

Analyse und Optimierung eines FTF-Fahrwerks mit Mecanum-Rädern

Analysis and optimization of an AGV-Suspension using Mecanum wheels

Niklas Ullrich
Max Gössner

Abteilung Maschinen und Anlagen
Fraunhofer Institut für Materialfluss und Logistik

In diesem Beitrag werden die bei Fahrerlosen Transportfahrzeugen der Intralogistik eingesetzten Mecanum-Räder hinsichtlich ihrer Vibrationsemission betrachtet. Es wird am Beispiel des Fahrzeugs „O³dyn“ untersucht, wie sich konstruktive Fahrzeugänderungen auf die Transportbelastungen der Ladung auswirken. Ferner werden die bei O³dyn registrierten Vibrationen mit denen etablierter Transportmittel, wie beispielsweise Handgabelhubwagen, Gabelstapler und Lastkraftwagen verglichen. Aus dieser Gegenüberstellung wird schließlich eine Aussage über die Auswirkungen der durch die Mecanum-Räder erzeugten Vibrationen auf die Ladung formuliert.

[Schlüsselwörter: FTS, FTF, Mecanum, Vibrationen, Transportbelastungen]

This paper examines the vibration emissions of Mecanum wheels used in automated guided vehicles for intralogistics. Using the vehicle “O³dyn”, it is investigated how design changes of the vehicle affect the transport loads on the load. The vibrations registered by O³dyn are also compared to those of established means of transport such as pallet trucks, forklifts and trucks. Finally, a statement on the effects of the vibrations generated by the Mecanum wheels on the load is formulated based on this comparison.

[Keywords: AGV, AMR, Mecanum, Vibrations, Transport Loads]

1 EINLEITUNG

Fahrerlose Transportsysteme (FTS) haben einen hohen Stellenwert in der Intralogistik und gewinnen weiterhin stetig an Bedeutung. So vielseitig die Einsatz- und Anwendungsgebiete der FTS sind, so vielfältig sind auch die in den Systemen agierenden Fahrerlosen Transportfahrzeuge (FTF). Neben Standardfahrzeugen als Ersatz für Großserienflurförderzeuge existieren auch FTF mit spezifisch auf

ihre Anwendung zugeschnittener Funktionalität, was sich auch in der Gestaltung dieser Fahrzeuge widerspiegelt. Betrachtet man hier das Fahrwerk der FTF, kann grundsätzlich zwischen einer Linien- und Flächenbeweglichkeit unterschieden werden. Charakteristisch für eine linienbewegliche Fahrwerkskonfiguration ist die Anzahl von zwei Freiheitsgeraden, die flächenbeweglichen Fahrwerke weisen hingegen drei Freiheitsgerade auf. Diese Beweglichkeit wird durch die Anzahl und Anordnung der Räder sowie die Art der Lenkung bestimmt.

Eine Möglichkeit, eine flächenbewegliche Fahrwerkskonfiguration zu realisieren, ist durch den Einsatz von Mecanum-Rädern. Diese weisen neben vielfältigen Vorteilen hinsichtlich der Positioniergenauigkeit und Manövrierbarkeit auch Nachteile auf. Als nachteilig gelten hier die vergleichsweise hohen Geräusch- und Vibrationsemissionen, die von den Rädern beim Abrollen ausgehen. Diese Schwingungen können einerseits in Form von Lärm durch den Menschen wahrgenommen werden. Andererseits können sie in Form von Vibrationen negative Auswirkungen auf das Fahrzeug haben und Transportbelastungen auf das Transportgut erzeugen.

Dieser Beitrag dokumentiert das Ergebnis der Untersuchung, wie konstruktive Änderungen der Fahrzeugkonfigurationen die Transportbelastungen eines Mecanum-Fahrzeugs beeinflussen und wie ausgeprägt diese im Vergleich zu anderen Transportmitteln der (Intra-)Logistik sind.

