	1,31	1,03	0,69	1,80
50	0,324	2,30	2,14	2,40	3,95	2,11	1,06	1,43	2,76
63	0,256	1,47	0,67	1,72	2,36	0,79	0,94	0,70	1,42
80	0,202	1,10	0,64	1,30	1,82	0,48	0,80	0,59	1,10
100	0,160	4,57	3,11	6,15	8,27	1,72	2,25	5,56	6,24
125	0,127	1,26	0,78	1,45	2,07	0,33	0,35	1,22	1,31
160	0,101	0,75	0,36	0,48	0,96	0,15	0,18	0,16	0,28
200	0,080	0,68	0,63	0,58	1,10	0,30	0,12	0,31	0,44
250	0,063	0,42	0,24	0,34	0,59	0,10	0,10	0,12	0,18
315	0,050	0,32	0,10	0,19	0,38	0,10	0,10	0,10	0,17
400	0,040	0,28	0,10	0,12	0,32	0,10	0,10	0,10	0,17
500	0,031	0,10	0,00	0,10	0,14	0,00	0,06	0,00	0,06
630	0,025	0,10	0,01	0,10	0,14	0,00	0,00	0,02	0,02
800	0,019	0,02	0,01	0,01	0,02	0,00	0,00	0,00	0,00
1000	0,014	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
$a_{hw}/v(8-1000\text{Hz})$ in $\text{m/s}^2$		6,08	4,41	7,46	10,58	3,38	3,10	6,03	7,58
$a_{hw}/v(\leq 50\text{ Hz})$ in $\text{m/s}^2$		3,11	2,77	3,22	5,27	2,72	1,69	1,74	3,64
$a_{hw}/v(> 50\text{ Hz})$ in $\text{m/s}^2$		5,22	3,43	6,73	9,18	2,01	2,61	5,78	6,65

Bei dem hier angewandten Verfahren werden die Anteile  $a_{hw(\leq 50\text{Hz})}$  und  $a_{hw(\geq 50\text{Hz})}$  rechnerisch aus den Terzbandspektren ermittelt. Für Knochen- und Gelenkerkrankungen sind diese Anteile für die Unterarmrichtung bzw. der dieser am nächsten kommenden Richtung zu ermit-

ten, für die peripheren Durchblutungs- und Nervenfunktionsstörungen werden die Anteile am Schwingungsgesamtwert (Vektorbetrag) bestimmt. Das Ergebnis dieser Frequenzanalyse ist in Tabelle 2 an einem Beispiel dargestellt.

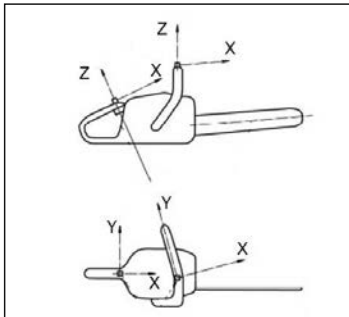


Bild 1: Koordinatensystem bei den Messungen an Säge Nr. 9

Zur Auswahl der Unterarmrichtung müssen das der Messung zugrunde liegende Koordinatensystem und die Armstellung betrachtet werden. Im Beispiel der Säge Nr. 9 kommt bei der Baumpflege sowohl beim Hauptgriff (Handgriff, hinten) als auch beim Nebengriff (Griffrohr, vorn) jeweils die x-Richtung (s. Bild 1) der Unterarmrichtung am nächsten. Das ist aber nur im maschinenorientierte Koordinatensystem (z. B. in [10], [11]) so, im biodynamischen Koordinatensystem (z. B. in [9], [12]) wäre das die z-Richtung. Die Auswertung in Unterarmrichtung erfolgte jeweils für diese Richtung (x bzw. z).

Tabelle 3: an den 14 Motorkettensägen ermittelte Beschleunigungen in unterschiedlichen Frequenzbereichen

Motor- ketten- säge Nr.	Beschleunigungen in $\text{m/s}^2$											
	Haupt-/Handgriff oder hinten						Nebengriff/Griffrohr oder vorn					
	in Unterarmrichtung			Vektorbetrag			in Unterarmrichtung			Vektorbetrag		
	$a_{hw}(8-1000\text{Hz})$	$a_{hw}(\leq 50\text{Hz})$	$a_{hw}(> 50\text{Hz})$	$a_{hv}(8-1000\text{Hz})$	$a_{hv}(\leq 50\text{Hz})$	$a_{hv}(> 50\text{Hz})$	$a_{hw}(8-1000\text{Hz})$	$a_{hw}(\leq 50\text{Hz})$	$a_{hw}(> 50\text{Hz})$	$a_{hv}(8-1000\text{Hz})$	$a_{hv}(\leq 50\text{Hz})$	$a_{hv}(> 50\text{Hz})$
1	3,67	2,35	2,82	17,13	14,29	9,45	4,48	1,12	4,33	6,43	3,17	5,60
2 <sup>1)</sup>	8,51	2,83	8,03	8,51	2,83	8,03	8,51	2,83	8,03	8,51	2,83	8,03
3 <sup>1)</sup>	9,87	5,42	8,26	9,87	5,42	8,26	9,87	5,42	8,26	9,87	5,42	8,26
4	2,09	1,04	1,81	5,07	2,00	4,66	3,53	0,86	3,43	5,34	1,46	5,13
5	3,73	1,21	3,53	3,60	1,78	3,13	2,84	0,63	2,77	4,39	1,13	4,24
6	3,67	3,55	0,94	5,43	4,94	2,25	3,63	3,06	1,95	7,16	6,18	3,63
7	4,28	2,77	3,26	10,55	8,19	6,66	2,63	1,65	2,05	6,18	4,56	4,17
8	4,13	1,39	3,89	6,28	2,09	5,92	2,87	1,21	2,61	4,64	1,78	4,29
9	6,08	3,11	5,22	10,58	5,27	9,18	3,38	2,72	2,01	7,58	3,64	6,65
10	1,95	1,75	0,85	3,67	2,79	2,38	2,66	1,81	1,95	3,93	3,19	2,30
11	3,76	3,35	1,72	5,91	5,11	2,98	3,41	2,17	2,62	7,05	5,94	3,80
12	1,75	0,60	1,64	2,47	1,01	2,25	1,41	0,65	1,25	2,16	0,88	1,97
13	2,96	1,27	2,68	4,60	1,97	4,15	2,78	0,95	2,61	4,68	1,78	4,33
14	1,72	0,93	1,44	3,40	1,85	2,85	2,77	0,83	2,64	4,56	1,32	4,36
<sup>1)</sup> Werte aus grafischer Darstellung in Literatur abgeschätzt, Messort und Richtung/Vektor unklar												



Wenn, wie in der Forstarbeit üblich, die Beschäftigten an der Säge auch umgreifen oder den Arm abwinkeln, ist die Unterarmrichtung nicht mehr eindeutig festgelegt und die Auswertung könnte auch hier anhand des Vektorbetrages erfolgen.

Für die Untersuchung wurden dem Autor von zwei Geräteherstellern sowie einem Prüfinstitut 12 teraufgelöste Schwingungsmessungen beim Sägen (Normmessungen bei Nenndrehzahl oder Vollast) bzw. beim Drittmix (Leerlauf/Vollast/Vollgas) zur Verfügung gestellt. Weitere zwei teraufgelöste Schwingungsmessungen beim Sägen wurden aus der Arbeit von Hartung und Dupuis [13] grafisch ermittelt. Von den unterschiedlichen Motorkettensägen waren bis auf Säge Nr. 3 alle mit AVS ausgestattet. Im Ergebnis der Untersuchung lagen von den 14 Motorkettensägen die in Tabelle 3 angegebenen Werte  $a_{hw(8-1000\text{Hz})}$ ,  $a_{hw(\leq 50\text{Hz})}$  und  $a_{hw(>50\text{Hz})}$  in Unterarmrichtung (x bzw. z) sowie  $a_{hv(8-1000\text{Hz})}$ ,  $a_{hv(\leq 50\text{Hz})}$  und  $a_{hv(>50\text{Hz})}$  für den Gesamtschwingungswert vor und dabei an 12 Motorkettensägen jeweils getrennt für Haupt- und Nebengriff.

### 3. Auswertung

Nach VDI 2057-2 liegt ein erhöhtes Risiko für Knochen- und Gelenkerkrankungen bzw. von peripheren Durchblutungs- und Nervenfunktionsstörungen dann vor, wenn der Anteil der frequenzbewerteten Beschleunigungsanteile von  $a_{hw(\leq 50\text{Hz})}$  (in Unterarmrichtung) bzw.  $a_{hw(>50\text{Hz})}$  am jeweiligen Gesamtwert  $a_{hw(8-1000\text{Hz})}$  mindestens 75 % beträgt. Ist eine solche Zuordnung nicht möglich, so kann in Abhängigkeit von der Intensität ein Risiko für beide Erkrankungsarten bestehen. Implizite Voraussetzung für diese Risikoabschätzung ist, dass der Gesamtwert (in Verbindung mit der Einwirkungsdauer) eine gesundheitliche Gefährdung darstellt.

Nach TRLV Vibrationen Teil 1 [14] ist bei einem „dauerhaften“ Tages-Vibrationsexpositions-wert von  $A(8) \geq 2,5 \text{ m/s}^2$  von einer Gefährdung der Beschäftigten auszugehen (s. auch [15]). Gemäß DIN SPEC 45694 [16] bzw. Anlage 1 in [14] und können bei Motorkettensägen die vom Hersteller gemäß der harmonisierten Prüfnorm ermittelten und in der Betriebsanleitung angegebenen Emissionswerte direkt zur Gefährdungsbeurteilung herangezogen werden (Korrekturfaktor ist hier 1). Nach [16] beträgt bei Forstarbeitern die typische Einwirkungs-dauer für HAV beim Arbeiten mit Kettensägen an einem 8-h-Arbeitstag 3,7 h. Eine zu allgemeiner Gefährdung führende Tagesexposition von  $A(8) = 2,5 \text{ m/s}^2$  wird damit ab einem Schwingungsgesamtwert von  $3,68 \text{ m/s}^2$  erreicht. In Anlehnung an die 75 %-Regel in [9] sollte für ein erhöhtes Risiko für Knochen-/Gelenkerkrankungen zusätzlich in Unterarmrichtung  $A(8)_{(\leq 50 \text{ Hz})} > 0,75 \times 2,5 \text{ m/s}^2$  sein, was bedeutet, dass  $a_{hw(\leq 50\text{Hz})} > 0,75 \times 3,68 \text{ m/s}^2 = 2,76 \text{ m/s}^2$

sein muss. Die analoge Betrachtung bei Durchblutungs-/Nervenstörung führt beim Gesamtschwingungswert auf  $a_{hv(>50\text{Hz})} > 2,76 \text{ m/s}^2$ .

Damit ergibt sich für die Risikoabschätzung für Knochen- und Gelenkerkrankungen bzw. von peripheren Durchblutungs- und Nervenfunktionsstörungen in Anlehnung an VDI 2057-2 (ohne weitere Bestimmung der Einwirkungsdauer) die folgende Spezifizierung für Forstarbeiter bei Arbeiten mit Motorkettensägen:

- 1) Das allgemeine Risiko einer Gesundheitsgefährdung liegt vor, wenn an Haupt oder Nebengriff  $a_{hv(8-1000\text{Hz})} \geq 3,68 \text{ m/s}^2$  ist.
- 2) Ein erhöhtes Risiko für Knochen-/Gelenkerkrankungen liegt vor, wenn das allgemeine Risiko einer Gesundheitsgefährdung vorliegt und an Haupt oder Nebengriff in Unterarmrichtung  $a_{hw(\leq 50\text{Hz})} > 2,76 \text{ m/s}^2$  ist.
- 3) Ein erhöhtes Risiko für Durchblutungs-/Nervenstörungen liegt vor, wenn das allgemeine Risiko einer Gesundheitsgefährdung vorliegt und an Haupt oder Nebengriff beim Gesamtschwingungswert  $a_{hv(>50\text{Hz})} > 2,76 \text{ m/s}^2$  ist.
- 4) Beides ist möglich, wenn für beide Erkrankungsarten ein erhöhtes Risiko vorliegt. Das Risiko ist indifferent, wenn das allgemeine Risiko einer Gesundheitsgefährdung vorliegt, aber für keine der beiden Erkrankungsarten ein erhöhtes Risiko vorliegt.

Tabelle 4: Auswertung im Hinblick auf die Erkrankungsrisiken

Motor- ket- ten- sä- ge Nr.	Herstel- lungs- jahr (Serien- beginn)	Maximum $a_{hw(\leq 50\text{Hz})}$ in $\text{m/s}^2$	Maximum $a_{hw(\leq 50\text{Hz})}$ in $\text{m/s}^2$	Anteil an $a_{hw(\leq 50\text{Hz})}$	Maximum $a_{hv(>50\text{Hz})}$ in $\text{m/s}^2$	Anteil an $a_{hv(>50\text{Hz})}$	Erkrankungsrisiko			
							all- gemein erhöht	erhöht für Knochen- /Gelenks- erkrank- ung	erhöht für Durch- blutungs- /Nerven- stör.	beides möglich oder indif- ferent
1	1967	17,13	2,35	64,0%	9,45	55,1%	ja	? <sup>1)</sup>	ja	nein
2	vor 1986	8,51	2,83	33,2%	8,03	94,3%	ja	ja <sup>2)</sup>	ja	ja <sup>2)</sup>
3	vor 1986	9,87	5,42	54,9%	8,26	83,6%	ja	ja <sup>2)</sup>	ja	ja <sup>2)</sup>
4	1980	5,34	1,04	50,0%	5,13	96,2%	ja	nein	ja	nein
5	2000	4,39	1,21	32,4%	4,24	96,6%	ja	nein	ja	nein
6	2005	7,16	3,55	96,6%	3,63	50,6%	ja	ja	ja	ja
7	2005	10,55	2,77	64,8%	6,66	63,1%	ja	ja	ja	ja
8	?	6,28	1,39	33,5%	5,92	94,3%	ja	nein	ja	nein
9	?	10,58	3,11	51,3%	9,18	86,7%	ja	ja	ja	ja
10	2007	3,93	1,81	68,0%	2,38	65,0%	ja	? <sup>1)</sup>	nein	ja
11	2012	7,05	3,35	88,9%	3,80	53,9%	ja	ja	ja	ja
12	?	2,47	0,65	46,0%	2,25	91,3%	nein	nein	nein	nein
13	aktuell	4,68	1,27	42,8%	4,33	92,5%	ja	nein	ja	nein
14	aktuell	4,56	0,93	54,2%	4,36	95,7%	ja	nein	ja	nein

<sup>1)</sup> hier ist beim Vektor der Anteil  $a_{hv(\leq 50\text{Hz})} > 2,76 \text{ m/s}^2$ , <sup>2)</sup> Messort und Richtung/Vektor unklar

Die nach dieser Risikoabschätzung erfolgte Auswertung der Messungen an den 14 Motorkettensägen ist in Tabelle 4 dargestellt. Wie die hier mit angegebenen Anteile an  $a_{hw(8-1000\text{Hz})}$  und  $a_{hv(8-1000\text{Hz})}$  zeigen, spielt der jeweilige Anteil am Gesamtwert für die Risikoabschätzung keine Rolle, maßgeblich ist die tatsächliche Höhe der Belastung in den jeweiligen Frequenzbereichen – das sollte auch im Vorschlag der VDI 2057-2 Anhang D so formuliert sein.

