

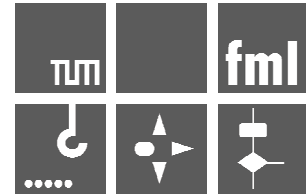
Humanschwingungen bei Flurförderzeugen

Dipl.-Ing. Gabriel Fischer

Prof. Dr.-Ing. W. A. Günthner

Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik

Technische Universität München



Zusammenfassung

Bediener von Flurförderzeugen sind bei der Ausübung ihrer Arbeit Ganzkörper-Vibrationen ausgesetzt. Da die Belastung der Fahrer von einer Vielzahl an Parametern abhängt, ist deren Bestimmung ohne Durchführung von Messungen in vielen Fällen nicht möglich. Neben der Einwirkungszeit nehmen der Sitz samt gewählter Sitzeinstellung, der Rüstzustand des Fahrzeuges, die Fahrbahnbeschaffenheit und das Einsatzgebiet Einfluss auf die Höhe der Belastung. Um die Betreiber von Flurförderzeugen bei der Gefährdungsbeurteilung im Rahmen der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung und der Optimierung der Arbeitsprozesse im Hinblick auf Ganzkörper-Vibrationen zu unterstützen, wird am Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik der Technischen Universität München ein Verfahren zur Abschätzung der Tagesexposition in Abhängigkeit der Einsatzbedingungen entwickelt. Basis hierfür ist eine umfangreiche Parameterstudie an sechs ausgewählten Flurförderzeugen mit Hilfe der Mehrkörpersimulation, welche durch Vergleichsfahrten auf einer Teststrecke validiert werden.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	2
2	Erfassung der Ganzkörper-Vibrationen	3
3	Ganzkörper-Vibrationen bei Flurförderzeugen	5
	3.1 Bauliche Einflussgrößen des Fahrzeuges	5
	3.2 Äußere Einflussgrößen und Arbeitsorganisation	6
	3.3 Beispiele für die Vibrationsbelastung der Fahrer	7
4	Grundlagenversuche	8
5	Mehrkörpersimulationsstudie	10
6	Zusammenfassung und Ausblick	13

1 Einleitung

Während ihres Betriebs werden Flurförderzeuge zu Schwingungen angeregt und übertragen diese im Wesentlichen über den Sitz oder die Standplattform auf den Fahrer. Da die Schwingungen auf den ganzen Körper des Menschen wirken, spricht man von Humanschwingungen oder Ganzkörper-Vibrationen. Diese Ganzkörper-Vibrationen mindern nicht nur den Komfort am Arbeitsplatz, sondern können auch zu Muskel- und Skeletterkrankungen sowie Durchblutungsstörungen führen und stellen somit eine Gefährdung für die Gesundheit und die Sicherheit des Bedieners dar. Durch den Vergleich internationaler Studien ist davon auszugehen, dass in Deutschland ca. 1 Million Beschäftigte, d.h. 3% der Arbeitnehmer, in erheblichem Maße Ganzkörper-Vibrationen ausgesetzt sind [1].

Der Gesetzgeber hat auf diese Gefahr reagiert und im Jahre 2007 die EU-Richtlinie „Vibration“ 2002/44/EG aus dem Jahre 2002 [2] in Form der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung in nationales Recht umgesetzt [3]. Zwar sind seit dem Inkrafttreten des Arbeitsschutzgesetzes 1996 bereits alle Arbeitgeber verpflichtet, eine Gefährdungsbeurteilung auch unter Berücksichtigung von mechanischen Schwingungen durchzuführen, konkrete Angaben zu den Belastungsgrenzwerten liegen aber erstmals mit dieser Verordnung vor.

Die Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung nimmt die Betreiber von Flurförderzeugen in die Pflicht, einen Nachweis über die Belastung der Arbeitnehmer zu erbringen. Die Hersteller von Flurförderzeugen sind von dieser Richtlinie nur indirekt betroffen, da ein Nachweis stets für einen konkreten Anwendungsfall erbracht werden muss. Einen ersten Anhaltspunkt bieten einschlägige Datenbanken wie der „Katalog repräsentativer Lärm- und Vibrationsdaten am Arbeitsplatz“ (KarLA) des Landesamtes für Arbeitsschutz Potsdam [4], die „Vibrations-Expositions-Datenbank“ (VIBEX) des Instituts für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung [5] sowie branchenbezogene Gefährdungstabellen [6]. Zu beachten ist dabei aber die teilweise mangelnde Übertragbarkeit auf den eigenen Anwendungsfall, da nur ungenügend dokumentiert ist, welche Einsatzbedingungen bei der Messung vorlagen. Da die tatsächliche Belastung des Fahrers stark von den vor Ort herrschenden Einsatzbedingungen abhängt, können die erwähnten Quellen nur eine erste Hilfestellung bieten. Ein sicherer Nachweis kann zurzeit nur durch eine repräsentative Messung vor Ort erfolgen. Stellt der Betreiber im Zuge der Gefährdungsanalyse durch Messung fest, dass der Auslöse- oder Grenzwert überschritten wird, so steht er auf Grund von mangelnder Kenntnis über Ursache und Wirkung von Ganzkörper-Vibrationen vor dem Problem, nicht zu wissen, welche effektiven Maßnahmen zu ergreifen sind, um nicht nur die Einwirkungszeit und somit die Arbeitszeit der Fahrer reduzieren zu müssen.

Um dieser Tatsache Abhilfe zu schaffen, wird im Auftrag der Forschungsgemeinschaft Intralogistik / Fördertechnik und Logistiksysteme (IFL) e.V. am Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik der Technischen Universität München das Forschungsprojekt „Untersuchung der Humanschwingungen beim Betrieb von Flurförderzeugen“ durchgeführt. Ziel ist die systematische Analyse des Einflusses einzelner Parameter auf die Tagesexposition beim Betrieb von Flurförderzeugen und das Ableiten eines Verfahrens zur Bestimmung der Fahrerbelastung in definierten Grenzen bei bekannten Randbedingungen (Abbildung 1).

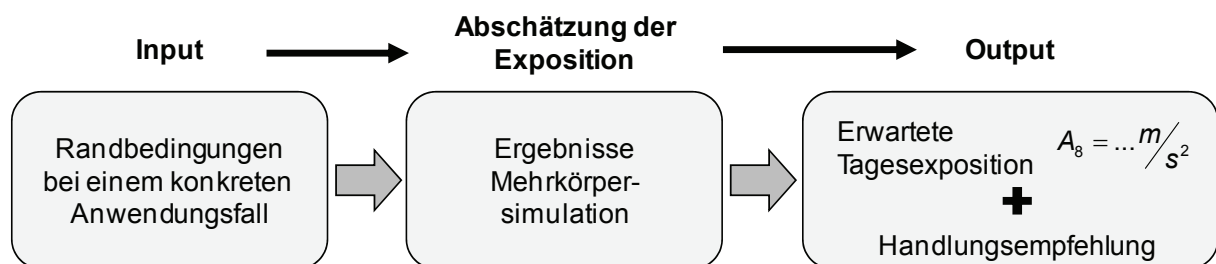


Abbildung 1: Angestrebtes Verfahren zur Abschätzung der Tagesexposition

Mit Hilfe der erarbeiteten Systematik können die Einsatzbedingungen auf Verbesserungspotential hin untersucht und optimiert werden. Zu diesem Zweck werden sechs ausgewählte Flurförderzeuge, da-

runter drei Gegengewichtsgabelstapler, ein Schubmaststapler und zwei Niederhubwägen, als Mehrkörpermodelle abgebildet, um mit Hilfe der numerischen Simulation die erwähnten Abhängigkeiten zu ermitteln.