Dazu werden die auftretenden Vibrationen am Fahrzeug und an der Ladung beim Transport mit dem FTF O³dyn gemessen und analysiert. Die Fahrzeugkonfigurationen beinhalten mechanische Änderungen an Fahrwerk und Chassis. Es wird die Konfiguration mit dem besten Verhalten identifiziert. Zur Einordnung und Bewertung der Vibrationen wird die ausgewählte Konfiguration mit anderen, typischen Transportmitteln der (Intra-)Logistik gegenübergestellt. Die Messung der auftretenden Transportbelastungen erlaubt die anschließende Evaluation der

Auswirkungen der erzeugten Vibrationen auf das Transportgut und wiederum daraus eine Ableitung der Aussage zur Eignung der Mecanum-Räder.

2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN

Fahrerlose Transportfahrzeuge lassen sich, betrachtet man deren Fahrwerk, in linien- und flächenbewegliche Fahrzeuge untergliedern [1]. Linienbewegliche Fahrwerke haben zwei, flächenbewegliche Fahrzeuge drei Bewegungsfreiheitsgerade und können somit jede beliebige Bewegung in der Fahrebene ausführen [1] (siehe 2.1.1). Ein mit Mecanum-Rädern ausgestattetes Fahrzeug kann genau diese Bewegungsprofile ohne geometrischen Lenkeinschlag ausführen. Das Abrollverhalten der Räder erzeugt aufgrund der konstruktiven Gestalt (siehe 2.1) unerwünschte vertikale Vibrationen, die sich auf Fahrzeug und Ladung auswirken können (siehe 2.1.2).

Zur Betrachtung von Beanspruchungen auf Ladung und Ladungsträger bei (intra-)logistischen Transportprozessen werden auftretende Schwingungen als Ausgangsgröße gemessen. Diese lassen sich als spektrale Beschleunigungsdichte abbilden, aus der sich dann eine Aussage zum Energieeintrag ableiten lässt (siehe 2.2.2).

2.1 MECANUM-RÄDER

Mecanum-Räder bestehen aus einer Radnabe und einer Vielzahl an tonnenförmigen Rollen, die gleichmäßig am Umfang des Rades angeordnet sind [1]. Die einzelnen Tonnen sind drehbar gelagert und dessen Drehachsen sind in einem 45 Grad Winkel zur Radachse versetzt. Dabei gibt es Mecanum-Räder mit Tonnen, die an ihren Enden, sowie welche, bei denen die Tonnen mittig gelagert sind.

2.1.1 KINEMATIK

Werden die einzeln angetriebenen Räder in einer Fahrzeugplattform mit einer Radanzahl größer gleich drei zusammengesetzt, können flächenbewegliche Bewegungsprofile ausgeführt werden [1]. Dies bedeutet Translationen entlang und quer zur Fahrzeuglängsachse und die Rotation um die Fahrzeughochachse, also drei Freiheitsgerade [1]. Die Translationen und Rotationen werden durch die Drehzahl und Drehrichtung der einzelnen Räder definiert. Durch eine Überlagerung der einzelnen Translationen und Rotationen wird die Flächenbeweglichkeit, auch Omnidirektionalität bezeichnet, realisiert.

2.1.2 ABROLLVERHALTEN

Das Abrollverhalten von Mecanum-Rädern unterscheidet sich von dem konventioneller Radbandagen. Global gesehen haben Mecanum-Räder einen kontinuierlichen Bodenkontakt. Die einzelnen Tonnen hingegen weisen einen unstetigen Bodenkontakt auf [2]. Beim Abrollen der Räder bewegt sich der Aufstandspunkt des in Fahrtrichtung

vorderen Rades auf einer zur Raddrehachse parallelen Linie auf der Tonne von außen nach innen [3]. Beim Wechsel zwischen zwei benachbarten Tonnen springt der Aufstandspunkt wieder nach außen. Bei Mecanum-Rädern mit mittig gelagerten Tonnen kommt ein weiterer unstetiger Bodenkontakt der Tonnen im Übergang der Lagerstelle hinzu. Dieses unstetige Abrollverhalten verursacht Vibrationen in vertikaler Richtung, die sich auf das gesamte Fahrzeug auswirken können [2]. Die Vibrationen äußern sich in einem Vielfachen der Eigenfrequenz.