Im Ergebnis der Auswertung wird somit festgestellt, dass bei 13 der 14 untersuchten Motorkettensägen die Schwingbeschleunigungen zu einer allgemein erhöhten Gefährdung durch Hand-Arm-Vibrationen führen können. Die Auswertung der Frequenzverteilung zeigt, dass bei 10 Sägen ein erhöhtes Risiko für Durchblutungs-/Nervstörungen und bei mindestens 6 Sägen ein erhöhtes Risiko für Knochen-/Gelenkerkrankungen vorliegt. Bei 7 Sägen ist beides möglich bzw. das Risiko ist hier indifferent. Wenn die Auswertung für Knochen-/Gelenkerkrankungen, wegen nicht eindeutiger Festlegung der Unterarmrichtung, anhand des Vektorbetrages erfolgt, so erhöht sich die Zahl der potentiell gefährlichen Sägen auf 8 (vergl. auch Tabelle 3). Somit wird an ca. der Hälfte der Motorkettensägen die zu überprüfende Einschätzung widerlegt, wonach bei Motorkettensägen für die BK-Nr. 2103 keine hinreichende Belastung vorliegen kann.

In Bild 2 ist das Ergebnis der Auswertung grafisch dargestellt. Oberhalb der eingezeichneten Beschleunigung von  $2,76 \text{ m/s}^2$  liegt der Gefährdungsbereich sowohl für  $a_{hw(\leq 50\text{Hz})}$  (Knochen-/Gelenkerkrankungen) als auch für  $a_{hv(>50\text{Hz})}$  (Durchblutungs-/Nervstörungen). Da die Sägen tendenziell aufsteigend nach ihrem Herstellungszeitraum geordnet sind (vergleiche Tabelle 4), wird ansatzweise auch die technische Entwicklung mit

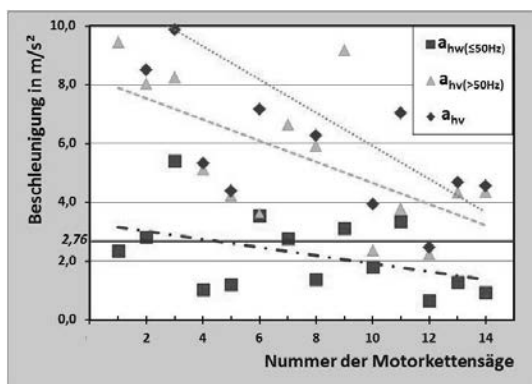


Bild 2: zur Risikobewertung relevante Beschleunigungen der untersuchten Motorkettensägen

berücksichtigt. Die zu den Beschleunigungen eingezeichneten linearen Trendlinien zeigen, dass die von Motorkettensägen ausgehenden Gefährdungen durch HAV abnehmen. Zu Knochen-/Gelenkerkrankungen führende niederfrequente Schwingungen sollten bei modernen und dem Stand der Technik entsprechenden Motorkettensägen nur noch von geringer Bedeutung sein, sie dürfen bei älteren Motorkettensägen, die aber in

jetzigen BK-Verfahren relevant sind, jedoch nicht unterschätzt werden. Trotz signifikanter Absenkung könnten die für Durchblutungs-/Nervenstörungen verantwortlichen hochfrequenten Schwingungen bei Motorkettensägen noch immer ein Problem sein. Dabei ist aber zu beachten, dass neben der hier zugrunde liegenden Auswertung nach Anhang D der VDI 2057-2 [9] auch eine Risikoabschätzung denkbar ist, die auf einer neuen Frequenzbewertung für Weißfinger-Krankheit basiert [17]. Ob und wie eine solche Auswertung das Ergebnis für die Motorkettensägen verändert, war aber nicht Gegenstand der Untersuchungen.

Die im BK-Anerkennungsverfahren noch oft verwendete Zuordnung anhand der Hauptfrequenzbereiche (Bild 1) muss korrigiert werden. Ob hierfür noch weitere Untersuchungen nötig sind, ist durch die hierfür zuständigen Gremien zu entscheiden. Eine seitens der DGUV bereits 2009 gestartete epidemiologische Fall-Kontroll-Studie zur Risikoabschätzung frequenzabhängiger, arbeitsbedingter Hand-Arm-Vibrationen wird allerdings erst in einigen Jahren zu Ergebnissen führen [18]. Es ist dabei aber zu bedenken, dass, wenn ein Änderungsbedarf zugunsten der Betroffenen hier vorliegt, das zügig umzusetzen ist. Motorkettensägen mit hinreichend hohem Gefährdungspotential dürften bei den heutigen BK-Verfahren noch eine große Rolle spielen.

#### 4. Zusammenfassung

Mit den teraufgelösten Messungen der Beschleunigungen in Unterarmrichtung und der damit erfolgten Risikoabschätzung wurde nachgewiesen, dass bei Motorkettensägen auch im niederfrequenten Bereich  $\leq 50$  Hz die Intensität der Schwingungen ausreichen kann, um bei für Forstarbeiter übliche Einwirkungsauern über hinreichend lange Beschäftigungszeiträume Knochen- und Gelenkerkrankungen auszulösen. Die arbeitstechnischen Voraussetzungen für die BK-Nr. 2103 können somit auch beim Umgang mit Motorkettensägen vorliegen, was im BK-Anerkennungsverfahren berücksichtigt werden muss.

## Literatur

- [1] Verordnung zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen (Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - LärmVibrationsArbSchV) Vom 6. März 2007. In der Version von Juli 2010, BGBl. I, S. 960
- [2] Merkblatt zur BK 2104 Vibrationsbedingte Durchblutungsstörungen an den Händen. Bek. des BMA vom 10.7.1979 im Bundesarbeitsblatt 7/8/1979
- [3] Merkblatt zur Berufskrankheit Nr. 2103 der Anlage zur Berufskrankheiten-Verordnung (BKV) Erkrankungen durch Erschütterung bei Arbeit mit Druckluftwerkzeugen oder gleichartig wirkenden Werkzeugen oder Maschinen. BArbBl. 3/2005, S. 51
- [4] Mehrtens G, Brandenburg S; Die Berufskrankheiten-Verordnung (BKV), Kommentar, Vibrationsbedingte Durchblutungsstörungen M 2104. Berlin: Erich Schmidt Verlag 1980
- [5] Mehrtens G, Brandenburg S; Die Berufskrankheiten-Verordnung (BKV), Kommentar, Erkrankungen durch Druckluftwerkzeuge M 2013. Berlin: Erich Schmidt Verlag 2005
- [6] Schönberger A, Mehrtens G, Valentin H; Arbeitsunfall und Berufskrankheit, Rechtliche und medizinische Grundlagen für Gutachter, Sozialverwaltung, Berater und Gerichte, BK-Nr. 2103 Arbeitstechnische Voraussetzungen. Berlin: Erich Schmidt Verlag 2010, 1167-1169
- [7] Dupuis H, Hartung E, Konietzko J; Arbeitstechnische Voraussetzungen für die Berufskrankheit Nr. 2103. Arbeitsmed. Sozialmed. Umweltmed. 33, 11, 1998, 490-496
- [8] Hecker C; Vibrations-Belastungen des Hand-Arm-Systems und Präventionsmaßnahmen. Zbl Arbeitsmed 53, 2003, 27-33
- [9] VDI 2057 Blatt 2:2014: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen – Hand-Arm-Schwingungen. Beuth Verlag, Berlin
- [10] DIN EN ISO 22867:2012 Forst- und Gartenmaschinen - Schwingungsmessnorm für handgehaltene Maschinen mit Verbrennungsmotor - Schwingungen an den Handgriffen (ISO 22867:2011); Deutsche Fassung EN ISO 22867:2011. Beuth Verlag, Berlin
- [11] DIN EN ISO 5349-2:2015: Mechanische Schwingungen – Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen – Teil 2: Praxisgerechte Anleitung zur Messung am Arbeitsplatz. Beuth Verlag, Berlin
- [12] DIN EN ISO 5349-1:2001: Mechanische Schwingungen – Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen – Teil 1: Allgemeine Anforderungen. Beuth Verlag, Berlin
- [13] Hartung E, Dupuis H; Maßnahmen zur Reduzierung der Schwingungsbelastung bei der Arbeit mit Motorkettensägen. Arbeitswissenschaftliche Erkenntnisse Nr. 34; Bundesanstalt für Arbeitsschutz, Dortmund, 1987

- [14] Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung TRLV Vibrationen Teil 1: Beurteilung der Gefährdung durch Vibrationen.  
Ausgabe: März 2015, GMBI 2015 S. 485
- [15] DGUV Rundschreiben - 0072/2013 VbgBK: Zuständigkeitskriterien für die BK-Nummern 2103 und 2104. Berlin, 2013
- [16] DIN SPEC 45694:2013: Mechanische Schwingungen – Anleitung zur Beurteilung der Belastung durch Hand-Arm-Schwingungen aus Angaben zu den benutzten Maschinen einschließlich Angaben von den Maschinenherstellern; Deutsche Fassung CEN/TR 5350:2013. Beuth Verlag, Berlin
- [17] Brammer AJ, Pitts PM; Frequency weighting for vibration-induced white finger compatible with exposure-response models. Ind Health 50, 2012, 397-411
- [18] Kaulbars U: Gefährdungsbeurteilung der Hand-Arm-Vibration bei der Waldarbeit mit Motorkettensägen, IFA Report 5/2015, DGUV, 2015

# **Humanschwingungen an Motorrädern bei unterschiedlichen Fahrzuständen**

## **Studie zu Hand-Arm- und Ganzkörperschwingungen**

# **Human Vibration on Motorcycles at Different Driving Conditions**

## **Study on Hand-Arm and Whole-Body Vibrations**

Prof. Dr.-Ing. **Jürgen Adamek**, Dipl. Wi.-Ing. **Marcus Schröter**,  
Hochschule Osnabrück, Institut für Management und Technik, Lingen

### **Kurzfassung**

Motorradfahrer/innen sind mechanischen Schwingungen ausgesetzt, die über Lenker, Fußrasten und Sitzbank übertragen werden. Mehr als drei Viertel der Motorradfahrer/innen berichtet in einer Umfrage über körperliche Symptome, die auf mechanische Schwingungen zurückgeführt werden können, aber über zwei Drittel der Fahrer/innen empfindet die Motorradvibrationen als nicht oder nur wenig störend. Messungen an verschiedensten in Deutschland und Europa üblichen Motorrädern zeigen im Hand-Arm- und Ganzkörperbereich Schwingungswerte, die zum Teil deutlich oberhalb des auf 8 h bezogenen Grenzwerts der Richtlinie 2002/44EG liegen. Vergleichsmessungen an einem Pkw führen bei gleichen Bedingungen zu erheblich geringeren Schwingungswerten. Motorräder im Dienstgebrauch bei Polizei und Johanniter Unfallhilfe können zu Tagesexpositionswerten oberhalb der Auslösewerte führen.

### **Abstract**

Motorcyclists are exposed to mechanical vibrations, which are transmitted over handlebar, seat and foot-rests. About three-quarters of motorcyclists reported in a survey on physical symptoms that can be lead back on mechanical vibrations, but more than two thirds of the drivers reported no or little disturbance due to vibrations from their motorbikes. Measurements on various in Germany and Europe customary motorbikes show hand-arm and whole-body vibration values that partly clearly lie above the 8-hour limit value related to directive 2002/44EG. Comparative measurements on a passenger car under same conditions lead to significant lower vibration values. Motorcycles in official use in the police and Johanniter accident assistance can lead to daily exposure levels above the action levels.

## 1. Einleitung und Zielsetzung

Beim Fahren von Motorrädern werden Fahrer/innen Vibrationen und Schwingungen ausgesetzt, die sowohl vom Motor als auch von Fahrbahnanregungen hervorgerufen werden. Der menschliche Körper reagiert auf mechanische Schwingungen und sollte nur bis zu einem gewissen Grad diesen Schwingungen ausgesetzt werden. Die Höhe der Schwingungsbelastung beim Fahren von Motorrädern ist von einer Vielzahl von Faktoren abhängig: Motorradmodell, Fahrgeschwindigkeit, Motordrehzahl, Reifentyp und -druck, Fahrbahnbeschaffenheit, Fahrwerkseinstellung sowie Greif- und Abstützkräften des/r Fahrers/Fahrerin.

Für Personen, die berufsbedingt Schwingungen ausgesetzt sind, existieren nach 2002/44EG [1] und TRLV [2] Grenzwerte für Hand-Arm-Schwingungen und Ganzkörperschwingungen. Diese Grenzwerte können auch als Richtwert für nicht beruflich exponierte Personen dienen. Bei Überschreitung der Grenzwerte können bei längerer Einwirkung körperliche Beeinträchtigungen oder Schäden entstehen, wie allgemeines Unwohlsein oder Rückenbeschwerden bei Ganzkörperschwingungen oder auch die Weißfingerkrankheit bei Hand-Arm-Schwingungen. Zudem kann das Leistungsvermögen beeinträchtigt und damit die Unfallgefahr potentiell erhöht werden.