2 Erfassung der Ganzkörper-Vibrationen

Jeder Mensch nimmt die auf ihn wirkenden Schwingungen unterschiedlich wahr und besitzt somit ein subjektives Empfinden bezüglich Schwingungsintensität, Komfort sowie gesundheitlicher Belastung. Als objektives Kriterium hat der Gesetzgeber deswegen die sog. Tagesexposition $A(8)$ eingeführt, einen Schwingungskennwert auf Basis von Messungen für eine 8-Stunden-Schicht. Das Verfahren zur Ermittlung der Tagesexposition für Ganzkörper-Vibrationen ist in DIN EN 14253 [7] geregelt. Die Berechnung der Kenngrößen ist in der ISO 2631-1 [8] hinterlegt. Die Definitionen sowie Beispiele zur Berechnung findet der Anwender auch in der VDI 2057 Blatt 1 [9].

Als messbare physikalische Größe wird die Beschleunigung an der Einleitstelle in den menschlichen Körper herangezogen. Bei einem sitzenden Bediener ist dies auf der Sitzoberfläche, bei einem Standgerät auf der Standplattform. Die Messung erfolgt mit einem in eine Sitzscheibe integrierten Triax-Beschleunigungssensor (Abbildung 3). Der Fahrer positioniert die Sitzscheibe auf seinem Sitz und setzt sich mittig auf den Sensor. So können die eingeleiteten Schwingungen in Form der unbewerteten Beschleunigung $a(t)$ optimal aufgezeichnet werden. Oft kommt hierfür ein Notebook zur Speicherung und Weiterverarbeitung der Daten zum Einsatz. Da die in den Schwingungen vorkommenden Frequenzanteile beim Menschen unterschiedliche Beanspruchungen hervorrufen, ist das gemessene Signal einer Frequenzbewertung zu unterziehen. Hierbei werden die auf den Menschen einwirkenden mechanischen Schwingungen gemäß ihrer frequenzabhängigen Beanspruchung



Abbildung 3: Fahrersitz mit Messtechnik

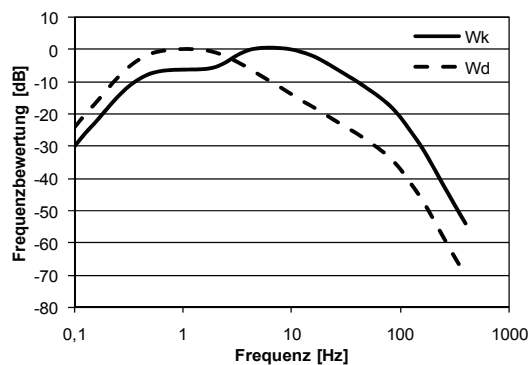


Abbildung 2: Frequenzbewertungskurve [8]

gewichtet und in ihrer Bandbreite begrenzt. So sind für die Beurteilung der Gesundheitsgefährdung im Sitzen und Stehen in vertikaler Richtung der Filter W_k und in den horizontalen Richtungen der Filter W_d anzuwenden (Abbildung 2). Ergebnis ist die frequenzbewertete Beschleunigung $a_w(t)$. Als Kennwert einer Messung der Dauer T dient der quadratische, energieäquivalente Mittelwert a_{wT} , der sog. Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung. Er ist definiert als:

$$a_{wT} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T a_w^2(t) \cdot dt} \quad (1)$$

Unter Berücksichtigung des Energieäquivalenzprinzips – d.h. gleiche Energien rufen die gleiche Wirkung hervor – kann der auf eine 8-Stunden-Schicht bezogene Tagesvibrationswert $A(8)$, die Tagesexposition, als Beurteilungsbeschleunigung ermittelt werden. Dabei ist zum einen die Einwirkungsdauer T_e zu ermitteln, in der der Mensch durch mechanische Schwingungen belastet wird. Während die Einwirkungsdauer T_e kurze Schwingungsunterbrechungen einschließen kann, werden längere schwingungsfreie Zeiten wie z.B. Pausen nicht mit einbezogen. Zum anderen ist mit einer repräsentativen Messung der Dauer T der Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung a_{wT} in den drei Raumachsen zu bestimmen und im Zuge der Gesundheitsbeurteilung mit Korrekturfaktoren k zu

$a_{we} = k \cdot a_{wT}$ zu multiplizieren. In vertikaler Richtung gilt $k_z = 1$ und in horizontaler Richtung $k_x = k_y = 1,4$. Bei einer über den Tag gleichbleibenden Belastung berechnet sich die Tagesexposition $A(8)$ zu:

$$A(8) = a_{we} \cdot \sqrt{\frac{T_e}{8h}} \quad (2)$$

Für die Beurteilung ist der höchste Wert der drei Raumachsen heranzuziehen. Ist die Schwingungseinwirkung im Verlaufe eines Tages nicht konstant, so ist sie in repräsentative Abschnitte der Dauer T_i zu unterteilen. Dies ist der Fall, wenn unterschiedliche Arbeitsmittel benutzt werden oder unterschiedliche Betriebsbedingungen vorliegen. Für jeden Belastungsabschnitt ist der Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_{we,i}$ zu bestimmen. Die Messdauer muss aus statistischen Gründen mindestens 3 min betragen [7]. Die Tagesexposition $A(8)$ ergibt sich bei n Belastungsabschnitten zu:

$$A(8) = \sqrt{\frac{1}{8h} \cdot \sum_{i=1}^n a_{we,i}^2 \cdot T_i} \quad (3)$$

Der interessierte Anwender findet im Internet Rechentools, welche Unterstützung bei der Berechnung der Tagesexposition aus Einzelmessungen bieten. Als Beispiel sei [10] genannt.

Als Grenzwerte für die Tagesexposition nennt die Verordnung jeweils zwei wichtige Werte, den Auslöse- und den Expositionsgrenzwert (Tabelle 1). Ist der Auslösewert erreicht, muss der Betreiber sicherstellen, dass die Beschäftigten eine Unterweisung über eine mögliche Gesundheitsgefährdung aufgrund der Ganzkörper-Vibrationen sowie eine allgemeine arbeitsmedizinische Beratung erhalten. Des Weiteren hat er den Beschäftigten eine arbeitsmedizinische Vorsorgeuntersuchung anzubieten sowie ein Programm mit technischen und organisatorischen Maßnahmen zur Verringerung der Exposition durch Vibration zu erarbeiten und durchzuführen. Ist der Expositionsgrenzwert erreicht, hat der Betreiber regelmäßige arbeitsmedizinische Vorsorgeuntersuchungen zu veranlassen und muss unverzüglich die Gründe für die hohe Schwingungsexposition ermitteln. Weitere Maßnahmen sind zu ergreifen, um die Belastung unter die Expositionsgrenze zu senken und ein wiederholtes Überschreiten zu verhindern.

Tabelle 1: Grenz- und Auslösewerte der Tagesexposition $A(8)$ [3]

	horizontal (x,y)	vertikal (z)
Auslösewert	$A(8)=0,5 \text{ m/s}^2$	$A(8)=0,5 \text{ m/s}^2$
Grenzwert	$A(8)=1,15 \text{ m/s}^2$	$A(8)=0,8 \text{ m/s}^2$

3 Ganzkörper-Vibrationen bei Flurförderzeugen

Fahrzeugvibrationen und die daraus resultierende Belastung des Fahrers sind beim Betrieb von Flurförderzeugen aller Art unvermeidlich. Aus diesem Grund ist es wichtig, deren vielfältige Ursachen und die Auswirkungen auf die Tagesexposition zu kennen, um eine gesundheitsschädliche Belastung der Fahrer zu vermeiden.