2.2 TRANSPORTBELASTUNGEN IN DER LOGISTIK

Ladungsträger und -güter erfahren in der (Intra-)Logistik diverse Belastungen. Diese können durch Beschleunigungen beim Transport, Stöße beim Handling und Kommissionieren oder durch eingeleitete Vibrationen verursacht werden. Die auftretenden Transportbelastungen können eine Beschädigung des Ladungsguts zur Folge haben und sich negativ auf den Ladungsträger, das Transportfahrzeug oder die Fördertechnik und auf die Ladungssicherung auswirken [4]. Um primär nicht die Qualität des Ladungsguts zu verschlechtern, aber auch um die Langlebigkeit des Ladungsträgers und Transportmittels zu maximieren, sollten möglichst geringe, auftretende Transportbelastungen angestrebt werden.

Betrachtet man die Intralogistik, besteht eine Vielzahl an Lösungen, wie Fördertechnik und Transportmittel aufgebaut und eingesetzt werden. Ebenso divers sind die Infrastrukturen in der Intralogistik aufgebaut. Aufgrund dieser Vielfalt lässt sich keine einheitliche Aussage zu den Transportbelastungen in der Intralogistik aufstellen. Deutlich weniger komplex und mit ausgeprägter Standardisierung ist der Straßengüterverkehr aufgebaut. Hier treten nachweislich die stärksten Transportbelastungen beim Lastkraftwagentransport auf [4]. Aus diesem Grund wird der LKW-Transport als Referenzsystem bei der Evaluation von Transportbelastungen herangezogen.

2.2.1 SIMULATION VON TRANSPORTBELASTUNGEN

Die beim LKW-Transport auftretenden Transportbelastungen können in einer Schwingprüfung realitätsnah nachgebildet werden und sind in der DIN EN ISO 13355 und ASTM D4169 festgehalten [4]. Dazu werden die Prüfkörper inklusive Ladungsträger auf einer Schwingprüfeinrichtung, auch Schwingtisch oder Rütteltisch genannt, mit verschiedenen Belastungsintensitäten rauschförmig angelegt. Diese Intensitäten der Anregung basieren auf realen Messwerten, die auf westeuropäischen Autobahnen ermittelt wurden [4]. Die Belastungsintensitäten können in folgende Kategorien unterteilt werden, die dem zugehörigen Straßenzustand entsprechen:

- Gute Straße (good road)
- Schlechte Straße (bad road)

- Sehr schlechte Straße (very bad road)

Wird dabei die very bad road als die höchste Intensität definiert, entspricht die good road 50% und bad road 80% dieser maximalen Intensität. Die genauen Intensitäten der verschiedenen Frequenzen sind Tabelle 1 zu entnehmen.

Tabelle 1. Intensitäten der Anregungen verschiedener Profile

Frequenz [Hz]	Good Road Intensität [g ² /Hz]	Bad Road Intensität [g ² /Hz]	Very Bad Road Intensität [g ² /Hz]
3	0,004521	0,011357	0,018000
4	0,004521	0,011357	0,018000
6	0,000181	0,000454	0,000720
12	0,000181	0,000454	0,000720
16	0,000904	0,002271	0,003600
25	0,000904	0,002271	0,003600
30	0,000181	0,000454	0,000720
40	0,000904	0,002271	0,003600
80	0,000904	0,002271	0,003600
100	0,000090	0,000227	0,000360
120	0,000041	0,000103	0,000164

Zur weiteren Analyse können die aus dieser Anregung resultierenden Schwingungen im Prüfkörper durch geeignete Messinstrumente aufgenommen werden. Für die Betrachtung der Transportbelastung sind die vertikalen Beschleunigungen ausschlaggebend [4].