Das vorliegende Forschungsprojekt fokussiert sich sowohl auf beruflich motorradfahrende Personen als auch private Nutzer/innen. Ziel ist es, die im Fahrbetrieb auftretende Schwingungsbelastung zu erfassen, eine Größenordnung der Belastung für unterschiedliche in Deutschland gängige Motorräder und deren Fahrer/innen zu bestimmen und betroffene Personengruppen mit Hilfe einer frei zugänglichen Datenbank zu informieren.

Die Vergleichbarkeit der Motorräder untereinander ist in dieser Studie eingeschränkt möglich, da die untersuchten Motorräder zwar auf identischer Strecke mit gleichen Fahrvorgaben gefahren wurden, aber unterschiedliche Laufleistungen und unterschiedliche Pflege- bzw. Wartungszustände aufwiesen sowie von unterschiedlichen Fahrer/innen mit unterschiedlichen Fahrstilen gefahren wurden. Die ermittelten Daten stellen unter reproduzierbaren Randbedingungen die tatsächlich auftretenden Humanschwingungen von Fahrer/-Fahrzeug-Kombinationen dar und repräsentieren damit eine Mindestbandbreite tatsächlich auftretender Belastungen beim Motorradfahren.

Zunächst wird der aktuelle Stand von Studien zu Humanschwingungen an Motorrädern vorgestellt. Anschließend werden die Ergebnisse einer Umfrage unter Motorradfahrer/innen zum subjektiven Empfinden der Motorradvibrationen präsentiert und die Messergebnisse der bei definierten Fahrzuständen an den untersuchten Motorrädern auftretenden Vibrationen/Schwingungen an beiden Lenkergriffen, der Sitzbank und beiden Fußrasten ausgewertet und diskutiert. Ergänzt werden die Untersuchungen durch Messungen der Humanschwin-



gungen und Bestimmung von Tagesexpositionswerten bei beruflich genutzten Motorrädern am Beispiel von Dienstfahrten bei Polizei und Johanniter Unfallhilfe.

## 2. Aktueller Stand von Studien zu Humanschwingungen an Motorrädern

Mirbod, Yoshida et.al [3] untersuchten 1997 in Japan Hand-Arm-Schwingungen bei Motorradpolizisten. Gemessen wurde an vier Motorrädern des Typs Honda RC 35 (V4-Zylinder, 750 ccm, 77 PS, Polizeisondermodell) die Schwingungen am rechten Lenkergriff sowie auf dem linken und rechten Handrücken. Die Messungen erfolgten monoaxial in x-Richtung (senkrecht zum Handrücken) während des üblichen Fahrbetriebs. Eine Übersicht der Messergebnisse ist in Tab. 1 dargestellt. Diese Tabelle enthält zum Vergleich ebenso Zusammenfassungen der Messdaten der weiteren Literaturangaben. Mirbod, Yoshida et.al befragten parallel zu ihren Messungen 119 Motorradpolizisten bezüglich des Auftretens von Weißfingereffekten, Taubheitsgefühl in den Fingern, Kältegefühl, Schmerzen und Steifheit der Finger sowie Arm- und Schulterschmerzen und Schultersteifheit. Verglichen mit einer Kontrollgruppe von 49 nicht motorrad-fahrenden Krankenhausangestellten zeigten sich bei den Motorradpolizisten eine höhere Beschwerderate, mit z.B. 4,2% statt 0% Weißfingerkrankheit, 19,3% statt 4,1% Fingertaubheit und 12,6% statt 4,1% Kälteempfinden an den Fingern.

Gibson und Gibbons [4] berichten 2006 in den USA über Ganzkörperschwingungsmessungen an verschiedenen Fahrzeugen, unter anderem auch an einem Motorrad, einer Harley-Davidson Electra Glide Classic (Bj. 2004). Die Schwingungen wurden mit einem Sitzaufnehmer bei typischen Fahrbedingungen und -geschwindigkeiten aufgenommen. Bemerkenswert ist das Auftreten der höchsten Beschleunigungen in y-Richtung (Schulterachse), wogegen in den anderen Studien jeweils die höchsten Werte in z-Richtung (Oberkörperhochachse) auftraten, was auch in der vorliegenden Studie der Fall ist. Eine Messung der Hand-Arm-Schwingungen wurde nicht vorgenommen. Verglichen mit den anderen untersuchten Fahrzeugen zeigt das Motorrad höhere Schwingungswerte als ein Pkw, ein SUV und ein Pickup und wird nur von einem Quad ATV und einem Motorboot, wo Werte bis zu  $1 \text{ m/s}^2$  in z-Richtung auftreten, übertroffen.

Hsieh-Ching Chen et. al. [5] führten 2007 in Taiwan Ganzkörperschwingungsmessungen am Fahrersitz von Motorrädern durch. An der Studie waren sechs Motorräder (Sanyang, 125 ccm, 18" und 17" Räder), sechs Roller (Yamaha (3) und Sanyang (3), 125 ccm, 10" Räder) und zum Vergleich fünf Pkws (Toyota, Nissan (2), Ford (1), Mitsubishi (1), 1600 bis 2000 ccm, 15" Räder) beteiligt. Die Messungen wurden auf Landstraßen und im Stadtverkehr über eine Gesamtstrecke von 20,6 km mit maximalen Geschwindigkeiten von 40 km/h

bzw. 55 km/h durchgeführt. Die Schwingungen wurden triaxial gemessen, wobei die höchsten frequenzbewerteten Effektivwerte jeweils in z-Richtung registriert wurden. Wesentliche Unterschiede zwischen den beiden Geschwindigkeitsbereichen (Durchschnittsgeschwindigkeiten 20 bzw. 23,9 km/h wurden nicht festgestellt. Die Werte bei den Pkws liegen mit bis zu 0,30 m/s<sup>2</sup> deutlich unter den Werten der Motorräder und Roller, vgl. Tab. 1.

Eine Studie aus Indien von Shivakumara et. al. aus dem Jahr 2010 [6] befasst sich mit der Ermittlung von Hand-Arm- und Ganzkörperschwingungen an vier verschiedenen Motorrädern (99 cm<sup>3</sup> 4-Takter, 125 cm<sup>3</sup> 2-Takter und 150 cm<sup>3</sup> 2-Takter (2)) auf Straßen unterschiedlicher Beschaffenheit. Hand-Arm-Schwingungen wurden an einem Handgriff gemessen, Ganzkörperschwingungen am Sitz. Die Schwingungen an den Fußrasten wurden nicht untersucht.

In einer Studie in Kolumbien 2011 [7] an vier Motorrädern (125 cm<sup>3</sup> (1 Jahr alt), 100 cm<sup>3</sup> (3 Jahre alt), 125 cm<sup>3</sup> (5 Jahre alt), 100 cm<sup>3</sup> (13 Jahre alt)) auf Schnellstraßen und Landstraßen mit vier verschiedenen Fahrern (65 bis 83 kg) wurde triaxial die Ganzkörpervibration auf der Sitzbank gemessen. In allen untersuchten Fällen liegen auf der Sitzbank die höchsten frequenzbewerteten Effektivwerte der Schwingungen in z-Richtung vor. Anhand der verschiedenen Kombinationen zwischen Hubraum, Alter des Motorrads, Gewicht des Fahrers und gefahrene Strecke wurde abgeleitet, dass die Schwingungsbelastung mit dem Hubraum und dem Gewicht des Fahrers abnimmt, dem Alter des Motorrads zunimmt und auf Landstraßen höher ist als auf Schnellstraßen.

Hsieh-Ching Chen und Yi-Tsong Pan [8] berichten 2013 über Ganzkörperschwingungsmessungen in Taiwan an insgesamt 45 Motorrädern von 100 bis 125 cm<sup>3</sup> (Yamaha (9), Sanyang (22) und Kymco (14)) mit 22 männlichen und 23 weiblichen Probanden. Die Messungen fanden im Stadtverkehr auf jeweils zwei von insgesamt sechs Fahrstrecken von je 20 km Länge statt. Die festgestellten Effektivwerte zeigen ihre Maxima jeweils in z-Richtung. Die männlichen Probanden weisen im Vergleich mit den weiblichen im Schnitt um 10% bis 12,5% höhere Werte auf, was auf eine unterschiedliche Fahrweise zurückgeführt wird. Die männlichen Probanden haben die Teststrecken in kürzerer Zeit (50,2 +/- 6,6 min) zurückgelegt als die weiblichen (56,9 +/- 11,1 min).

In allen Studien werden die auf 8 h-bezogenen Auslösewerte für Hand-Arm-Schwingungen von 2,5 m/s<sup>2</sup> erreicht bzw. überschritten. Der Expositionsgrenzwert von 5 m/s<sup>2</sup> wird in einer Studie nahezu erreicht. Im Fall der Ganzkörperschwingungen wird in allen Studien der Auslösewert von 0,5 m/s<sup>2</sup> übertroffen und abgesehen von einer Untersuchung der auf 8 h bezogene Expositionsgrenzwert in z-Richtung von 0,8 m/s<sup>2</sup> z.T. deutlich überschritten.

Tabelle 1: Übersicht über Werte aus der Literatur zu Hand-Arm (HAS) und Ganzkörper (GKS)-Schwingungen an Motorrädern

Autoren	Jahr	Land	Untersuchte Motorräder	HAS (a_hv [m/s <sup>2</sup> ])	GKS Sitz (a_wi [m/s <sup>2</sup> ])	GKS Fuß (a_wi [m/s <sup>2</sup> ])
Mirbod, Yoshida et al. [1]	1997	Japan	Honda RC 35, V4-Zylinder, 750 ccm, 77 PS, Polizeisondermodell (4 Stck)	2,2 bis 4,9 (Griff rechts), 1,9 bis 3,6 (Handrücken, links u. rechts)	-	-
Gibson, Gibbons [2]	2006	USA	Harley-Davidson Electra Glide Classic, 2004 (1 Stck)	-	0,23 (x), 0,87 (y), 0,61 (z)	-
Hsieh-Ching Chen et al. [3]	2007	Taiwan	Sanyang, 125 ccm, 18" und 17" Räder (6 Stck), Roller: Yamaha u. Sanyang, 125 ccm, 10" Räder (je 3 Stck)	-	Motorrad: bis 0,93 (z), Roller: bis 0,90 (z)	-
Shivakumara et al. [4]	2010	Indien	99 cm <sup>3</sup> 4-Takter (1 Stck), 125 cm <sup>3</sup> 2-Takter (1 Stck), 150 cm <sup>3</sup> 2-Takter (2 Stck)	1,4 bis 2,5 (ein Griff)	3,4 bis 5	-
Moreno, R. et al. [5]	2011	Kolum- bien	125 cm <sup>3</sup> , 1 Jahr alt, 100 cm <sup>3</sup> , 3 Jahre alt, 125 cm <sup>3</sup> , 5 Jahre alt, 100 cm <sup>3</sup> , 13 Jahre alt, (je 1 Stck)	-	0,8 bis 1,37 (z)	-
Hsieh-Ching Chen; Yi- Tsong Pan [6]	2013	Taiwan	100 bis 125 ccm: Yamaha (9 Stck), Sanyang (22 Stck), Kymco (14 Stck)	-	0,72 bis 0,88 (z)	-

In keiner der vorgestellten Studien werden alle Emissionsstellen von Schwingungen vom Motorrad auf den Menschen, nämlich beide Lenkergriffe, Sitzbank und beide Fußrasten, zusammenhängend untersucht. Gemäß ISO2631-1 [9][9], DIN EN 14253 [10] und VDI-2057-1 [11] werden die Ganzkörperschwingungen zur Gesundheitsbeurteilung bei sitzender Körperhaltung nur auf dem Sitz und die Fußaufstandsflächen nur bei Bedarf hinsichtlich Komfort analysiert. Da beim Motorradfahren die Fußrasten aber auch bei sitzender Körperhaltung aktiv belastet werden, was insbesondere bei kurviger Landstraßenfahrt der Fall ist, bieten sich sinnvoll Messungen auch an den Fußaufstandsflächen an.

Die meisten vorliegenden Studien, speziell die neueren, beziehen sich auf Motorräder mit Hubräumen bis zu maximal 150 ccm. Die durchschnittliche Hubraumgröße neu zugelassener Motorräder in Deutschland in den Jahren 2005 bis 2014 lag laut Kraftfahrtbundesamt dagegen bei 655 ccm und die durchschnittliche Leistung bei 48 kW (65 PS) [12]. 2014 hatten in

Deutschland über 41% der neu zugelassenen Motorräder über 1000 ccm und ca. 45% der Neuzulassungen über 72 kW (98 PS) Leistung [13]. Motorräder in für Deutschland üblichen Hubraum- und Leistungsbereichen sind hinsichtlich der auftretenden Humanschwingungen noch nicht hinreichend untersucht.

## 2. Umfrage unter Motorradfahrer/innen zur subjektiven Beurteilung von Vibrationen

Es wurde eine Umfrage unter Motorradfahrer/innen durchgeführt, an der insgesamt 217 Personen teilnahmen, davon 6% weiblich und 94% männlich. Weitere statistische Angaben sind in Tab. 2 aufgeführt. Die jeweils angegebene Fallzahl bezieht sich auf die Personen, die entsprechende Angaben gemacht haben. Zum Teil wurden Vibrationseinschätzungen ohne weitere Angaben zu Person und gefahrenem Motorrad angegeben.