3.1 Bauliche Einflussgrößen des Fahrzeugs

Im Gegensatz zum PKW oder Nutzfahrzeugen, wie dem LKW, zeichnen sich Flurförderzeuge durch eine sehr steife Fahrzeugstruktur aus. Sie besitzen im Normalfall nur eine begrenzte Anzahl dämpfender Elemente, welche die durch den Boden eingeleiteten Vibrationen zu mindern vermögen (Abbildung 4). Die Konstruktion der Fahrzeuge dient vordergründig dem Ziel, Lasten zu transportieren.

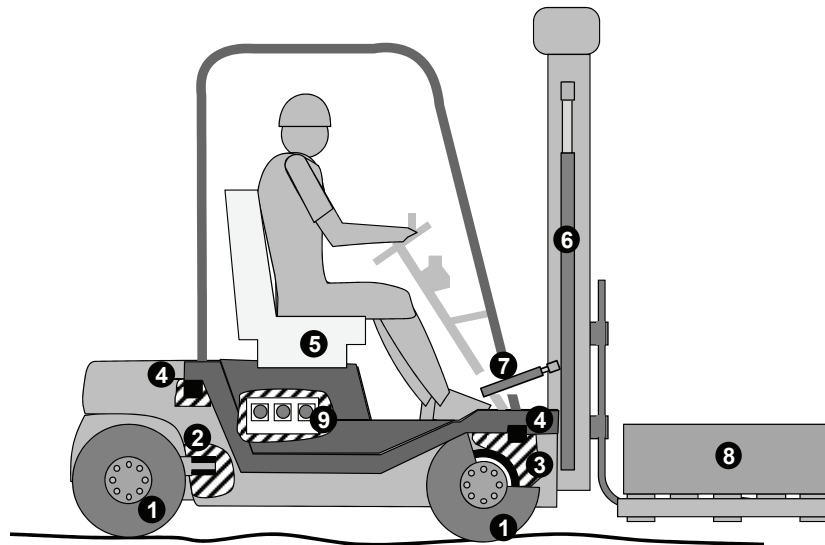


Abbildung 4: Typischer Aufbau eines Gegengewichtsgabelstaplers mit charakteristischen Elementen

Die ersten kritischen Bauteile sind die Reifen (1). Der bei Gegengewichtsgabelstaplern verwendete Superelastikreifen stellt einen Kompromiss zwischen möglicher Einfederung und Fahrstabilität dar. Die bei Geräten der Lagertechnik verwendeten Vulkollanrollen weisen fast keine schwingungsabsorbierenden Eigenschaften auf und leiten die Stöße direkt in die Fahrzeugstruktur weiter. Auch die Unförmmigkeit des Reifens durch den sog. Standplatten bei längerer Standzeit führt zu einer verstärkten Anregung des Gesamtsystems, wobei dieser Einfluss schwer zu quantifizieren ist.

Bei Fahrzeugen mit einer hinteren Pendelachse ist diese über zwei Gummilager (2) am Gegengewicht befestigt. Eine merkliche Stoßreduktion wird hierbei nicht erzielt. Eine Entkopplung der Fahrzeugkabine ist mittlerweile Standard und erfolgt entweder über Gummilager an der Antriebsachse (3) oder an den Lagerpunkten der Kabine (4). Je nach Hersteller sind die Neigezylinder durch zusätzliche Gummilager entkoppelt. Diese Form der Lagerung der Fahrerkabine ist jedoch nicht mit der in einem LKW zu vergleichen.

Maßgeblich für die Reduktion der Vibrationen ist dementsprechend der gefederte Sitz (5), welcher eingeleitete Schwingungen um bis zu 70% mindern kann [6]. Aus diesem Grund ist es besonders wichtig, dass der Sitz richtig auf das Fahrergewicht eingestellt wird. Referenzmessungen zeigen, dass bei einem zu leicht eingestellten Sitz der Fahrer um bis zu 2,5-mal stärker belastet wird als bei richtiger Einstellung [6].

Das Eigenschwingungsverhalten des Systems Gabelstapler wird zudem durch die Kompressibilität des Ölkreislaufs der Hydraulikzylinder für die Hub- (6) und Neigebewegung (7) beeinflusst. Einen weiteren Faktor stellt hierbei die Last (8) dar, welche die Lage des Schwerpunkts des Gesamtsystems mitbestimmt. Bemerkbar macht sich dies durch die lastabhängigen Nickschwingungen des Fahrzeugs.

Bei einem verbrennungsmotorisch angetriebenen Gabelstapler nimmt der Fahrer die Vibrationen des Antriebsaggregats (9) wahr. Werden die Fahrzeuge gemäß den Herstellerangaben richtig gewartet, sind die eingeleiteten Vibrationen durch die Antriebsaggregate allein jedoch so gering, dass sie zu keiner nennenswerten Belastung des Fahrers führen. Messungen an einem mit Dieselmotor angetriebenen Gegengewichtsgabelstapler mit einer Traglast von 3,5 t ergaben eine Belastung von $0,05 \text{ m/s}^2$ auf Grund der Vibration des Motors.

3.2 Äußere Einflussgrößen und Arbeitsorganisation

Die Belastung, die ein Fahrer von Flurförderzeugen erfährt, ist nicht stationär, sondern ändert sich mit der aktuell durchgeführten Tätigkeit. Im Bereich der betrachteten Gegengewichts- und Schubmaststapler sowie der Niederhubwagen können bei Betrachtung eines Arbeitsspiels die Betriebszustände „Heben“ (ca. 15%), „Leerlauf“ (58 %) und „Fahren“ (27 %) unterschieden werden [11]. Im Betriebszustand mit dem größten Zeitanteil, dem „Leerlauf“, ist auch das Senken, Neigen und langsame Hantieren der Last beinhaltet. Die hier eingeleiteten Vibrationen sind vom Fahrer wahrnehmbar, führen im Normalfall jedoch zu keiner nennenswerten Belastung desselben. Bei Bedienern von Niederhubwagen ist es jedoch teilweise verbreitet, im Zuge der Zeitoptimierung schwungvoll in die Last einzufahren. Hierbei werden starke Stöße in das Fahrzeug eingeleitet, deren Intensität in einer kleinen Messreihe untersucht wurde. Abbildung 5 zeigt die Effektivwerte der bewerteten Beschleunigung für das schnelle (ungebremste) Einfahren in eine Last mit einem Gewicht von 1000 kg mit einem Niederhubwagen mit klappbarer Standplattform. Es wurden mehrere wiederholte Einzelspiele mit einer Dauer von 3 s betrachtet.

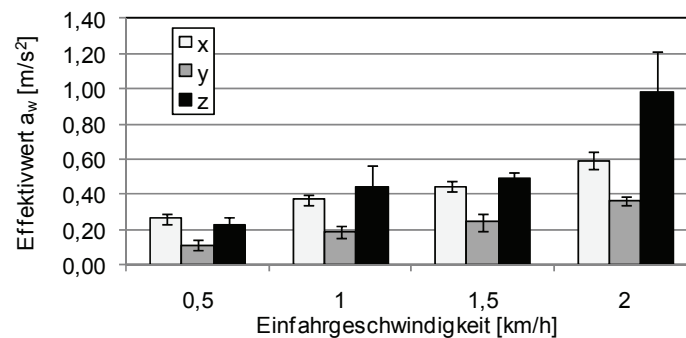


Abbildung 5: Effektivwerte der Stoßbelastung beim „unsanften“ Einfahren in die Last mit einem Niederhubwagen

Die resultierende Belastung durch das „unsanfte“ Aufnehmen der Last ist vergleichbar mit der Fahrt über eine Schwelle im Boden und ist zu vermeiden.