2.2.2 SPEKTRALE BESCHLEUNIGUNGSDICHTE

Ein gemessenes Beschleunigungs-Zeit-Signal kann mittels der Fourier-Transformation in ein PSD (Power Spectral Density) -Diagramm überführt werden [4]. Das PSD-Diagramm gibt die spektrale Beschleunigungsdichte in g²/Hz über der Frequenz an, sodass eine Vielzahl von simulierten Teststrecken zeitunabhängig in einem PSD-Diagramm abgebildet werden können [4]. Aus dem Diagramm lassen sich dann Aussagen zu den auftretenden Transportbelastungen treffen und den entsprechenden Frequenzen zuordnen.

3 MATERIAL UND METHODEN

In dieser Ausarbeitung wird untersucht, ob sich durch Mecanum-Räder entstehende Vibrationen in potenziell schädlicher Weise auf die Ladung des Transportroboters O³dyn (siehe 3.1) auswirken und welchen Einfluss

konstruktive Details an Fahrzeug-Chassis und -Fahrwerk darauf haben. Dazu werden bei Fahrten auf unebenem Untergrund die an das Fahrzeug übertragenen Vibrationen mittels Schwingungsdatenschreiber (siehe 3.4) gemessen. Äquivalent dazu werden die Vibrationen einer beladenen Referenz-Palette (siehe 3.3) aufgezeichnet. Die Messfahrten werden mit unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen (siehe 3.2) wiederholt. Um die auf die Referenz-Palette einwirkenden Schwingungen einordnen zu können, werden ebenfalls die Vibrationen beim Transport auf gleichem Untergrund mit Handgabelhubwagen und Gabelstapler, sowie auf einem mit unterschiedlichen Intensitäten beaufschlagten Schwingtisch (siehe 3.5) gemessen. Die aufgenommenen Daten werden in MATLAB ausgewertet und die spektrale Beschleunigungsdichte ermittelt. Die Auswertung quantifiziert den Energieeintrag in die Ladung für die verschiedenen Transportarten.

3.1 FAHRERLOSE TRANSPORTFAHRZEUG O³DYN

Das Fahrerlose Transportfahrzeug O³dyn [5, 6] wurde am Fraunhofer-Institut für Materialfluss und Logistik in Dortmund mit dem Ziel entwickelt, Europaletten im Innen- und Außenbereich mit hoher Dynamik zu transportieren. Um bestmögliche Manövrierbarkeit bei möglichst kompakter Fahrzeugkontur zu gewährleisten, wurde O³dyn mit einem Mecanum-Fahrwerk ausgestattet (siehe Abbildung 1). Mit diesem und mit rund 60 kW Antriebsleistung beschleunigt es auch vollbeladen mit 4 m/s² auf eine maximale Geschwindigkeit von 10 m/s omnidirektional in jede Richtung.



Abbildung 1. O³dyn

O³dyn hat eine Größe von 2005 mm x 1450 mm x 744 mm (L, B, H) und unbeladen ein Gesamtgewicht von 460 Kg. Es kann Nutzlasten von bis zu 350 Kg transportieren. Dazu wurde das Fahrzeug in einer U-Form konstruiert. Um einen Ladungsträger aufzunehmen, umschließt es diesen von drei Seiten. Die Palette wird dann seitlich mit schwenkbaren Klinken arretiert. Zur Lokalisierung und Navigation steht dem Roboter verschiedene Sensorik zur Verfügung. Dazu zählen Mehr- und Einlagenlaserscanner, TOF-Kameras, RGB-Kameras, dGPS-Empfänger, IMUs und Odometrie. Die Hauptstrukturen des Fahrzeugchassis bestehen aus 80 mm x 80 mm Aluminiumprofil. Dadurch kann der Fahrzeugprototyp während der Entwicklung

flexibel angepasst und erweitert werden. Die Radaufhängung kann starr oder gefedert ausgeführt werden. Mehr dazu in 3.2.