Tabelle 2: Statistische Angaben zu den Umfrageteilnehmer/innen ( $n_{\text{ges}}=217$ )

	Alter [a] (n=197)	Größe [cm] (n=197)	Gewicht [kg] (n=195)	Fahr- erfahrung [a] (n=195)	Fahr- erfahrung [km] (n=180)	Fahr- leistung/a [km] (n=182)
Mittelwert	43,8	181,6	86,7	18,0	122.546	7.451
Standardabw.	13,5	7,3	15,6	12,7	143.502	5.970
Max.	71	207	170	50	800.000	40.000
Min.	19	163	59	1	800	200

Von den 217 Umfrageteilnehmer/innen machten 196 Angaben zur Zylinderzahl Ihres Motorrads. Die prozentuale Verteilung beläuft sich auf: 9% 1-Zylinder, 45 % 2-Zylinder, 3% 3-Zylinder, 41% 4-Zylinder und 2% 6-Zylinder. Tab. 3 enthält weitere statistische Angaben zu den von den Umfrageteilnehmer/innen gefahrenen Motorrädern.

Tabelle 3: Statistische Angaben zu den Motorrädern der Umfrageteilnehmer/innen ( $n_{\text{ges}}=217$ )

	Hubraum [ccm] (n=194)	Leistung [PS] (n=193)	Alter [a] (n=190)
Mittelwert	910	94	12,6
Standardabw.	304	37	9,7
Max.	1600	195	66
Min.	124	12	0

Die Umfrage bezieht sich auf die subjektive Erfahrung mit den Vibrationen des eigenen Motorrads, eventuell aufgetretene körperliche Folgen und auf als besonders auffällig empfundene Fahrzustände. Als besonders auffällig werden Fahrzustände auf der Autobahn (von 51% der Teilnehmer/innen), im Stand (41%) und auf der Landstraße (40%) genannt. Dagegen werden Stadtfahrten nur zu 20% erwähnt. Die Häufigkeit auftretender Symptome und die Einschätzung zum subjektiven Vibrationsempfinden sind in Abb. 1 und Abb. 2 dargestellt.

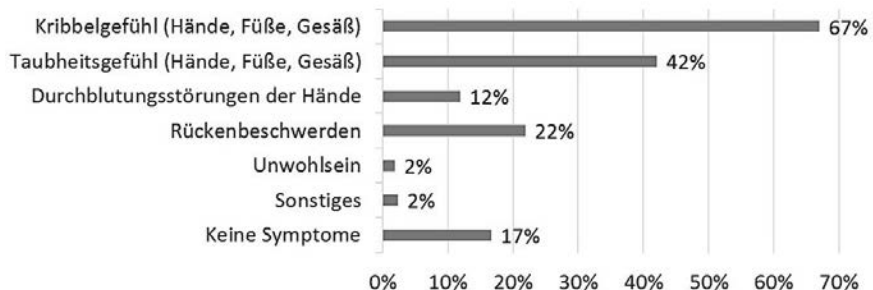


Bild 1: Frage: Haben Sie schon einmal eines der folgenden Symptome während oder nach dem Motorradfahren verspürt? (n=217, Mehrfachnennungen: n=357, %-Angaben beziehen sich auf Anzahl der Teilnehmer/innen)

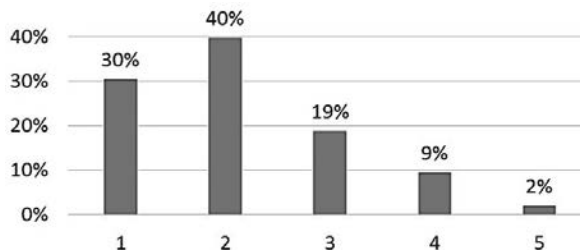


Bild 2: Frage: Empfinden Sie die Vibrationen/Schwingungen Ihres Motorrads als störend? 1-gar nicht bis 5-sehr störend (n=214)

Aus der Umfrage ergibt sich, dass 83% der Fahrer/innen schon einmal körperliche Auswirkungen erfahren haben, die mit den Schwingungen der Motorräder zusammenhängen können. 12% der Fahrer/innen berichten z.B. von Durchblutungsstörungen der Hände („Weißfinger“). Obwohl über körperliche Auswirkungen berichtet wird beurteilen ca. 2/3 der Fahrer/innen die Vibrationen/Schwingungen ihres Motorrads als nicht oder wenig störend.

### 3 Messungen von Humanschwingungen an Motorrädern im Fahrbetrieb

#### 3.1 Untersuchte Motorräder und Fahrer/innen

Messungen erfolgten an 27 verschiedenen Motorrädern, davon eines mit Beiwagen:

- Motor: 1-, 2- und 4-Zylinder
- Hubraum: 300 bis 1340 cm<sup>3</sup>
- Leistung: 20 bis 142 kW (27 bis 193 PS)
- Motorrad-Alter: 1 bis 48 Jahre
- Laufleistung: 6.000 bis 250.000 km

Die Motorräder wurden von 23 verschiedenen Fahrer/innen (weibl.: 2, männl.: 21) gefahren:

- Größe: 165 bis 193 cm
- Gewicht: 60 bis 110 kg
- Alter: 20 bis 66 Jahre
- Fahrerfahrung: 2.000 bis 350.000 km

Die Wetterbedingungen waren bei allen Fahrten trocken und die Temperaturen lagen zwischen 8 und 29 °C. Zum Vergleich wurde unter vergleichbaren Randbedingungen ein Pkw untersucht.

#### 3.3 Messstrecke

Die Länge der identischen Messstrecke mit Datenaufzeichnung betrug jeweils ca. 40 km. In Summe wurden für die Messung aller Motorräder inklusive Vor- und Reproduzierbarkeitsuntersuchungen Messfahrten mit einer Gesamtlänge von ca. 2.500 km unternommen.

Die Messungen pro Motorrad wurden in Abschnitten von je 5 bis 10 min Dauer durchgeführt:

- Fahrten mit konstanter Geschwindigkeit von 50 km/h, 90 km/h und 130 km/h,
- Fahrt auf kurviger Landstraße mit wechselnder Geschwindigkeit, Beschleunigungs- und Bremsvorgängen, bergauf und bergab.

Es lag gute Fahrbahnbeschaffenheit auf den Fahrstrecken mit konstanter Geschwindigkeit und gute bis mittlere Fahrbahnbeschaffenheit bei der Landstraßenfahrt vor.

#### 3.2 Messtechnik

An den Motorrädern wurden triaxiale Beschleunigungssensoren an beiden Lenkergriffen, an beiden Fußrasten und auf der Sitzbank angebracht. Zusätzlich wurde die gefahrene Geschwindigkeit GPS-gestützt aufgezeichnet. Messverstärker und Datenaufzeichnungsgeräte wurden in einer Sitzbanktasche auf dem Motorrad mitgeführt, vgl. Abb. 3. Die Anbringung

der Sensoren und die Auswertung der Messungen erfolgte nach dem aktuellen Stand der Normen und Richtlinien, z.B. [11], [14].



Bild 3: Sensorpositionen an Lenker (oben links), Sitzbank (unten links) und Fußrasten (unten Mitte); Verstärker und Datenaufzeichnungsgeräte in Sitzbanktasche (rechts)

Zur Erfassung der Hand-Arm-Schwingungen kamen triaxiale Beschleunigungsaufnehmer Brüel+Kjaer 4524B zum Einsatz, die mit einem Spannadapter Büel+Kjaer UA 3017 befestigt wurden. Zur Sicherstellung einer wiederholbaren Vorspannung wurde ein spezielles Spannwerkzeug (Thomas&Betts, ERG50, Ty-Rap) verwendet, welches auch an den Fußrasten zum Einsatz kam. Die Ganzkörperschwingungen an der Sitzbank wurden mit einem triaxialen Sitzadapter Brüel+Kjaer 4515B aufgenommen.

Bei den Fußrasten ist im Unterschied zu den Lenkergriffen eine deutlich größere Bandbreite an Bauformen zu verzeichnen. Die Schwingungen im Bereich der Füße wurden an Fußrasten, Trittbrettern und Fußplattformen, die eine Gummiauflage aufweisen, mit triaxialen Beschleunigungsaufnehmern Brüel+Kjaer 4524 (100 mV/g) und bei Rasten ohne Gummiauflage mit triaxialen Beschleunigungsaufnehmern Brüel+Kjaer 4520 u. 4524 (10 mV/g) registriert. Je nach Bauform der Rasten erfolgte die Befestigung mit oder ohne Spannadapter; in einem Fall mit einem Magnetadapter, vgl. Abb. 4. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wurde mit einem GPS-Sensor MSO AccoSat aufgezeichnet.

Als Messverstärker und Aufzeichnungsgeräte kamen Brüel+Kjaer PULSE LAN-XI Frontends 3050B060 (2) und 3050A060 mit mobiler Stromversorgung zum Einsatz. Die Auswertung erfolgte offline mit der Software Brüel+Kjaer Reflex Vers. 19.



Bild 4: Beispiele zur Applikation der Beschleunigungsaufnehmer an verschiedenen Fußrasten/-plattformen.

### 3.4 Gemessene Humanschwingungen an Motorrädern im Fahrbetrieb

Die Messergebnisse der frequenzbewerteten Effektivwerte der Beschleunigungen für Hand-Arm- und Ganzkörperschwingungen sind in Tab. 4 bis 6 dargestellt (Abweichungen der gefahrenen Motorräder vom jeweiligen Serienmodell: s. Fußnote Tab. 4). Gemäß ISO2631-1 [9] und VDI-2057-1 [11] wird eine Gesundheitsbeurteilung für Ganzkörperschwingungen nur am Sitz vorgenommen und die Fußeinleitung wird auf Komfort geprüft. (Sitzend: Korrekturfaktoren von 0,25 für x- u. y- und 0,4 für z-Richtung; alle Richtungen Wk-bewertet; Stehend: Korrekturfaktor von 1,0 für alle Richtungen; x- u. y-Richtung Wd und z-Richtung Wk-bewertet). Da beim Motorradfahren die Fußrasten - speziell bei Landstraßenfahrt - aktiv belastet werden, werden im Folgenden Korrekturfaktoren von 1,0 für die Fußrastenmessungen verwendet (vgl. „Stehend“ mit x-/y-Richtung Wd und z-Richtung Wk-bewertet). Zur besseren Vergleichbarkeit wird diese Bewertung an den Fußrasten auf alle Fahrsituationen angewendet und zudem ein Abgleich mit den Richtwerten nach 2002/44EG vorgenommen.

Bei den Hand-Arm-Schwingungen sind die Unterschiede zwischen linkem und rechtem Griff gering (im Mittel 8,9%), so dass hier der Mittelwert aus beiden Griffen dargestellt wird. Bei den Ganzkörperschwingungen ist an Sitz und Fußrasten durchweg die z-Richtung (Oberkörperhochachse) dominant, wobei die Abweichungen zwischen linker und rechter Fußraste (im Mittel 21,7%) höher sind als an den Griffen. Auch hier wird wegen der Vergleichbarkeit der Mittelwert aus beiden Rasten angegeben. Eine hellgraue Markierung stellt eine Überschreitung des auf 8 h bezogenen Auslösewerts und eine dunkelgraue eine Überschreitung des Expositionsgrenzwerts gemäß 2002/44EG dar. Sämtliche Messergebnisse sind im Detail mit Angaben zu Motorrad und Fahrer/in in einer öffentlich zugänglichen Datenbank hinterlegt [15].



Tabelle 4: Hand-Arm-Schwingung ( $a_{hv}$  [ $m/s^2$ ]) Mittelwerte aus linker und rechter Hand

Modell, Baujahr	50 km/h	90 km/h	130 km/h	Landstr. wechselnde Geschw.
Honda SH300i, 2012 (*1)	1,46	1,69	2,12	3,08
Kawasaki ZXR400, 1996	1,88	3,20	4,84	2,93
Honda CBR600F, 1998 (*2)	1,95	2,76	4,15	4,35
Honda CBR600R, 1999 (*3)	2,00	3,20	7,88	3,67
KTM ER600LC4, 1991 (*4)	3,93	9,24	13,51	11,44
BMW F650GS, 2000	2,08	2,81	5,16	4,05
BMW F650GS Twin, 2010 (*6)	1,63	1,83	3,03	-
KTM 660SMC, 2003	7,01	6,92	8,65	9,49
Honda CB SevenFifty, 2000	1,80	2,13	3,16	4,00
Kawasaki Zephyr 750, 1992	1,52	2,19	2,90	3,41
Kawasaki Z750, 1982 (*5)	1,79	2,75	3,76	3,90
BMW F800GS, 2012 (*7)	1,37	2,16	3,68	3,46
Honda VFR800, 2002	1,89	1,94	2,34	3,27
Ducati M900i.e., 2001 (*8)	2,49	3,40	4,78	5,25
BMW K100 EMLGT3, 1984 (*9)	2,01	4,20	5,30	5,50
BMW R100R, 1992	4,14	3,69	4,09	5,57
BMW S1000RR, 2010	1,55	2,45	2,60	6,61
Honda CBF1000, 2008	1,58	2,15	2,91	3,32
Honda VTR1000 SP1, 2001	1,92	2,59	3,76	4,13
BMW R1200C, 2002 (*10)	2,59	3,89	5,01	3,93
BMW R1200GS, 2005 (*11)	2,65	2,67	4,45	3,92
BMW R1200GS, 2014 (*12)	1,72	2,04	2,96	3,04
BMW R1200RT, 2005	2,12	3,26	3,70	4,31
Harley Davidson FLH, 1967 (*13)	5,50	5,79	8,54	7,38
Honda VFR1200X, 2013	1,49	2,06	2,66	3,27
BMW K1300R, 2011 (*14)	1,30	1,88	2,77	3,84
Harley Davidson FLSTC, 1994 (*15)	7,11	5,46	7,34	7,78
Audi A4 Avant 2,0 TDI, 2013 (*16)	0,24	0,41	0,49	0,76

\*1: Fußsensoren auf Befestigungsschrauben an Fußplattform

\*2: Übersetzung kürzer (-1 Zahn an Ritzel)

\*3: Heckhöherlegung

\*4: Motor 650 ccm

\*5: Sitzhöhenreduzierte Zubehörsitzbank (Bagster), tiefergelegte Fußrasten (Wunderlich); Gasgriffhilfe (Throttle-Rocker). Keine Angaben zu Landstraßenfahrt, wg. alternativer Fahrstrecke