Wesentlich problematischer ist im Normalfall der Betriebszustand „Fahren“, wenn das Gesamtsystem durch Beschleunigen und Bremsen oder Anregungen durch Bodenunebenheiten in Schwingung versetzt wird. So hängt die Vibrationsbelastung des Fahrers hauptsächlich von der Beschaffenheit von Fahrwegen und dem Einsatzgebiet des Staplers ab. Verkehrswege mit Schlaglöchern, Dehnungsfugen, Unebenheiten und Höhenversätzen sind zu vermeiden. Eine Quantifizierung dieser Einflüsse erfolgt im Rahmen der Mehrkörpersimulationsstudie.

Die Höhe der Tagesexposition $A(8)$ hängt neben der Stärke der Belastung per Definition von der Einwirkungsdauer ab, in der der Fahrer den Vibrationen ausgesetzt ist (siehe Formel (3)). Abbildung 6 verdeutlicht den Zusammenhang zwischen der erlaubten täglichen Einwirkungsdauer und der Höhe der Belastung (Effektivwert der bewerteten Beschleunigung), insofern der Fahrer sonst keine Arbeit ausführt, die mit signifikanter Vibrationseinwirkung verbunden ist.

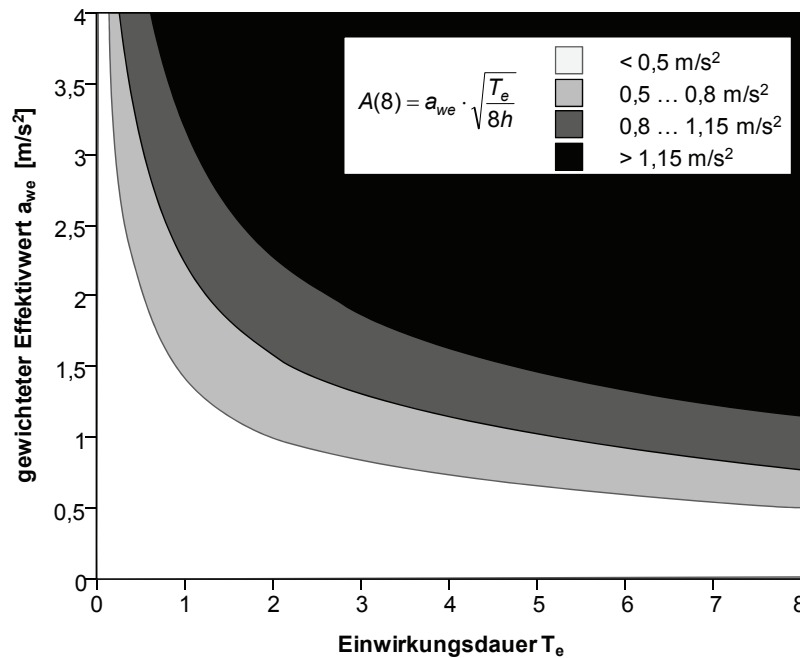


Abbildung 6: Tagesexposition in Abhängigkeit von Einwirkungsdauer und Schwingungsintensität

Hierbei ist zu beachten, dass die Einwirkungsdauer nicht immer mit der Einsatzzeit eines Fahrers gleichzusetzen ist. Meist sind die einzelnen Tätigkeiten von schwingungsfreien Abschnitten unterbrochen, welche bei der Bestimmung der Einwirkungsdauer T_e zu berücksichtigen sind (Abbildung 7).

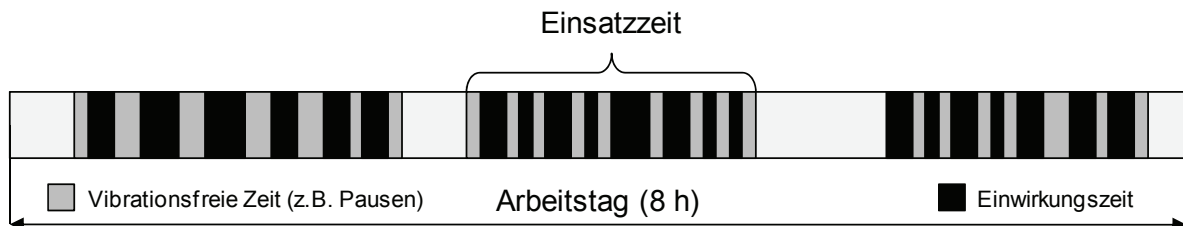


Abbildung 7: Einwirkungszeit an einem Arbeitstag

3.3 Beispiele für die Vibrationsbelastung der Fahrer

Im Bereich des Baustoffgroßhandels liegen bereits umfangreiche Messungen von Schäfer et al. an 26 Gabelstaplern aus den Jahren 2004 und 2005 vor. Bei den vorgefundenen betrieblichen Verhältnissen wurde der Auslösewert bei einer gemessenen mittleren Tagesexposition von $A(8) = 0,29 \text{ m/s}^2$ nicht erreicht [12].

Auch im Rahmen des Forschungsprojekts wurden in mehreren Unternehmen Messungen im Betrieb durchgeführt. Auch hier wurde der Einfluss der tatsächlichen Einwirkungszeit deutlich. Selbst wenn der Effektivwert der bewerteten Beschleunigung für manche Arbeitsspiele im Bereich des Auslösewertes lag, so war auf Grund einer über den Tag betrachteten geringen Einwirkungszeit die Belastung des Fahrers deutlich unterhalb des Auslösewertes.

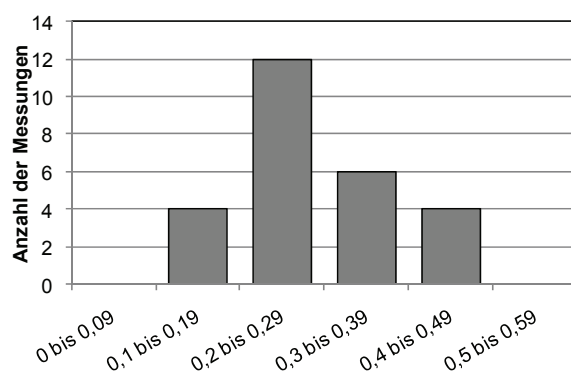


Abbildung 8: Häufigkeitsverteilung der Tagesexposition $A(8)$ für die erfassten Fahrer im Baustoffgroßhandel [8]

4 Grundlagenversuche

Ziel der Grundlagenversuche auf einer Teststrecke im Forschungsgelände der Technischen Universität München ist zum einen die Erarbeitung einer breiten Messbasis für die Validierung der erstellten Mehrkörpermodelle. Zum anderen geben die Messergebnisse erste Auskunft über den Einfluss einzelner Parameter. Als Teststrecke dient eine ebene Betonfahrbahn, auf welcher in der Grundvariante Schwellen der Höhe h aufgebracht werden (Abbildung 9). Dieser Aufbau richtet sich nach der DIN EN 13059 und dient zur Bestimmung des Schwingbeiwertes, welcher im Zuge der Maschinenrichtlinie vom Hersteller für jedes Flurförderzeug angegeben werden muss [13].