3.2 FAHRZEUGKONFIGURATIONEN

Zur Untersuchung des Energieeintrags in die Ladung des Fahrzeugs werden drei verschiedene Fahrzeugkonfigurationen betrachtet. Die Veränderungen beziehen sich sowohl auf die Radaufhängung als auch auf das Fahrzeugchassis.

In der ersten Konfiguration sind die Mecanum-Räder starr mit dem Chassis verbunden. Es gibt keine Federung oder Dämpfung. Diese Konfiguration ist sehr verbreitet für Mecanum-Fahrzeuge, da es die mechanisch am wenigsten aufwändige ist. Ebenso kann es für bestimmte Anwendungen sinnvoll sein, Feder- und Wank-Bewegungen des Fahrzeugaufbaus zu vermeiden.

In Konfiguration zwei verfügt das Fahrzeug über Luftfedern und Stoßdämpfer (siehe Abbildung 2). Als Luftfedern kommen Dreifaltenbälge des Typs „Dunlop design line 4 ½“ x 3“ des Herstellers „Rubena s.r.o.“ zum Einsatz. Die Stoßdämpfer wurden nach individueller Spezifikation von der „KW automotive GmbH“ hergestellt. Das Übertragungsverhältnis zwischen Rad und Feder/Dämpfer beträgt 1,7.

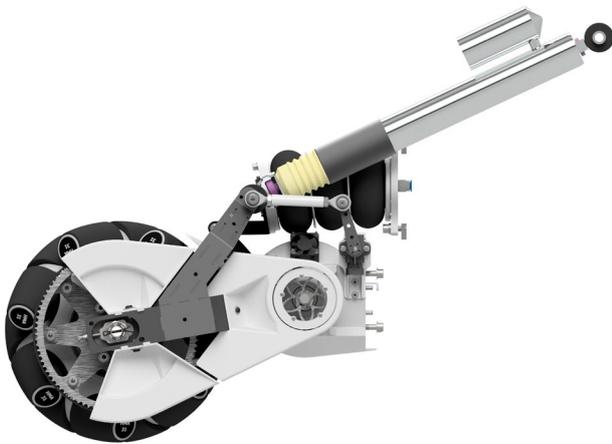


Abbildung 2. Antriebsmodul von O³dyn

Die dritte Konfiguration basiert auf der luftgefederten Konfiguration 2. Zusätzlich wurde das Fahrzeugchassis verstärkt. Da das Fahrzeug ein U-Förmiges Design aufweist, um die Palette dreiseitig zu umschließen, sind zwar die beiden vorderen Radaufhängungen steif miteinander verbunden, es gibt jedoch keine Querverbindung zwischen den beiden hinteren Rädern. Durch diese freistehenden Räder und durch die seitlichen Strukturen des Fahrzeugchassis, welche aus Aluminiumprofilen bestehen, weist das Fahrzeugchassis in diesem Bereich eine reduzierte Verwindungssteifigkeit auf. In dieser Konfiguration wurde eben diese Verwindungssteifigkeit der seitlichen Fahrzeugstrukturen durch ein zusätzliches Aluminium-Profil (siehe

Abbildung 3), welches die offene Fahrzeugkontur schließt, erhöht.



Abbildung 3. O³dyn mit Querprofil

3.3 LADUNGSTRÄGER MIT PRÜFGEWICHT

Für alle Untersuchungen wurde ein speziell präparierter Ladungsträger verwendet. Dabei handelt es sich um eine handelsübliche Europalette im neuwertigen Zustand, welche mit einem Prüfgewicht beladen wurde (siehe Abbildung 4). Das Prüfgewicht ist eine Stahlplatte mit Abmessungen von 800 mm x 600 mm x 64 mm (L x B x H) und einem Gewicht von 247 Kg. Dieses wurde mittig auf der Palette platziert und mit Kunststoff-Spannbändern befestigt. Zusätzlich wurde es mit einer Gummimatte gegen Verrutschen gesichert. Mithilfe einer Montagevorrichtung wurde das Schwingungsmessgerät mittig auf dem Prüfgewicht angebracht.