\*6: Superbike-Lenker, Sitz aufgepolstert

\*7: Komfortsitzbank (Touratech)

\*8: Alu-Schwinge von Ducati 851, Fußrasten (Metisse) starr verschraubt

\*9: Zubehörfederbeine an Motorrad und Beiwagen (Bilstein), Passagier in Beiwagen

- \*10: Zubehörfederbeine (Wilbers) vorn und hinten; Gasgriffhilfe (Throttle-Rocker)
- \*11: Ohne Gummiauflage in Fußrasten
- \*12: Einstellung elektronisches Fahrwerk ESA: „Normal“; Fahrmodus: „Road“
- \*13: Hinten tiefer, Gabel Dyna-Glide, Zubehörlenker (Fehling Beach Bar), TTS-Schwinge; Motortuning
- \*14: Niedrige Sitzbank
- \*15: Hinten tiefer
- \*16: Sensoren an Lenkrad bzw. Gaspedal; vergleichbare Fahrbedingungen auf anderer Teststrecke

Tabelle 5: Ganzkörperschwingung an der Sitzbank in z-Richtung ( $a_{w,z}$  [m/s<sup>2</sup>])

Modell, Baujahr	50 km/h	90 km/h	130 km/h	Landstr. wechselnde Geschw.
Honda SH300i, 2012 (*1)	0,43	0,46	0,66	1,03
Kawasaki ZXR400, 1996	0,81	1,27	1,19	2,39
Honda CBR600F, 1998 (*2)	0,59	0,82	1,10	1,77
Honda CBR600R, 1999 (*3)	0,30	0,64	0,71	1,09
KTM ER600LC4, 1991 (*4)	1,27	1,88	0,81	2,55
BMW F650GS, 2000	0,42	0,49	0,72	0,99
BMW F650GS Twin, 2010 (*6)	0,35	0,48	0,57	-
KTM 660SMC, 2003	1,48	2,16	2,70	2,51
Honda CB SevenFifty, 2000	0,37	0,71	0,75	1,29
Kawasaki Zephyr 750, 1992	0,56	0,77	1,09	1,29
Kawasaki Z750, 1982 (*5)	0,59	1,14	1,88	1,91
BMW F800GS, 2012 (*7)	0,30	0,40	0,54	0,93
Honda VFR800, 2002	0,34	0,51	0,65	1,12
Ducati M900i.e., 2001 (*8)	0,70	1,08	1,35	1,78
BMW K100 EMLGT3, 1984 (*9)	0,36	0,44	0,61	1,01
BMW R100R, 1992	0,46	0,57	1,26	1,21
BMW S1000RR, 2010	0,63	0,92	1,00	2,11
Honda CBF1000, 2008	0,42	0,85	1,19	1,13
Honda VTR1000 SP1, 2001	0,40	0,65	0,88	1,18
BMW R1200C, 2002 (*10)	0,44	0,50	0,69	0,84
BMW R1200GS, 2005 (*11)	0,28	0,45	0,62	0,81
BMW R1200GS, 2014 (*12)	0,31	0,41	0,53	0,94
BMW R1200RT, 2005	0,33	0,50	0,66	0,85
Harley Davidson FLH, 1967 (*13)	1,83	2,44	4,01	2,78
Honda VFR1200X, 2013	0,33	0,43	0,57	0,77
BMW R1300R, 2011 (*14)	0,37	0,50	0,69	1,29
Harley Davidson FLSTC, 1994 (*15)	0,78	0,92	1,31	1,09
Audi A4 Avant 2,0 TDI, 2013 (*16)	0,16	0,25	0,32	0,45

Tabelle 6: Ganzkörperschwingung an Fußrasten in z-Richtung ( $a_{w,z}$  [m/s<sup>2</sup>])

Mittelwerte aus linkem und rechtem Fuß

Modell, Baujahr	50 km/h	90 km/h	130 km/h	Landstr. wechselnde Geschw.
Honda SH300i, 2012 (*1)	0,98	1,02	1,14	1,61
Kawasaki ZXR400, 1996	0,53	0,88	0,88	1,65
Honda CBR600F, 1998 (*2)	0,42	0,66	0,94	1,40
Honda CBR600R, 1999 (*3)	0,30	0,58	0,83	1,19
KTM ER600LC4, 1991 (*4)	4,17	5,31	2,05	5,74
BMW F650GS, 2000	0,70	0,60	1,12	0,99
BMW F650GS Twin, 2010 (*6)	0,41	0,43	0,49	-
KTM 660SMC, 2003	3,07	3,55	4,08	3,96
Honda CB SevenFifty, 2000	0,41	0,54	0,61	1,05
Kawasaki Zephyr 750, 1992	0,73	0,78	1,20	1,43
Kawasaki Z750, 1982 (*5)	0,63	0,93	1,35	1,37
BMW F800GS, 2012 (*7)	0,40	0,43	0,61	0,89
Honda VFR800, 2002	0,49	0,72	0,79	1,37
Ducati M900i.e., 2001 (*8)	0,72	1,05	1,44	1,79
BMW K100 EMLGT3, 1984 (*9)	0,71	0,54	0,70	1,08
BMW R100R, 1992	1,46	1,58	2,03	2,11
BMW S1000RR, 2010	0,55	0,76	0,86	1,59
Honda CBF1000, 2008	0,55	0,74	1,01	1,29
Honda VTR1000 SP1, 2001	0,79	1,21	1,85	2,05
BMW R1200C, 2002 (*10)	0,93	1,19	1,15	1,06
BMW R1200GS, 2005 (*11)	0,56	1,07	1,02	0,92
BMW R1200GS, 2014 (*12)	0,43	0,62	0,80	1,18
BMW R1200RT, 2005	0,52	0,67	0,96	1,09
Harley Davidson FLH, 1967 (*13)	1,76	2,34	4,11	2,34
Honda VFR1200X, 2013	0,53	0,45	0,55	0,90
BMW K1300R, 2011 (*14)	0,48	0,59	0,75	1,29
Harley Davidson FLSTC, 1994 (*15)	1,64	1,70	2,47	2,13
Audi A4 Avant 2,0 TDI, 2013 (*16)	0,15	0,24	0,28	0,46

Alle Messreihen zeigen große Unterschiede in Abhängigkeit vom Motorradmodell und die Werte nehmen generell mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit zu. Im Fall der Hand-Arm-Schwingungen wird der auf 8h bezogene Auslösewert von 2,5 m/s<sup>2</sup> nach 2002/44/EG je nach Fahrzustand von allen Fahrzeugen übertroffen und zudem der Expositionsgrenzwert von 5 m/s<sup>2</sup> von einigen Modellen deutlich überschritten. Ein Vergleichs-Pkw zeigt unter gleichen Fahrbedingungen signifikant geringere Schwingungswerte unterhalb des Auslösewerts.

Im Fall der Ganzkörperschwingungen nehmen die Schwingungen ebenfalls mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit zu und sind an den Fußrasten höher als auf der Sitzbank. Der Auslösewert von  $0,5 \text{ m/s}^2$  wird je nach Fahrzustand von allen Fahrzeugen überschritten und der Expositionsgrenzwert von  $0,8 \text{ m/s}^2$  in z-Richtung bei wechselnder Geschwindigkeit auf der Landstraße bei nahezu allen Messungen übertroffen. Der Anteil der Grenzwertüberschreitungen ist generell höher als im Fall der Hand-Arm-Schwingungen. Der Vergleichs-Pkw zeigt wiederum signifikant geringere Schwingungswerte unterhalb des Auslösewerts. In einem Fall liegen keine vergleichbaren Messdaten für die Landstraßenfahrt vor, da bei dieser Messung eine alternative Fahrstrecke verwendet wurde.

Die gemessenen Schwingungswerte zeigen Abhängigkeiten vom Alter der Motorräder (ältere Fahrzeuge erzeugen höhere Belastungen als jüngere; Pearson-Korrelationskoeffizient bis 0,66) und von der Zylinderzahl der Motorräder (Einzyylinder zeigen im Mittel höhere Werte als Zweizylinder und diese höhere als Vierzylinder; Pearson bis 0,44). Dagegen sind keine Einflüsse von Hubraum, Leistung, Fahrergewicht oder Fahrerfahrung belegbar.

Durch die Fahrbahnanregungen ist mit stoßhaltigen Schwingungen zu rechnen, die im Fall der Ganzkörperschwingungen gemäß ISO 2631-1 [9] vorteilhaft durch Verwendung von MTVV (Maximum Transient Vibration Value) und VDV (Vibration Dose Value) charakterisiert werden können. Tab. 7 enthält die entsprechenden Werte und zusätzlich Angaben zum Crest-Faktor (Scheitelfaktor) und den Effektivwerten der frequenzbewerteten Beschleunigung. Zum Vergleich sind die Effektivwerte für die Hand-Arm-Schwingung ebenfalls aufgeführt. Um einen generellen Eindruck über die Schwingungsbelastung durch die untersuchten Motorräder zu vermitteln, sind jeweils die Mittelwerte für alle Motorräder und Fahrzustände mit zugehörigen Standardabweichungen sowie Maximal- und Minimalwerte angegeben.

Tabelle 7: Übersicht zu Effektivwerten, Crest-Faktoren, MTVV und VDV der untersuchten Motorräder (Mittelwert über alle Motorräder und alle Fahrzustände)

	HAS	GKS-Sitz				GKS-Fuß			
	a_hv [m/s <sup>2</sup> ]	a_wz [m/s <sup>2</sup> ]	Crest [-]	MTVV [m/s <sup>2</sup> ]	VDV [m/s <sup>1,75</sup> ]	a_wz [m/s <sup>2</sup> ]	Crest [-]	MTVV [m/s <sup>2</sup> ]	VDV [m/s <sup>1,75</sup> ]
Mittelwert	3,59	0,90	9,91	2,13	5,46	1,17	9,36	2,38	6,54
Standardabw	2,12	0,62	3,30	1,21	3,37	0,97	3,78	1,46	4,59
Max.	13,33	4,01	18,58	6,27	16,66	5,78	22,97	8,71	27,21
Min.	2,12	0,28	3,55	0,46	1,32	0,30	2,54	0,52	1,36

Die Crest-Faktoren liegen im Mittel oberhalb eines Werts von 9, ab dem ISO2631-1 zusätzliche Angaben zu MTVV und VDV empfiehlt, und das MTVV/a<sub>w</sub>-Verhältnis über der Grenze

von 1,5. Die VDV-Werte unterschreiten im Mittel den Auslösewert von  $9,1 \text{ m/s}^{1,75}$  gemäß 2002/44EG. Es treten aber auch Maximalwerte oberhalb des Expositionsgrenzwerts von  $21 \text{ m/s}^{1,75}$  auf. MTVV-Werte erreichen im Mittel bis zu  $2,38 \text{ m/s}^2$  mit Maximalwerten von  $8,71 \text{ m/s}^2$ . An den Fußrasten liegen höhere MTVV- und VDV-Werte als an der Sitzbank vor.

### 3.5 Betrachtungen zu Reproduzierbarkeit und Sensorposition

Verteilt über einen Zeitraum von drei Monaten wurden Reproduzierbarkeitsuntersuchungen mit stets demselben Fahrzeug (BMW F800GS, 2012) und demselben Fahrer durchgeführt. Insgesamt sechs Messungen erfolgten unter gleichen Fahrbedingungen wie die oben dargestellte Reihenmessung, allerdings auf anderen Messstrecken. Die Sensoren wurden für jede Fahrt erneut montiert. Die ermittelten Abweichungen liegen bezogen auf den jeweiligen Mittelwert im Fall der Hand-Arm-Schwingungen (gemessen an der Griffinnenseite) bei  $\pm 7\%$  und im Fall der Ganzkörperschwingungen bei  $+6\text{--}9\%$  (Sitzbank) bzw.  $+10\text{--}11\%$  (Fußrasten). Gemäß DIN-EN-ISO-5349-2 [16] sind die Hand-Arm-Schwingungen an der Griffmitte zu messen. Aus Sicherheitsgründen wurden für die vorliegende Studie die Messungen an der Griffinnenseite durchgeführt, um Behinderungen oder Irritationen beim Bedienen des Fahrzeugs (Betätigung von Kupplung, Gas und Bremse) zu vermeiden, vgl. Abb. 5.

Versuchsweise durchgeführte Vergleichsmessungen der Hand-Arm-Schwingungen an Griffinnenseite und Griffmitte mit einem speziell instruierten Fahrer zeigen im Mittel Unterschiede um 6%, mit höheren Werten in der Griffmitte.



Bild 5: Sensor am Handgriff an Griffinnenseite (Bild links) und Griffmitte (Bild rechts)

### 3.6 Untersuchungen zum Fahrer/in-Einfluss

Drei unterschiedliche Fahrer wurden am selben Tag, auf demselben Motorrad (BMW F800GS, 2012) und denselben Messstrecken untersucht, um den Einfluss des Fahrers auf die Humanschwingungen abzuschätzen. Die Sensoren blieben zwischen den Messfahrten montiert, so dass durch die Sensorbefestigung hervorgerufene Unterschiede ausgeschlossen

werden können (Fahrer 1: 183 cm, 95 kg; Fahrer 2: 177 cm, 67 kg; Fahrer 3: 183 cm, 70 kg). Die auftretenden Abweichungen lagen bezogen auf Fahrer 1 bei Hand-Arm-Schwingungen zwischen +16 und -17% und bei Ganzkörperschwingungen zwischen +18 und -29%. Die Abweichungen entstehen durch Unterschiede bei Fahrweise (Gangwahl, Stärke von Beschleunigungs- und Bremsvorgängen), Linienwahl (unterschiedliche Anregung an verschiedenen Stellen der Fahrbahn) und Sitzhaltung (unterschiedliche Greif- und Abstützkräfte). Die Abweichungen durch den Fahrereinfluss überwiegen die Spannbreite der Reproduzierbarkeitsuntersuchungen. Somit hat es jede/r Fahrer/in im wahrsten Sinne des Wortes "in der Hand", unabhängig vom Motorrad die Höhe der Schwingungsbelastung zu beeinflussen.