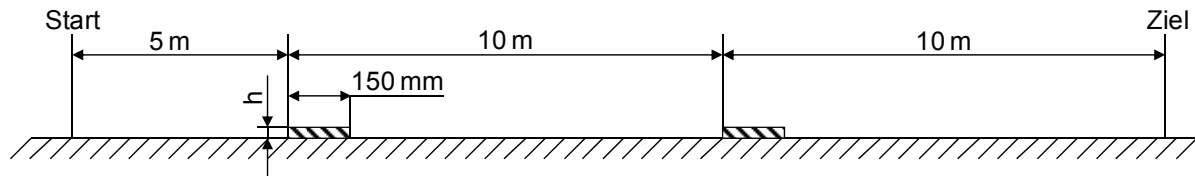


Abbildung 9: Aufbau der Versuchsstrecke für Gegengewichtsgabelstapler

Neben der Anregung durch Schwellen werden zusätzlich Versuche mit Sprungfunktionen (Auslegen von Platten zwischen den Schwellen) oder Fugen unterschiedlicher Breite durchgeführt (Abbildung 10). Bei den Versuchen werden neben dem Anregungsspektrum folgende Parameter variiert:

- Körpergewicht des Fahrers (80 und 100 kg)
- Geschwindigkeit
- Last (keine, halbe und volle Nennlast)
- Fahrtrichtung
- Fahrersitz (drei mechanisch gefederte Sitze unterschiedlicher Baugröße)



Abbildung 10: Schwellenüberfahrt und Sprunganregung auf der Teststrecke des Lehrstuhls fml mit einem Schubmast- und einem Gegengewichtsgabelstapler

Die Beschleunigung wird neben den üblichen Messpunkten an Sitzbasis und Sitzkissen auch an anderen Stellen der Struktur, wie Lenkachse, Antriebsachse oder Gegengewicht, gemessen, um Auskunft über das Schwingungsverhalten des Gesamtsystems zu erhalten. Die Aufzeichnung der Daten erfolgt mit Hilfe eines handelsüblichen Notebooks und der Software LabView in Verbindung mit einem USB-Datenlogger. Die Berechnung der Kennwerte erfolgt entweder während der Messung oder im Nachhinein mit der Software DIAdem. Für jede Parametereinstellung werden 3 – 5 Messungen durchgeführt und das arithmetische Mittel gebildet.

Im Folgenden soll anhand der Ergebnisse des Versuchs der Schwellenüberfahrt bei einem Gegengewichtsgabelstapler und einem Schubmaststapler dargestellt werden, welchen Einfluss Last und Geschwindigkeit auf die Belastung des Fahrzeugs und des Fahrers nehmen. Bei diesem Versuch werden in das System zwei Stöße eingeleitet, wobei die Frequenz von der Fahrgeschwindigkeit abhängt. Die Basis der Normierung der Ordinaten folgender Abbildungen in diesem Kapitel ist identisch. Dargestellt ist jeweils der Effektivwert der bewerteten Beschleunigung a_w .

Betrachtet man zunächst den Messpunkt an der Sitzbasis in vertikaler Richtung, um den Einfluss von Fahrer und Sitz auszublenden, so ist zu erkennen, dass mit zunehmender Geschwindigkeit des Fahrzeugs die Schwingungsbelastung der Sitzbasis stark ansteigt, wobei die Last dämpfende Wirkung besitzt (Abbildung 11).

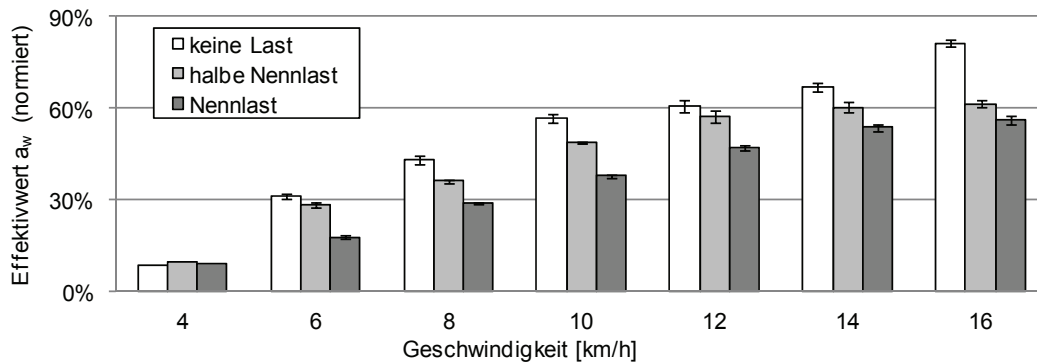


Abbildung 11: Normierte Effektivwerte a_w der Stoßbelastung, gemessen an der Sitzbasis in vertikaler Richtung (Gegengewichtsgabelstapler 2,0 t)

Bei Betrachtung der auf dem Sitzkissen gemessenen Beschleunigungen wird dieser Effekt durch den Einfluss von Fahrer und Sitz überlagert (Abbildung 12).

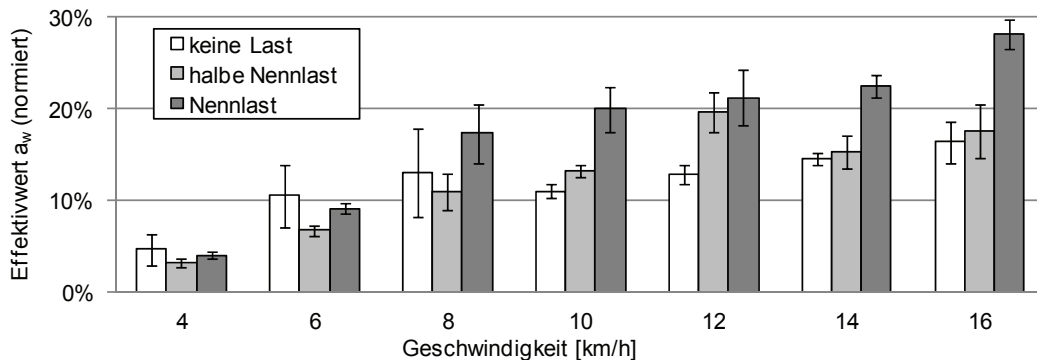


Abbildung 12: Normierte Effektivwerte a_w der Stoßbelastung, gemessen am Sitzkissen in vertikaler Richtung (Gegengewichtsgabelstapler 2,0 t)

Es ist weiterhin eine zunehmende Belastung des Fahrers mit steigender Geschwindigkeit identifizierbar, jedoch hat bei diesem Versuch die Last keinen dämpfenden Einfluss auf die am Fahrer gemessenen Beschleunigungen. Grund hierfür ist, dass die Last das Schwingungsverhalten des Gesamtsystems Gabelstapler verändert. Bei dem vorliegenden Fahrzeug führt dies dazu, dass sich mit zunehmender Last ein dominierender Frequenzanteil der in den Sitz eingeleiteten Beschleunigungen der Eigenfrequenz des Sitzes nähert. Eine höhere Beschleunigung am Sitzkissen ist die Folge.

Der dämpfende Einfluss der Last macht sich vor allem bei Flurförderzeugen bemerkbar, bei welchen die Last über das verhältnismäßig elastische Hubgerüst an das System gekoppelt ist, wie es bei Gegengewichtsgabelstaplern der Fall ist. Bei Geräten der Lagertechnik mit steiferer Ankopplung und kleinerem Ölkreislauf, wie z.B. beim Schubmaststapler, ist dieser Einfluss nur gering (Abbildung 13).