Abbildung 4. Ladungsträger mit Prüfgewicht

3.4 VIBRATIONSDATENSCHREIBER „SAVER 3X90“

Die Messung aller auftretenden Schwingungen und Vibrationen erfolgte mittels eines Vibrationsdatenschreibers des Typs „SAVER 3X90“ des Herstellers „Lansmont“ [7] (siehe Abbildung 5). Dieser verfügt über einen

triaxialen Beschleunigungsmesser, der die Beschleunigungen in den drei Raumachsen misst und mit dem zugehörigen Zeitstempel versieht [7]. Die Messungen können in definierten Abständen oder zu bestimmten Aufwachintervallen gestartet werden. Neben den Beschleunigungsdaten können auch Temperatur- und Feuchtigkeitsdaten gemessen werden [7].



Abbildung 5. Vibrationsdatenschreiber Saver 3X90 [7]

3.5 REFERENZMESSUNGEN UND -TRANSPORTMITTEL

Um den gemessenen Energieeintrag in die Ladung qualitativ bewerten zu können, werden Vergleichsmessungen herangezogen, die beim Transport des identischen Ladungsträgers mit anderen, herkömmlichen Transportmitteln der (Intra-)Logistik aufgenommen wurden. Als Referenztransportmittel wurden Handgabelhubwagen, Gabelstapler und Lastkraftwagen betrachtet.

Der im Versuch verwendete Handgabelhubwagen ist ein Hubwagen des Typs „TM 22“ des Herstellers „MIC“. Dessen Fahrwerk verfügt über keinerlei Federung oder Dämpfung. An der Vorderachse befinden sich zwei Räder mit Vollgummibereifung und 170 mm Durchmesser. An der Hinterachse, unter den Gabeln, kommen zwei Radpaare mit jeweils zwei Polyurethanrollen mit einem Durchmesser von 82 mm zum Einsatz. Diese und weitere technische Daten sind [8] zu entnehmen.

Für die zweite Referenzmessung wurde der Ladungsträger mit Prüfgewicht mittels Elektro-Gabelstapler transportiert. Hierzu wurde ein Stapler des Typs „R 50-16“ des Herstellers „Still“ herangezogen. Der Ladungsträger lag beim Transport auf den Zinken auf und hatte Kontakt zum Gabelträger.

Anders als bei den beiden vorhergegangenen Transportmitteln wurde der Energieeintrag in den Ladungsträger beim Transport mittels Lastkraftwagen nicht im realen Fahrversuch ermittelt. Stattdessen wurde der mit dem Schwingungsmessgerät ausgestattete Ladungsträger mit Prüfgewicht auf einem Schwingtisch befestigt, welcher die definierten Schwingungsprofile „Good Road“, „Bad Road“ und „Very Bad Road“ emittierte. Siehe hierzu 2.2.1.

3.6 VERSUCHSREIHEN

Die hier durchgeführten Untersuchungen untergliedern sich in zwei Versuchsreihen. Die beiden Versuchsreihen sind so angelegt, dass die erste Versuchsreihe den Vergleich der Fahrzeugkonfigurationen untereinander ermöglicht und die zweite eine Relation zu den Referenztransportmitteln herstellt. Hierzu werden die veränderlichen Parameter Transportmittel, Fahrzeugkonfiguration, Fahrzeuggeschwindigkeit, Bewegungsrichtung, Untergrund und Messmittelaufnahmeposition wie folgt gewählt.