### 3.7 Sensorbeeinflussung durch Fahrer/in und Gegenmaßnahmen

Die vom Fahrzeug ausgehenden Schwingungen können durch Anstoßen des Sensors durch den/die Fahrer/in überlagert werden, was speziell an den an Fußrasten durch Schalt- und Bremsvorgänge der Fall sein kann. Die Erkennung solcher Vorgänge erfolgte durch Kontrolle der Zeitverläufe der RMS-Werte (Root Mean Square) der frequenzbewerteten Beschleunigung an linker und rechter Fußraste. Transient deutlich unterschiedliche Ausschläge links und rechts deuten auf eine Beeinflussung durch den/die Fahrer/in hin. Ist der qualitative Verlauf der Ausschläge links und rechts, wenn auch auf unterschiedlichen Niveaus, im Zeitverlauf vergleichbar, so rühren die Schwingungen vom Fahrzeug her. Die Zeiträume mit transienten Unterschieden links/rechts wurden von der Auswertung ausgenommen, vgl. Abb. 6.

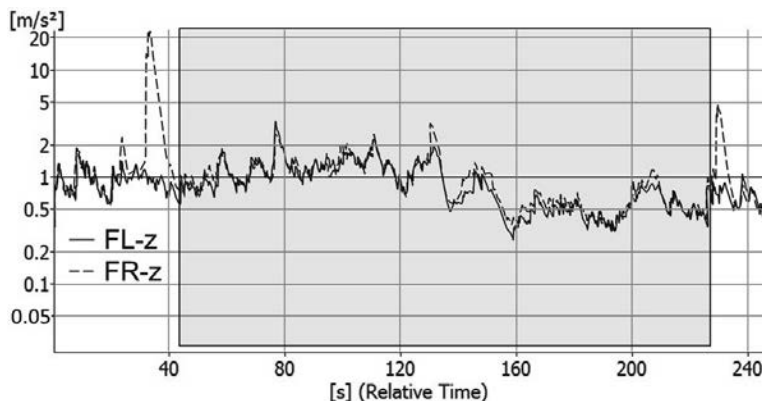


Bild 6: Beispiel mit transienten Unterschieden im Zeitverlauf der RMS-Werte der frequenzbewerteten Beschleunigung an linker (FL) und rechter Fußraste (FR) in z-Richtung (für Auswertung verwendeter Zeitbereich hervorgehoben)

#### 4. Humanschwingungen bei beruflich genutzten Motorrädern

##### 4.1 Schwingungsmessungen an Fahrzeugen von Polizei und Johanniter Unfallhilfe

Zur Untersuchung auftretender Humanschwingungen bei Polizei-Motorrädern wurden typische Dienstfahrten mit je ca. 10 bis 25 min Dauer nachgestellt. Die Fahrten fanden auf den jeweils üblicherweise verwendeten Strecken im Stadtverkehr, bei Überlandfahrt und auf der Autobahn (BAB) statt. In zwei verschiedenen Städten wurden im Polizeibetrieb zwei Messreihen (1 und 2) mit je zwei Fahrzeugen durchgeführt. In beiden Fällen wurden die Polizisten gebeten ihren typischen Dienstablauf nachzustellen. Die Vergleichbarkeit zwischen den Messreihen ist eingeschränkt, da unterschiedliche Fahrstrecken mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten gefahren wurden. Messreihe 1 fand bei gemäßigter Landstraßenfahrt und im Bereich der Richtgeschwindigkeit auf der Autobahn mit nur kurzzeitiger starker Beschleunigung statt, wogegen Messreihe 2 mit stärkerer Beschleunigung bei Landstraßenfahrt und unter Ausnutzung der Fahrzeughöchstgeschwindigkeit auf der Autobahn durchgeführt wurde. Zusätzlich wurden Messungen bei der Johanniter Unfallhilfe unter Nachstellung des üblichen Kontrolldienstes in der Stadt und auf der Autobahn, dort zumeist mit Lkw-Geschwindigkeit und nur kurzzeitig höherer Geschwindigkeit bis 160 km/h, durchgeführt. Analog zur Reihenummessung an Privatfahrzeugen wurden an Handgriffen, Sitzbank und Fußrasten Beschleunigungssensoren angebracht. Die Ergebnisse sind in Tab. 8 und Tab. 9 dargestellt.

Der auf 8h bezogene Auslösewert wird je nach Fahrstrecke von allen Polizei-Modellen sowohl für Hand-Arm- als auch Ganzkörperschwingungen überschritten. Der Expositionsgrenzwert (bezogen auf 8h) wird z.T. erreicht bzw. überschritten.

Tabelle 8: Hand-Arm-Schwingung ( $a_{hv}$  [ $m/s^2$ ]) an Motorrädern von Polizei (Messreihen 1 und 2) und Johanniter Unfallhilfe (Messreihe 3) im Dienstgebrauch (Mittelwerte aus linker und rechter Hand)

(Messreihe): Modell, Baujahr	Stadt	Landstr.	BAB	BAB*
(1): BMW R1200RT, 2010	2,26	2,36	4,13	4,30
(1): Yamaha FJR 1300, 2006	1,40	1,51	3,27	3,67
(2): BMW R1200RT, 2012	2,45	3,24	7,91	-
(2): BMW F650GS 1-Zyl., 2008	2,26	3,92	8,26	-
(3): BMW R1200RT, 2010	2,61	-	2,40	-

BAB\* = Höchst-Beschleunigung aus Stand mit anschließender Konstantfahrt oberhalb der Richtgeschwindigkeit

Tabelle 9: Ganzkörperschwingung an Sitzbank und Fußrasten in z-Richtung ( $a_{w,z}$  [ $\text{m/s}^2$ ]) an Motorrädern von Polizei (Messreihen 1 u. 2) und Johanniter Unfallhilfe (Messreihe 3) im Dienstgebrauch (Fußrasten: Mittelwerte aus linkem und rechtem Fuß)

(Messreihe): Modell, Baujahr	Sitzbank				Fußrasten			
	Stadt	Landstr.	BAB	BAB*	Stadt	Landstr.	BAB	BAB*
(1): BMW R1200RT, 2010	0,38	0,39	0,54	0,53	0,40	0,42	0,50	0,45
(1): Yamaha FJR 1300, 2006	0,55	0,47	0,70	0,67	0,57	0,61	0,75	0,60
(2): BMW R1200RT, 2012	0,51	0,57	0,50	-	0,68	0,74	0,72	-
(2): BMW F650GS 1-Zyl., 2008	0,50	0,62	0,48	-	0,68	0,80	0,67	-
(3): BMW R1200RT, 2010	0,33	-	0,32	-	0,51	-	0,50	-

Beim Vergleich desselben Motorradmodells (BMW R1200RT) im Polizeidienst in zwei verschiedenen Städten und bei der Johanniter Unfallhilfe sind deutliche Unterschiede bei der Schwingungsbelastung, mit höheren Werten im Polizeidienst, festzustellen. Im Fall der Johanniter Unfallhilfe werden auf 8h bezogene Auslösewerte lediglich an den Fußrasten gering überschritten, was auf das abweichende Fahrprofil (Kontroll- statt Schutzdienst) zurückgeführt werden kann.

#### 4.2 Tagesexpositionswerte an Fahrzeugen von Polizei und Johanniter Unfallhilfe

Im Gegensatz zu privat genutzten Motorrädern, die stark unterschiedliche tägliche Fahrzeiten aufweisen können, lassen sich im Fall der Behörden-Motorräder auch repräsentative Tagesexpositionswerte ermitteln. Tab. 10 enthält die zugehörige Aufteilung der täglichen Fahrdauer von jeweils 6 h sowie die darauf basierenden Tagesexpositionswerte A(8).

Tabelle 10: Aufteilung der täglichen Fahrdauer von 6 h und Tagesexpositionswerte A(8) an Motorrädern von Polizei (Messreihen 1 u. 2) und Johanniter Unfallhilfe (Messreihe 3) im Dienstgebrauch (Hände u. Fußrasten: Mittelwerte aus linker und rechter Messstelle)

(Messreihe): Modell, Baujahr	Dauer/Tag [% und h]				A(8) [ $\text{m/s}^2$ ]		
	Stadt	Landstr.	BAB	BAB*	HAS	GKS-Sitz	GKS-Fuß
(1): BMW R1200RT, 2010	30%	30%	30%	10%	2,09	0,51	0,56
(1): Yamaha FJR 1300, 2006	(1,8)	(1,8)	(1,8)	(0,6)	2,76	0,39	0,38
(2): BMW R1200RT, 2012	47,5%	47,5%	5%	-	2,88	0,46	0,62
(2): BMW F650GS 1-Zyl., 2008	(2,85)	(2,85)	(0,3)	-	3,14	0,48	0,64
(3): BMW R1200RT, 2010	17% (1)	-	83% (5)	-	2,04	0,27	0,42



Für die untersuchten Polizeidienste werden für Hand-Arm- und Ganzkörperschwingungen Auslösewerte überschritten, der Expositionsgrenzwert aber nicht erreicht. Im Beispiel der Johanniter-Unfallhilfe werden die Auslösewerte nicht erreicht.

## 5. Fazit

Motorradfahrer/innen sind mechanischen Schwingungen ausgesetzt und berichten zu einem Großteil von körperlichen Auswirkungen. Die Vibrationen werden allerdings von einer großen Mehrheit nicht als störend empfunden. Die an Motorrädern gemessenen Hand-Arm- und Ganzkörperschwingungen liegen deutlich höher als Vergleichsmessungen an einem Pkw. Auf 8h bezogene Auslöse- und Grenzwerte nach 2002/44EG werden z.T. deutlich überschritten, wobei sehr große Unterschiede zwischen verschiedenen Fahrer(in)/Fahrzeug-Kombinationen festzustellen sind. Messungen von Ganzkörpervibrationen zeigen einen höheren Anteil an Grenzwertüberschreitungen als Hand-Arm-Schwingungen. Der/die Fahrer/in kann durch die Fahrweise einen signifikanten Einfluss auf die Höhe der Schwingungsbelastung auf ein und demselben Motorrad ausüben. Bei typischem Behördeneinsatz (Polizei, Johanniter Unfallhilfe) können Tagesexpositionswerte Auslösewerte überschreiten.

## Quellenverzeichnis

- [1] Richtlinie 2002/44/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 25. Juni 2002 über Mindestvorschriften zum Schutz von Sicherheit und Gesundheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch physikalische Einwirkungen (Schwingungen) (16. Einzelrichtlinie im Sinne des Artikels 16 Absatz 1 der Richtlinie 89/391/EWG)
- [2] Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (TRLV), Teil 1: Beurteilung der Gefährdung durch Vibrationen. GMBI 2015 S. 485 [Nr. 25/26].
- [3] Mirbod, S. M.; Yoshida, Hideyo; Jamali, Marjan; Masamura, Kazuhito; Inaba, Ryoichi; Iwata, Hirotochi: Assessment of hand-arm vibration exposure among traffic police motorcyclists. International Archives of Occupational and Environmental Health 70 (1), 1997, pp. 22–28
- [4] Gibson, R.G.; Gibbons, J.D.: A case study of whole-body vibration exposures associated with ordinary passenger and recreational vehicles. Proceedings of the First American Conference on Human Vibration, Morgantown, West Virginia, U.S.A., June 5-7, 2006, pp. 48-49

- [5] Hsieh-Ching Chen, Wei-Chyuan Chen, Yung-Ping Liu, Chih-Yong Chen, Yi-Tsong Pan: Whole-body vibration exposure experienced by motorcycle riders – An evaluation according to ISO 2631-1 and ISO 2631-5 standards. *International Journal of Industrial Ergonomics*, Volume 39, Issue 5 (September 2009), pp. 708–718.
- [6] Shivakumara BS, Sridhar V.: Study of vibration and its effect on health of the motor-cycle rider. *Online J Health Allied Scs.* 2010;9(2):9
- [7] Moreno, R.; Cardona, J.; Pintado, P.; Chicharro, J.: Predictors of whole body vibration exposure in motorcycle riders. *Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia* N.º 61, December, 2011, pp. 93-103
- [8] Hsieh-Ching Chen, Yi-Tsong Pan: Whole-Body Vibration Exposure in Urban Motorcycle Riders. *Proceedings of the Institute of Industrial Engineers Asian Conference 2013*, pp. 975-983.
- [9] ISO 2631-1:1997/Amd 1:2010: Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole body vibration – Part 1: General requirements. *International Organization for Standardization, Genf 1997/2010*
- [10] DIN EN 14253:2008-02: Mechanische Schwingungen – Messung und rechnerische Ermittlung der Einwirkung von Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen am Arbeitsplatz im Hinblick auf seine Gesundheit – Praxisgerechte Anleitung. Berlin: Beuth 2008
- [11] VDI 2057-1:2002: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen; Blatt 1: Ganzkörper-Schwingungen. Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Beuth 2002
- [12] Kraftfahrtbundesamt: Neuzulassungen von Krafträdern in den Jahren 2004 bis 2013 nach technischen Merkmalen.  
[http://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen/Motorisierung/n\\_motorisierung\\_kraeder\\_zeitreihe\\_tech\\_n\\_merkmale.htm](http://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen/Motorisierung/n_motorisierung_kraeder_zeitreihe_tech_n_merkmale.htm); abgerufen 18.02.2016
- [13] Industrieverband Motorrad Deutschland e.V.: Jahresbericht 2014, Essen, 2014.
- [14] VDI 2057-2:2012: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen; Blatt 2: Hand-Arm-Schwingungen. Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Beuth 2012
- [15] Adamek, J.: Datenbank für Humanschwingungsmessung an Motorrädern. Hochschule Osnabrück, Institut für Management und Technik, Lingen (Ems). <http://www.campus-lingen.hs-osnabrueck.de/projekte-motorrad-humanschwingungen.html>; abgerufen 18.02.2016
- [16] DIN EN ISO 5349-2:2015-12: Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen - Teil 2: Praxisgerechte Anleitung zur Messung am Arbeitsplatz. Berlin: Beuth 2015

# Schwingungen beim Fahrradfahren und der Einfluss auf den menschlichen Körper

## Fahrradfahren ist gesund – Stimmt's?

Dr.-Ing. **Kerstin Kracht**, Dr. rer. nat. **Martin Büscher**,  
PAConsult GmbH, Hamburg

### Abstract

In general: Biking is healthy. People are moving outside, activating the cardiovascular system and the leg musculature is trained without overstressing.