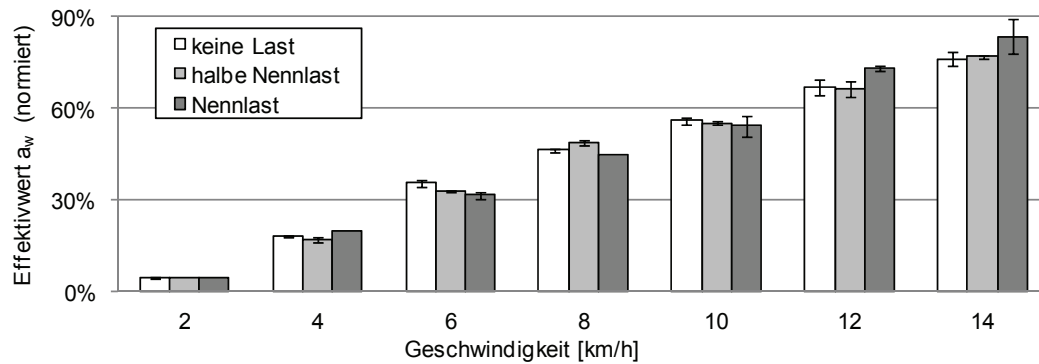


Abbildung 13: Normierte Effektivwerte a_w der Stoßbelastung, gemessen an der Sitzbasis in vertikaler Richtung (Schubmaststapler 1,4 t)

5 Mehrkörpersimulationsstudie

Der Einfluss unterschiedlicher Parameter wird im Rahmen des Forschungsprojekts mit Hilfe der numerischen Mehrkörpersimulation ermittelt. Beim Aufbau der einzelnen Mehrkörpermodelle in der Simulationsumgebung MSC.ADAMS/View wird Wert auf die hinreichend genaue Abbildung aller Komponenten der Übertragungskette gelegt. Die verschiedenen starren Baugruppen, wie Fahrzeugchassis samt Gegengewicht, Fahrerkabine, Antriebs- und Lenkachse sowie die Bestandteile des Hubgerüsts, werden mit Hilfe von Krafterelementen gekoppelt. Die charakteristischen Eigenschaften der Koppellemente (z. B. Gummilager) werden in geeigneten Kraftgesetzen hinterlegt.

Das Schwingungsverhalten des Gesamtsystems Gabelstapler wird durch den Aufbau des Hubgerüsts und das verwendete Hydrauliksystem beeinflusst. Während das Öl selbst nahezu inkompressibel ist, verleihen die Schläuche durch ihren Wandaufbau aus Gummi- und Gewebelagen dem System eine gewisse Steifigkeit, welche in Messungen für die relevanten Hubhöhen bestimmt und analog zu den Arbeiten von Witala [14] und Mittwollen [15] als Feder-Dämpfer-Element modelliert werden kann. Abbildung 14 zeigt den Messaufbau für die Bestimmung der Steifigkeit des Freihubzylinders bei einem Schubmaststapler. Während die Last durch Zusatzgewichte erhöht wird, können über ein Laser-Messsystem die Einfederung des Gabelträgers und somit die Kennlinie bestimmt werden.

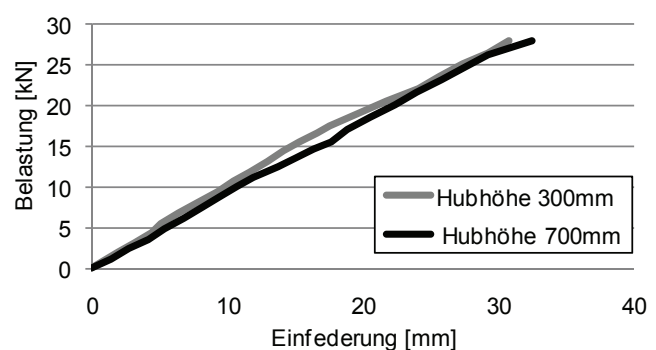
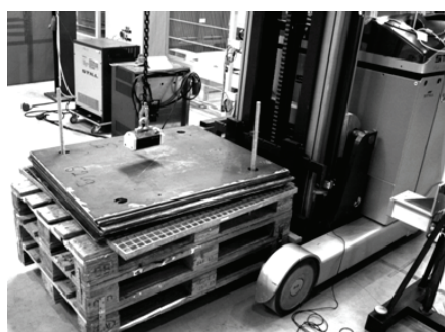


Abbildung 14: Messung der Hubgerüststeifigkeit durch Auflegen von Gewichten (links) und Kennlinie des Freihubzylinders (rechts)

Um auch in der Simulation die Tagesexposition nach Norm ermitteln zu können, müssen der Sitz sowie der Fahrer abgebildet werden. Im Rahmen des Forschungsprojektes werden drei mechanisch gefederte Sitze in die Simulation integriert. Zur Erstellung des Teilmodells Sitz werden Steifigkeit und Dämpfung des Sitzunterbaus auf Grund der eingebauten Sitzfeder und des Dämpfers in vertikaler Richtung für verschieden eingestellte Fahrergewichte sowie die Steifigkeit des Polsters im Rahmen von Prüfstandsversuchen ermittelt. Die mechanische Feder in Kombination mit der Scherenkinematik

des Sitzaufbaus weist bei den untersuchten Sitzen eine lineare Steifigkeit auf, wobei am Ende des Federweges zusätzlich Anschlagpuffer zu berücksichtigen sind (Abbildung 15).

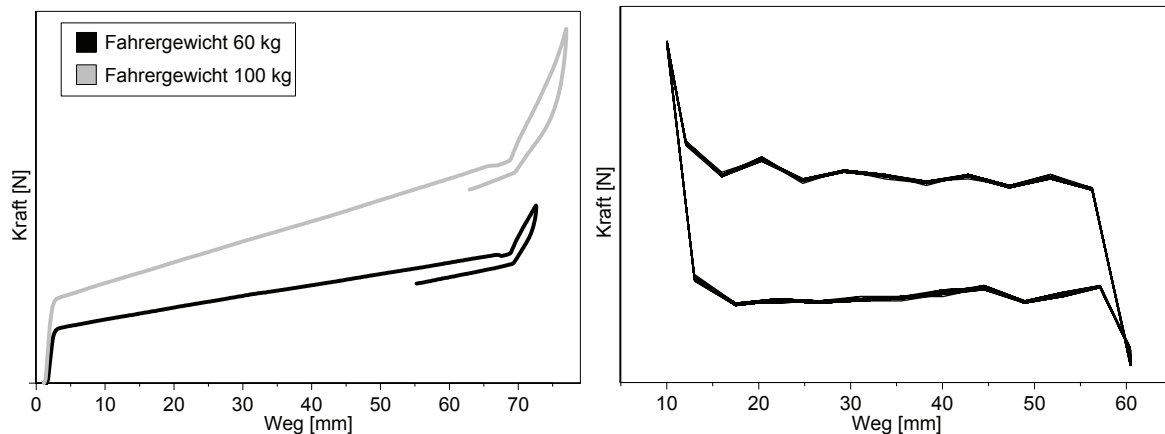


Abbildung 15: Kraft-Weg-Diagramm des gesamten Sitzunterbaus bei unterschiedlich eingestelltem Sitzgewicht (links) und Kraft-Weg-Diagramm des eingebauten Dämpfers (rechts)

Neben den Druckversuchen werden dynamische Messungen mit stochastischen Prüf-Erregerschwingungen nach DIN EN 13490 zur Bestimmung der Sitzübertragungsfunktion sowie mit einem Sinus-Sweep zur Bestimmung der Sitzeigenfrequenz mit jeweils fester Prüfmasse durchgeführt. Die drei Sitze weisen Eigenfrequenzen von 0,7 – 2,1 Hz sowie SEAT-Werte zwischen 0,3 und 0,7 auf. Zusätzlich wird der Sitz samt zwei unterschiedlich schwerer Probanden mit einem Sinus-Sweep in Längs- und Querrichtung zur Bestimmung der scheinbaren Masse angeregt. Da in der Realität an der Schnittstelle zwischen Mensch und Sitz die Exposition zu ermitteln ist, muss auch der Fahrer in der Simulation abgebildet werden. Im Zuge dieser Untersuchungen wird hierbei auf das Ersatzmodell der DIN 45676 zurückgegriffen, welches die scheinbare Masse des Menschen in vertikaler Richtung abbildet [16]. Abbildung 15 zeigt links das verwendete mechanische Ersatzmodell des Sitzes und rechts das des Menschen.

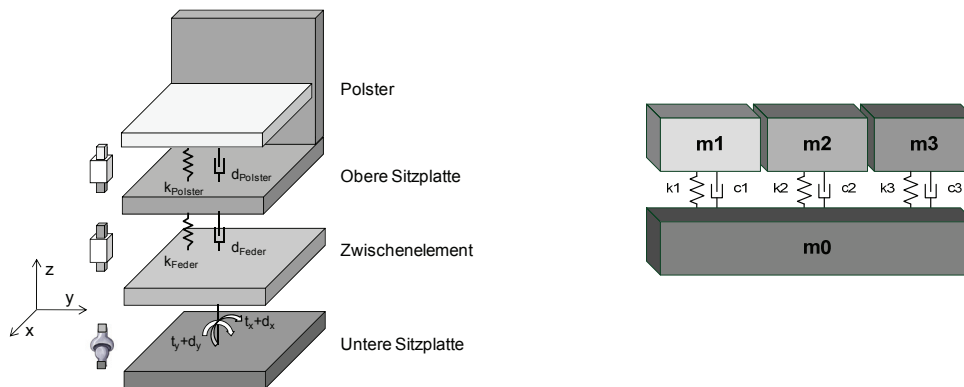


Abbildung 16: Ersatzmodell für Sitz (links) und Mensch (rechts) [16]

Für jedes der sechs Flurförderzeuge (drei Gegengewichtsgabelstapler, ein Schubmaststapler, zwei Niederhubwagen) sind Mehrkörpermodelle erstellt worden, welche mit Messungen auf der Teststrecke validiert wurden. Abbildung 17 zeigt hierfür stellvertretend die Mehrkörpermodelle eines Gegengewichtsstaplers, eines Schubmaststaplers und eines Niederhubwagens mit klappbarer Standplattform.

Als Vergleichsfahrten für die Validierung der Modelle dienen Sprunganregung und Schwellenüberfahrt. Dabei kann festgestellt werden, dass die Mehrkörpermodelle auf Grund ihres idealisierten Aufbaus ein ruhigeres Fahrverhalten aufweisen. Ein fahrerspezifisches Fahrverhalten oder Stand- und Bremsplatten der Reifen beeinflussen das Schwingungsverhalten des Gesamtsystems in diesem Fall nicht.

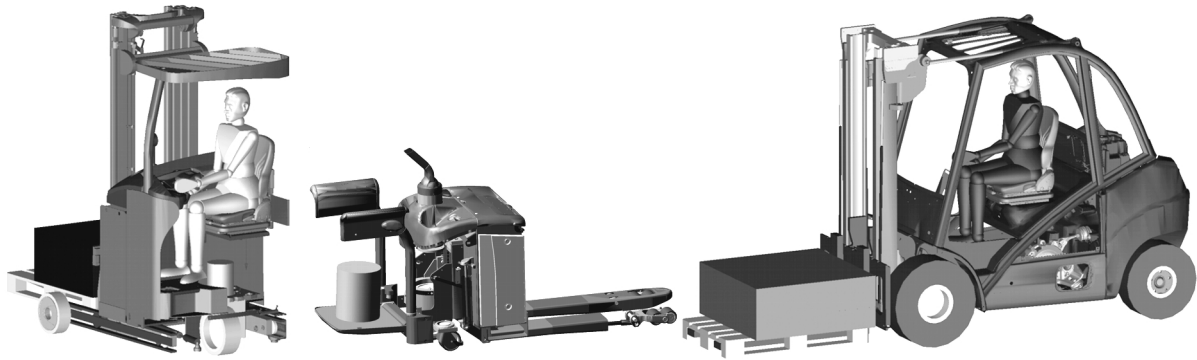


Abbildung 17: Mehrkörpermodell eines Schubmaststaplers (links), eines Niederhubwagens (Mitte) und eines Gegengewichtstaplers (rechts)

Am Beispiel des Schubmaststaplers soll aufgezeigt werden, wie vielfältig der Einfluss unterschiedlicher Hindernisse ist. Als Referenzstrecke dient eine 25 m lange Fahrbahn gemäß der DIN 13059, auf welcher zwei Schwellen unterschiedlicher Höhe befestigt werden. Abbildung 18 zeigt den Einfluss der Schwellenhöhe auf die Vibrationsbelastung des Fahrzeugs bei Fahrt über die virtuelle Teststrecke bei einer Beladung mit der Hälfte der Nennlast.

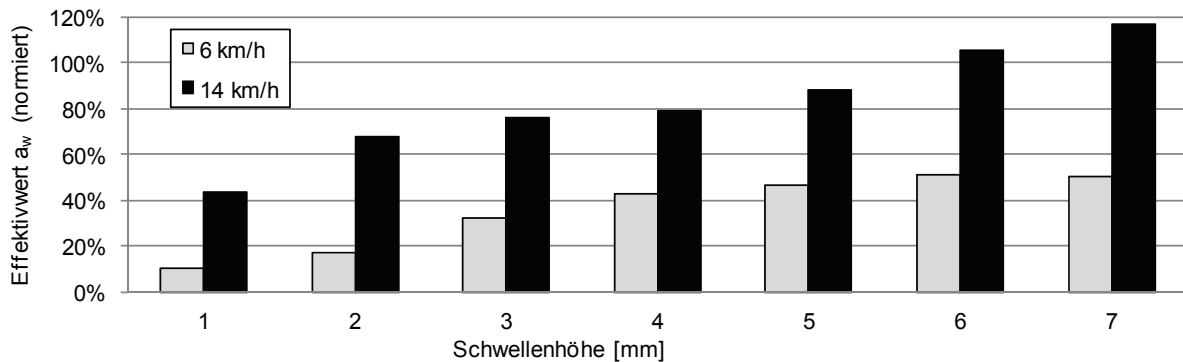


Abbildung 18: Normierte Effektivwerte a_w der Stoßbelastung, ermittelt an der Sitzbasis in vertikaler Richtung (Schubmaststapler 1,4 t, Beladung 700 kg)

Eine Fahrbahn wird durch ihr dreidimensionales Höhenprofil repräsentiert. Durch eine Vielzahl von Messungen konnte Braun die Kenngrößen Welligkeit und Unebenheitsmaß identifizieren, welche bei Betrachtung im (Weg-) Frequenzbereich eine Fahrbahn eindeutig charakterisieren, und für unterschiedliche Fahrbahngüten diese mit Zahlenwerten hinterlegen [17]. Auf Basis dieser Arbeit können computergestützt nach Schuhknecht et al. [18] Fahrbahnprofile erzeugt und in die Simulation eingebunden werden. Abbildung 19 zeigt den Einfluss unterschiedlicher Fahrbahnen ohne zusätzliches Hindernis auf die Vibrationsbelastung des Fahrzeuges.