The intentions of mountain bikers, racing bikers, touring cyclists, hobby bikers and job cyclists are different. These differences influence the bike structure, the kind of cycle track and thereby the mechanical load of the human body during cycling.

Object of this paper is the comparison of operating vibrations of a mountain bike, a ladies bicycle and a Pedelec at city traffic referring to health. Thereto the vibrations of input points into the human body are investigated. German standards are applied for evaluating the hand-arm- and the whole-body-load based on workplace guidelines. Differences and commonalities are brought together into the context of the results of modal analysis. The paper is completed by an outlook referring to remedies.

### 1. Einführung

Das Fahrradfahren erfreut sich immer größerer Beliebtheit. Der Fahrradfahrer bewegt sich an der frischen Luft, trainiert sein Herz-Kreislaufsystem und die Beinmuskulatur ohne die Hüft- und Kniegelenke zu sehr zu beanspruchen. Außerdem ist diese Art von Fortbewegung sehr umweltfreundlich.

Zu Recht wächst demzufolge die Nachfrage nach Kurierdiensten, die mit dem Fahrrad unterwegs sind, kontinuierlich. Die Entwicklung auf dem Pedelec-/E-Bikemarkt trägt dazu bei, dass immer größere Lasten mit dem Fahrrad transportiert werden anstatt mit dem Auto. Das Fahrrad ist längst zum Arbeitsplatz geworden.

Erfahrungen aus dem Hobbybereich und frühere Untersuchungen zeigen, dass während des Fahrradfahrens erhebliche Vibrationen und Stöße auftreten können [1, 5]. Berichten aus dem

Extremsportbereich zufolge verursachen diese mechanischen Einwirkungen erhebliche gesundheitliche Probleme.<sup>1</sup>

Hieraus folgt die Frage, ob die Gesundheit der Menschen, deren Arbeitsplatz das Fahrrad ist, durch die Erschütterungen und Vibrationen während des Fahrradfahrens beeinträchtigt werden kann.

Dieser Beitrag vergleicht Ergebnisse aus Schwingungsuntersuchungen an Pedelec, Mountainbike und Damenrad im städtischen Verkehr im Hinblick auf die Gesundheit. Dazu werden die Betriebsschwingungen des jeweiligen Fahrrads an den Einleitepunkten in den menschlichen Körper im Kontext zu Richtlinien und Normen über die Beurteilung von Hand-Arm-Schwingungen und Ganzkörperschwingungen am Arbeitsplatz dargestellt. Zur Bewertung der Unterschiede und Gemeinsamkeiten aus schwingungstechnischer Sicht werden die Ergebnisse aus einer Modalanalyse herangezogen. Abschließend werden Möglichkeiten zum Umgang mit dieser Thematik vorgestellt.

## 2. Betriebsschwingungen

Für die Untersuchung der Betriebsschwingungen eines Mountainbikes (MB), Damenrades (DR) und Damenrad-Pedelecs (Pedelec) wird die Teststrecke im Bild 1 gewählt.

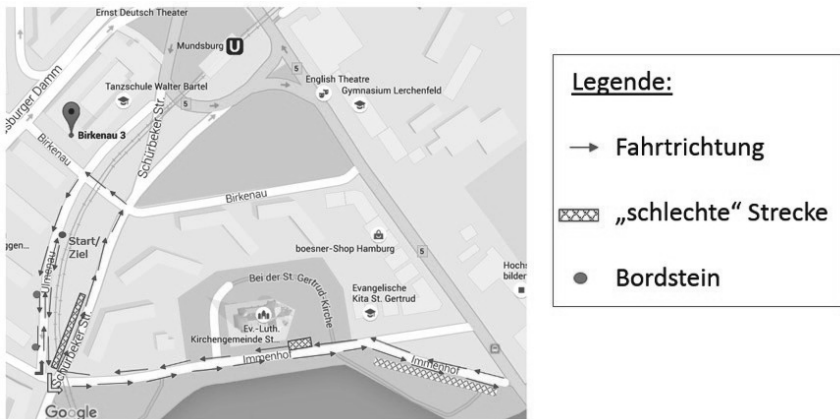


Bild 1: Verlauf der ein Kilometer langen Teststrecke in Hamburg Mundsburg

Der Streckenverlauf weist einen sehr gut ausgebauten Fahrradweg, eine asphaltierte Straße mit Schlaglöchern und den üblichen Fußweg mit Gehwegplatten auf.

<sup>1</sup> <http://www.mtb-news.de/forum/archive/index.php?t-54514.html>

Zwei Testfahrer (Fahrer 1 (1,70 m, 65 kg), Fahrer 2 (1,90 m, 80 kg)) samt kompaktem Messequipment (zwei Triax-Accelerometer BK 4507, 6-Kanalsystem LAN XI von Brüel & Kjaer drahtlos verbunden mit iPad) im Rucksack (Bild 2) fahren die Teststrecke mit jedem Fahrradtyp, um jeweils folgende Messreihen zu akquirieren:

1. Rechte Hand und linke Hand,
2. Rechte Hand und rechte Pedale,
3. Rechte Hand und Sattel.



Bild 2: Fahrer 1 mit Messequipment

Die Schwingungen werden gemäß DIN EN ISO 8041 gemessen. Mittels der verwendeten Hard- und Software (Brüel & Kjaer PULSE Reflex Core) können die Ereignisse im Zeitsignal bestimmten Streckenabschnitten zugeordnet werden. Das Bild 3 zeigt exemplarisch eine entsprechende Zuordnung.

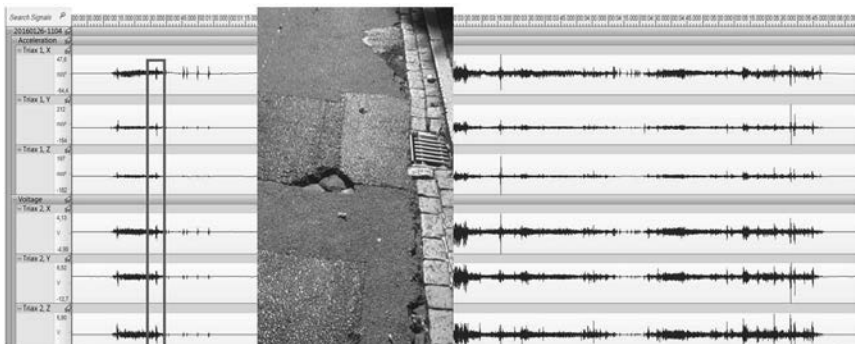


Bild 3: Zuordnung eines Stoßereignisses zum entsprechenden Streckenabschnitt.

## 2.1. Ergebnisse der Betriebsschwingungsanalyse

Die Fahrt auf der einen Kilometer langen Teststrecke dauert durchschnittlich 6 Minuten. Für die Auswertung werden sowohl die gesamten Zeitfenster (exemplarisch Bild 4) als auch Selektionen (durchschnittlich mit einer Länge von 11 s, exemplarisch Bild 5) unbewertet wie auch bewertet betrachtet.

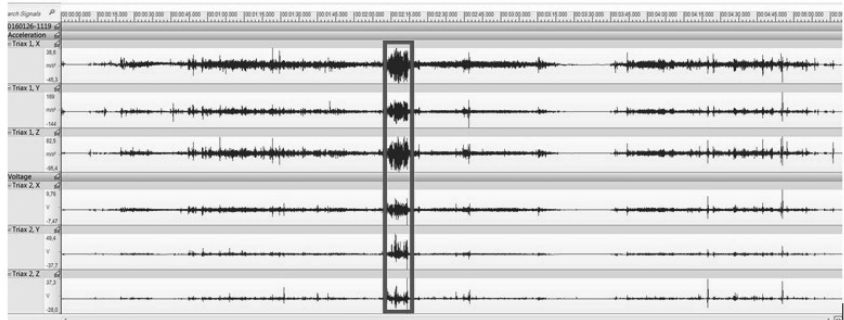


Bild 4: Gesamtes Zeitfenster der Schwingungsmessungen an den Einleitepunkten in die rechte Hand (Sensor 1) und in die linke Hand (Sensor 2) des Fahrers 2 auf dem Mountainbike mit Markierung des selektierten Zeitsignals

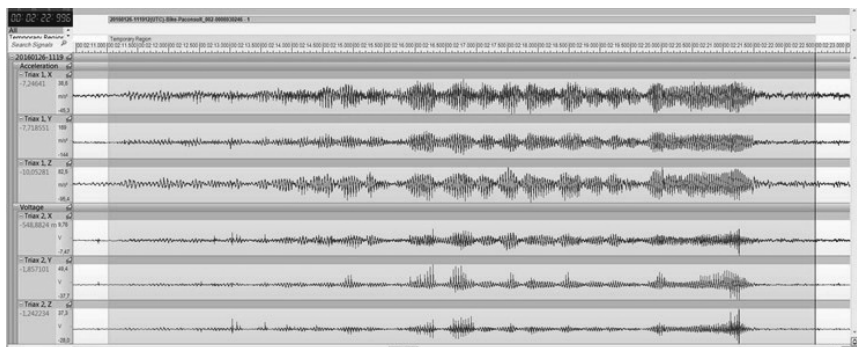


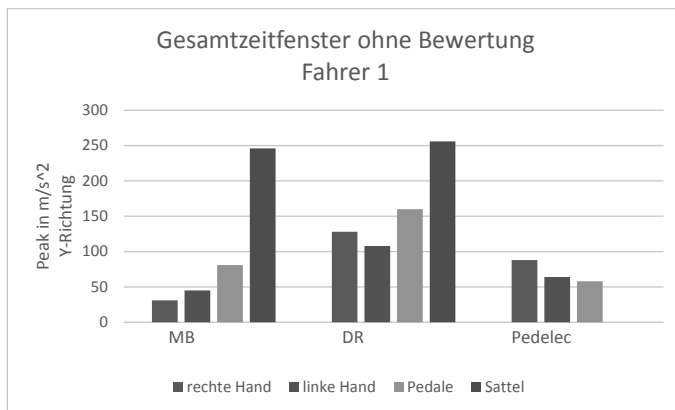
Bild 5: Zoom in das selektierte Zeitsignal aus Bild 4

Bezugnehmend auf die Bilder 4 und 5 ist anzumerken, dass die Schwingungen in die linke und in die rechte Hand nicht gleich sind.

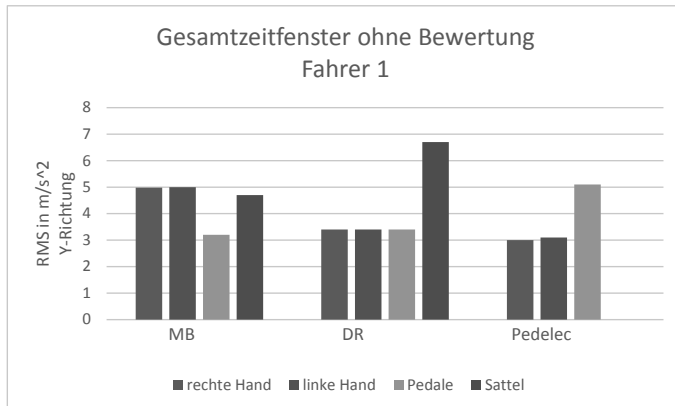
Die Zeitschriebe an den Einleitepunkten in das Handarmsystem werden nach ISO 5349-1 (Filterfunktion Wh) und in den Ganzkörper nach ISO 2631-1 (Filterfunktion Wk) bewertet. Die

Angabe der Richtungen des Koordinatensystems erfolgt gemäß DIN EN ISO 8041 (X-Achse in Fahrtrichtung, Y-Achse quer zur Fahrtrichtung, Z-Achse vertikal).

Beispielhaft zeigen die Bilder 6 und 7 die Spitzen- und RMS-Werte der unbewerteten gemessenen Signale quer zur Fahrtrichtung bei Fahrten des Fahrers 1.



**Bild 6:** Spitzen-Werte der unbewerteten gemessenen Signale quer zur Fahrtrichtung bei Fahrten des Fahrers 1



**Bild 7:** RMS-Werte der unbewerteten gemessenen Signale quer zur Fahrtrichtung bei Fahrten des Fahrers 1

Naturgemäß sind die Spitzenwerte mit bis zu gemessenen 70 g (in Fahrtrichtung auf dem Mountainbike) deutlich größer als die RMS-Werte.

Zum Vergleich mit Bild 7 sind in Bild 8 die RMS-Werte der bewerteten gemessenen Signale quer zur Fahrtrichtung bei Fahrten des Fahrers 1 dargestellt.

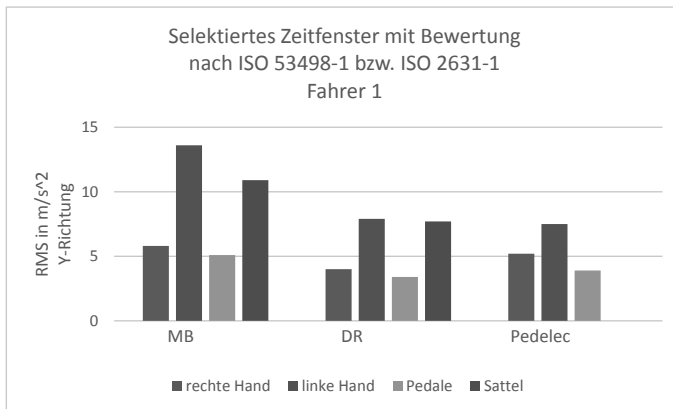


Bild 8: RMS-Werte der bewerteten gemessenen selektierten Signale quer zur Fahrtrichtung bei Fahrten des Fahrers 1

Alternativ zum skalaren RMS-Wert wird in Bild 9 der gleitende RMS-Wert für das selektierte bewerte Zeitfenster aus der Messung am Mountainbike mit Fahrer 1 quer zur Fahrtrichtung dargestellt. Der gleitende RMS-Wert ist ähnlich dem Schallpegel bei Lärmmessungen.

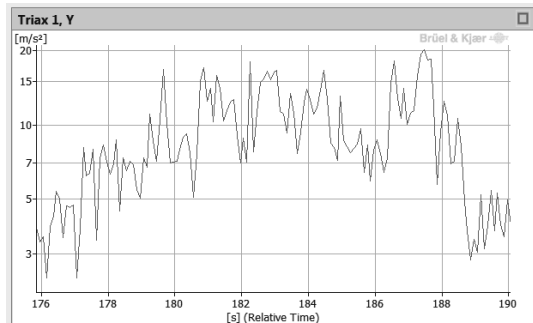


Bild 9: Gleitender RMS-Wert des bewerteten gemessenen und selektierten Signals an der rechten Hand des Fahrers 1 quer zur Fahrtrichtung bei der Fahrt mit dem Mountainbike



Folgende Fakten ergeben sich aus den Daten der durchgeführten Messreihen:

- RMS-Werte der bewerteten als auch unbewerteten, in Gesamtsignalen wie auch in selektierten Signalen sind in einigen Kombinationen größer als  $4,5 \text{ m/s}^2$ , besonders in folgenden Fällen:
  - Einleitepunkt am Sattel in Fahrtrichtung und quer dazu,
  - Einleitung in das Hand-Arm-System in Fahrtrichtung und quer dazu,
- Die eingeleiteten Schwingungen und Stöße sind vor allem in Bezug auf die Spitzenwerte stark von der Fahrweise abhängig (Bild 10 und 11),

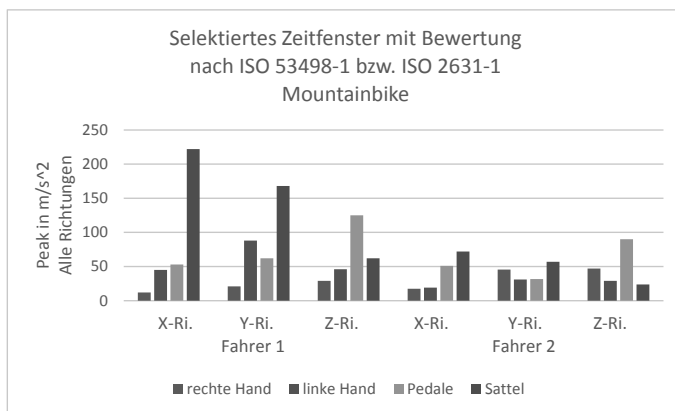


Bild 10: Peak-Werte der bewerteten gemessenen Signale in alle Raumrichtungen bei sehr schneller Fahrweise des Fahrers 1 und normaler Fahrweise des Fahrers 2

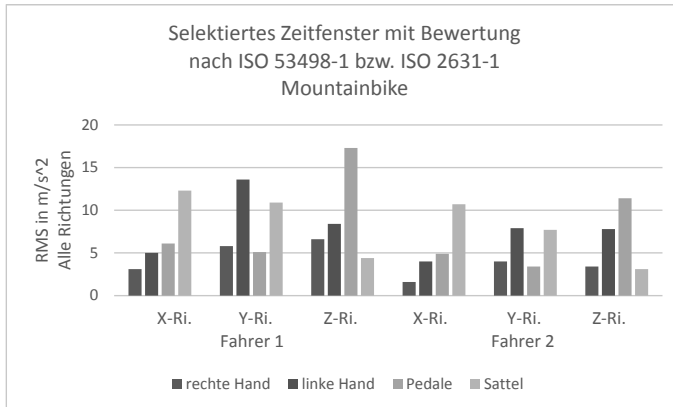


Bild 11: RMS-Werte der bewerteten gemessenen Signale in alle Raumrichtungen bei sehr schneller Fahrweise des Fahrers 1 und normaler Fahrweise des Fahrers 2

- Bei den Ausführungen als Damenrad (insbesondere das Pedelec) ist ein Aufschwingen des gesamten Fahrrades über einen Zeitraum von bis zu 25 s mit Amplituden bis zu  $80 \text{ m/s}^2$  aufgetreten. Weitere Tendenzen in Bezug auf die „Schwingfreudigkeit“ sind nicht aufgefallen. Bei ähnlicher Fahrweise kommen bei allen Fahrradtypen ähnliche RMS- und Peak-Werte zustande.

Wenn es um die Ursachenforschung für die Strukturodynamik des Fahrrads geht, ist die Betrachtung der RMS- und Peak-Werte ungenügend – so wie bei der Beantwortung der Frage, warum die Fahrradschwingungen so eine große Wirkung auf den menschlichen Körper – vor allem auf das Hand-Arm-System haben.

In diesem Zusammenhang ist die Untersuchung der Frequenzinhalte der gemessenen Signale unerlässlich. Beispielhaft ist in Bild 12 der Frequenzinhalt des bewerteten Zeitfensters aus den Messungen am Einleitepunkt in die rechte Hand des Fahrers 1 quer zur Fahrtrichtung bei der Fahrt mit dem Mountainbike dargestellt.

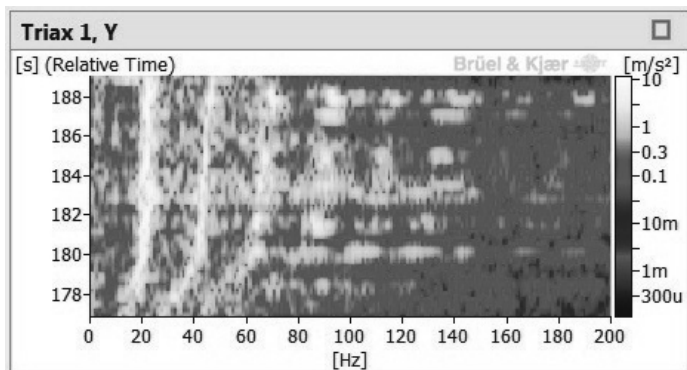


Bild 12: Frequenzinhalt des bewerteten gemessenen und selektierten Signals an der rechten Hand des Fahrers 1 quer zur Fahrtrichtung bei der Fahrt mit dem Mountainbike

Die in der Tabelle 1 gelisteten Betriebsschwingfrequenzen treten in allen Messungen prägnant hervor.

Tabelle 1: Prägnante Betriebsschwingfrequenzen bei allen Fahrradtypen

Richtung	4 Hz	20-24 Hz	44 Hz	68 Hz	90 Hz	112 Hz	140 Hz
x	X	X	X	X	X	X	X
y	X	X	X		X	X	X
z		X	X	X	X	X	X

Im Vergleich mit den Eigenschwingungen der Organe und Körperteile des Menschen<sup>2</sup> kann festgestellt werden, dass zum einen Schwingungen bis 100 Hz relevant für den menschlichen Körper sind. Zum anderen werden die Hand-Arm-Schwingungen mit 20 bis 24 Hz definitiv in Resonanz erregt.

Die Betriebsschwingungen resultieren aus dem objekt eigenen Schwingungsverhalten, der Anregung und den Randbedingungen. Das Schwingungsverhalten ist abhängig von Geometrie, Material (Steifigkeit, Dämpfung), Masse (und Zusatzmassen) und wird u.a. durch die drei

<sup>2</sup> <http://www.bksv.com/doc/br056.pdf>

modalen Größen Eigenfrequenzen, Eigenformen und modale Dämpfung beschrieben. Die modalen Größen werden im Folgenden mit Hilfe der experimentellen Modalanalyse bestimmt.

### 3. Modalanalyse am Fahrrad

Um die Abhängigkeit der modalen Größen des Mountainbikes von Luftdruck im Reifen und von der Belastung mit einem Fahrer zu untersuchen werden die Messreihen

1. MB mit 1 bar Fülldruck ohne Fahrer,
2. MB mit 2 bar Fülldruck ohne Fahrer,
3. MB mit 2 bar Fülldruck mit Fahrer,

untersucht. Die Bilder 13 und 14 zeigen den jeweiligen Versuchsaufbau.



Bild 13: Versuchsaufbau ohne Fahrer



Bild 14: Versuchsaufbau mit Fahrer 2

### 3.1 Ergebnisse der Modalanalyse

Die Auswertung der modalen Größen zeigt einen klaren Zusammenhang mit den Betriebs-schwingungen (Tabelle 2).

Tabelle 2: Betriebsschwingfrequenzen und Eigenfrequenzen des Mountainbikes in ver-schiedenen Konfigurationen

Objekt	EF 1	EF 2	EF 3	EF 4	EF 5	EF 6	EF 7	EF 8	EF 9	EF 10	EF 11	1. Vertikal-mode
MB 2 bar ohne Fahrer	1,6 Hz	4,3 Hz	10,4 Hz	16 Hz	23 Hz	35 Hz	41 Hz	65 Hz	72 Hz	88 Hz	106 Hz	16 Hz
MB 1 bar ohne Fahrer	1,2 Hz	4,4 Hz	10,6 Hz	12 Hz	21 Hz	35 Hz	41 Hz	65 Hz	-	81 Hz	105 Hz	13 Hz
MB 2 bar mit Fahrer	2,9 Hz	6,8 Hz	-	18,7 Hz	25 Hz	-	42 Hz	-	-	87 Hz	-	25 Hz
BS 2 bar mit Fahrer	-	4 Hz	-	-	20-24 Hz	-	44 Hz	68 Hz	-	90 Hz	112 Hz	-

- Die Schwingung mit 4 Hz resultiert aus der Kippbewegung des Fahrrads in Y-Richtung. Der Fahrer lenkt gegen, was große Belastungen des Hand-Arm-Systems zur Folge hat.
- Die Vertikalmode des Vorderbaus schwingt mit 13 bis 25 Hz, abhängig vom Fülldruck des Reifens und der Konfiguration mit oder ohne Fahrer.
- Die Schwingungen mit höheren Frequenzen resultieren zumeist aus Biegemoden des Rahmens, des Vorderbaus und des Hinterbaus in Y-Richtung

Bild 15 dokumentiert exemplarisch die dritte Eigenmode des MB-Rahmens ohne Fahrer mit einem Reifenfülldruck von 2 bar.

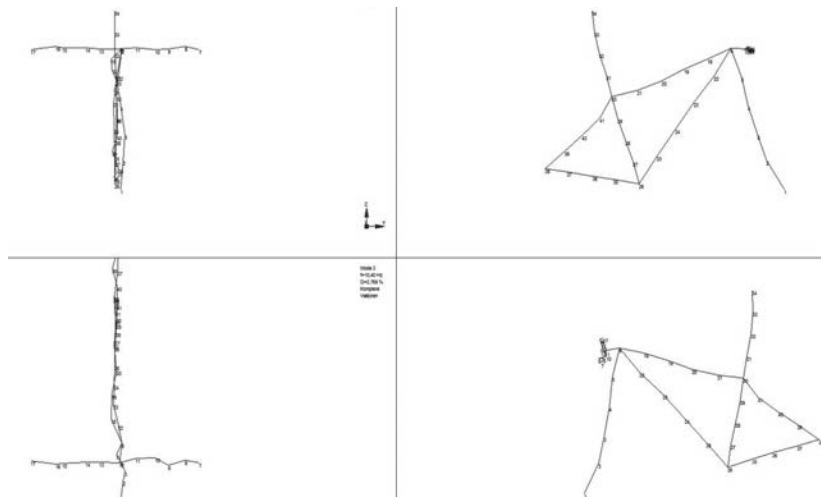


Bild 15: Dritte Eigenmode des MB-Rahmens ohne Fahrer mit einem Reifenfülldruck von 2 bar in 4 Ansichten

#### 4. Zusammenfassung und Ausblick

Die Betriebsschwinganalyse an einem Mountainbike, einem Damenrad und einem Damenrad-Pedelec zeigt mit Spitzenwerten bis zu  $70 \text{ g} = 700 \text{ m/s}^2$  und Langzeit-RMS-Werten  $>4,5 \text{ m/s}^2$  einen klaren Bedarf an weiteren Untersuchungen bzgl. der Humanschwingungen, die durch das Fahrradfahren verursacht werden.

Die Ergebnisse der Modalanalyse stellen einen Zusammenhang zwischen den Eigenschwingungen des Fahrrads und den Betriebsschwingungen sicher.

Dies bedeutet auch, dass die Schwingungen des Fahrrads und somit auch die Schwingungseinwirkung auf den Menschen durch Strukturmodifikationen an den Bauteilen, zusätzliche Dämpfungs- und Federungselemente sowie eine geeignete Bereifung verändert werden kann. Die Modalanalyse wird sich dabei als sinnvolles Instrument herausstellen, um gezielt wirkungsvolle Veränderungen zum Wohle der Fahrradfahrer vornehmen zu können.

- [1] E. Groß: Betriebslastenermittlung. Dimensionierung, strukturelle mechanische und fahrwerkstechnische Untersuchungen von Mountainbikes. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 3088. VDI Verlag, Düsseldorf. 1997.
- [2] U. Kaulbars: Messungen der Vibrationsexposition am Arbeitsplatz. Technische Sicherheit Bd. 3. 2013.
- [3] Y. Champoux et al.: Bicycle Structural Dynamics. Journal of Sound and Vibration. July 2007.
- [4] H. M. Gomes et al.: Measurement and evaluation of human exposure to vibration transmitted to hand-arm system during leisure cyclist activity. Engenharia Biomedica. Vol. 30, No. 4. 2014.
- [5] R. Pivt: Erschütternde Radwege - Untersuchung des Schwingungskomfort an Fahrrädern. Pro Velo, Nr. 12. März 1988.
- [6] A. Köllner et al.: Measurement and Analysis System for Bicycle Field Test Studies. Procedia Engineering, Vol 72. 2014.









VDI-Gesellschaft Produkt-  
und Prozessgestaltung

ISBN 978-3-18-092277-5

<https://doi.org/10.51203/6789191022771> - Generiert durch IP 218.73.218.36, am 22.01.2028, 01:40:22 © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts in Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.