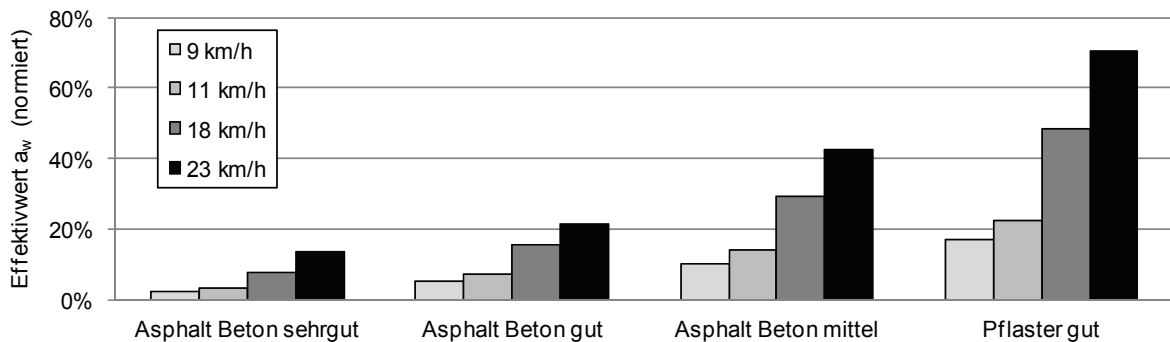


Abbildung 19: Normierte Effektivwerte a_w der Vibrationsbelastung, ermittelt an der Sitzbasis in vertikaler Richtung (Gegengewichtsgabelstapler 3,5 t, Beladung 1750 kg)

6 Zusammenfassung und Ausblick

Beim Betrieb von Flurförderzeugen ist eine Belastung der Fahrer durch Ganzkörper-Vibrationen unvermeidlich. Auskunft über das Messverfahren zur Bestimmung der Tagesexposition der Fahrer im Bereich der Ganzkörper-Vibrationen gibt die DIN EN 14253 [7]. Da die Höhe der Belastung von einer Vielzahl an Parametern wie z.B. des verwendeten Sitzes, der Fahrgeschwindigkeit oder der Beschaffenheit der Fahrstrecke abhängt, ist eine verlässliche Abschätzung für den Betreiber nur selten möglich. Im Rahmen des Forschungsprojektes „Untersuchung der Humanschwingungen beim Betrieb von Flurförderzeugen“ wird deswegen am Lehrstuhl fml der Technischen Universität München ein Verfahren zur Abschätzung der Tagesexposition bei bekannten Randbedingungen durch den Einsatz der Mehrkörpersimulation entwickelt.

Im Rahmen von Grundlagenversuchen konnte bereits der Einfluss von Last und Geschwindigkeit auf die Fahrerbelastung sichtbar gemacht werden. Vor allem bei Gegengewichtsgabelstaplern wirkt sich die Last dämpfend auf das Gesamtsystem aus, während eine höhere Geschwindigkeit im Normalfall eine höhere Belastung des Fahrers zur Folge hat.

Mit Hilfe der für sechs unterschiedliche Flurförderzeuge erstellten Mehrkörpermodelle wird die Belastung des Fahrers in der numerischen Simulation für unterschiedliche Randbedingungen ermittelt. Die benötigten Kenngrößen für die Erstellung der Mehrkörpermodelle werden durch Messungen bestimmt, insofern sie keinen Datenblättern entnommen werden können. Als Beispiel seien hierbei das Hubgerüst und der Fahrersitz genannt. Die Simulationsergebnisse werden im Anschluss in ein Rechentool für die Offline-Auswertung der zu erwartenden Fahrerbelastung überführt. Mit Hilfe des Rechentools soll es möglich sein, durch Kombination unterschiedlicher Streckenprofile Einsatzszenarien nachzubilden und die Fahrerbelastung hierbei abschätzen zu können.

Das vorgestellte Forschungsprojekt wird im Auftrag der Forschungsgemeinschaft Intralogistik / Förder-technik und Logistiksysteme (IFL) e.V. durchgeführt und aus Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V. (AiF) gefördert.

Literaturverzeichnis

- [1] Mohr, D.: Die Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutz-Verordnung in der Praxis; In: VDI-Berichte 2002: Humanschwingungen, Düsseldorf, 2007
- [2] Europäisches Parlament und der Rat der Europäischen Union: 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 (Vibrationen); In: Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften
- [3] Bundesministerium für Arbeit und Soziales: Verordnung zur Umsetzung der EG-Richtlinien 2002/44/EG und 2003/10/EG zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen; In: Bundesgesetzblatt 2007 Teil I Nr. 8
- [4] Landesamt für Arbeitsschutz Potsdam: Katalog repräsentativer Lärm- und Vibrationsdaten am Arbeitsplatz; <http://www.las-bb.de/karla/>
- [5] BGIA: Vibrations-Expositions-Datenbank VIBEX; In: Aus der Arbeit des BGIA, 8 (2009) 82
- [6] Polster, A.: Der Fahrersitz - Schnittstelle zwischen Mensch und Flurförderzeug - im Fokus auf Gesundheit, Motivation und Effizienz; In: 7. Hamburger Staplertagung, Hamburg, 2008
- [7] DIN EN 14253: Mechanische Schwingungen – Messung und rechnerische Ermittlung der Einwirkung von Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen am Arbeitsplatz im Hinblick auf seine Gesundheit – Praxisgerechte Anleitung, DIN Deutsches Institut für Normung, 2008

- [8] ISO 2331-1: Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements, 1997
- [9] VDI 2057-1: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen, 2002
- [10] Landesamt für Arbeitsschutz Potsdam: Ganzkörper-Vibrations-Belastungs-Rechner; http://bb.osha.de/docs/gkv_calculator.xls
- [11] Landesamt für Arbeitsschutz Potsdam: Ganzkörper-Vibrationen: Orientierungswerte für Gefährdungsbeurteilung; http://bb.osha.de/docs/branchenliste_gkv.xls; Download am August 2009
- [12] Schäfer, K.; Schick, R.; Rokosch, F.; Becker, C.: Branchenspezifische Ermittlung von Ganzkörpervibrationen: Hilfen für die betriebliche Praxis; In: Zentralblatt für Arbeitsmedizin, Arbeitsschutz und Ergonomie, 57 (2007) 6, S. 146–157
- [13] DIN EN 13059: Sicherheit von Flurförderzeugen - Schwingungsmessung, 2009
- [14] Witala, C.: Simulationsmodelle zur Analyse des nichtlinearen Schwingungsverhaltens von Staplerhubgerüsten; Dissertation, Universität der Bundeswehr Hamburg, 2002
- [15] Mittwollen, M.: Untersuchung der Schwingungseigenschaften von teleskopierbaren Maschinenelementen mit Spiel am Beispiel eines Gabelstapler-Hubgerüstes; Dissertation, Karlsruhe, 2007
- [16] DIN 45676: Mechanische Eingangsimpedanzen und Übertragungsfunktionen des menschlichen Körpers, 2003
- [17] Braun, H.: Untersuchung von Fahrbahnunebenheiten und Anwendung der Ergebnisse; Dissertation, TU Braunschweig, 1969
- [18] Schuknecht, F.; Schulze Lammers, P.; Uffelman, F.; Walter, W. D.; Wiesmeier, A.: Messung von Nutzfahrzeugschwingungen auf der Straße - Nachbildung der Fahrbahnunebenheiten am Prüfstand und Berechnungsverfahren für die Computersimulation; In: VDI Berichte 877 Unebenheiten von Schiene und Straße als Schwingungsursache, VDI-Verlag, 1991