Die erste Versuchsreihe bezweckt jene der drei Fahrzeugkonfiguration zu ermitteln, die die geringste Vibrationsintensität am Chassis aufweist und auf die Ladung überträgt. Um die Konfigurationen genauer betrachten und miteinander vergleichen zu können, wurden die Versuchsfahrten hier unter definierten Bedingungen durchgeführt. Translatorische Fahrzeugbewegungen wurden mit einer konstanten Geschwindigkeit von 2 m/s durchgeführt, rotatorische mit konstanten 2 rad/s. Die möglichen Fahrrichtungen, Längs- und Querfahrt, sowie die Rotation um die Fahrzeughochachse wurden separat betrachtet. Alle Fahrten dieser Versuchsreihe wurden auf Asphalt durchgeführt, um externe Einflüsse, etwa durch Bodenunebenheiten oder Fugen zu minimieren. Das Schwingungsmessgerät wurde während dieser Versuchsreihe am Fahrzeugchassis befestigt. Ebenfalls wurden Schwingungsmessungen an der Last durchgeführt. So konnte überprüft werden, ob eine Reduzierung der Schwingungen am Chassis ebenso eine Reduzierung derer an der Ladung darstellt.

In der zweiten Versuchsreihe liegt der Fokus darauf, die in die Ladung übertragenen Vibrationen beim Transport mit O³dyn qualitativ einzuordnen. Dazu wurden diese mit den beim Transport mit Handgabelhubwagen, Gabelstapler und LKW gegenübergestellt. Dazu ist das Schwingungsmessgerät an der Ladung angebracht. Die Versuchsfahrt ist darauf abgestimmt eine durchschnittliche Transportfahrt abzubilden. Sie enthält eine möglichst große Bandbreite an Fahrgeschwindigkeiten, Fahrrichtungen und Untergründen. Die Fahrgeschwindigkeiten liegen in einem Bereich zwischen 0 m/s und 5 m/s und decken damit den für die meisten Anwendungen typischen Bereich ab. Während der Fahrten wurde das Fahrzeug in alle Richtungen bewegt. Es wurden Längs-, Quer- und Diagonalfahrten, sowie Rotationen um die Fahrzeughochachse durchgeführt. Des Weiteren wurden die Fahrten auf verschiedenartigen Untergründen durchgeführt. Dazu zählen Hallenboden, Asphalt und Pflastersteine. Es gab Bodenwellen und Entwässerungsrinnen. Die Untersuchungen der Referenztransportfahrzeuge (3.5) wurde unter identischen Bedingungen durchgeführt, um eine bestmögliche Vergleichbarkeit zu erzielen.

4 ERGEBNISSE UND INTERPRETATION

Wie in 3.6 beschrieben, wurde die Untersuchung anhand zweier Versuchsreihen durchgeführt. In allen Versuchen wurden die aufgetretenen Vibrationen messtechnisch erfasst. Die aufgenommenen Beschleunigungswerte wurden in MATLAB überführt und deren spektrale Beschleunigungsdichte ermittelt. Im Folgenden sind die Ergebnisse aufgeführt. Es wurden ausschließlich vertikal wirkende Beschleunigungen betrachtet (siehe 2.2.1).

4.1 AUSWIRKUNGEN KONSTRUKTIVER ÄNDERUNGEN AM FAHRZEUG O³DYN

Die erste Versuchsreihe hatte das Ziel, die Auswirkungen verschiedener konstruktiver Anpassungen am FTF O³dyn zu erfassen. Untersucht wurden drei Konfigurationen: Starre Radaufhängung (Rigid Suspension), Luftfahrwerk (Airride) und versteiftes Chassis (Rigid Chassis) (siehe 3.2). Der Schwingungsdatenschreiber wurde zur Messung über eine entsprechende Aufnahme in mittiger Fahrzeugposition am Fahrzeugchassis befestigt. Die Versuchsreihe wurde mit dem vom Fahrzeug aufgenommenen Ladungsträger mit Prüfgewicht durchgeführt.

Um eine Vergleichbarkeit der Fahrtrichtungen zu ermöglichen, wurden diese getrennt voneinander ausgeführt und gemessen. Dabei wurde bei der Längs- (in X-Richtung) und Querverfahrt (in Y-Richtung) mit einer konstanten Geschwindigkeit von 2 m/s gefahren. Die Rotation um die Fahrzeughochachse (in Z-Richtung) erfolgte mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit von 2 rad/s. Die Abbildung 6 zeigt die Intensitäten in X-Richtung.

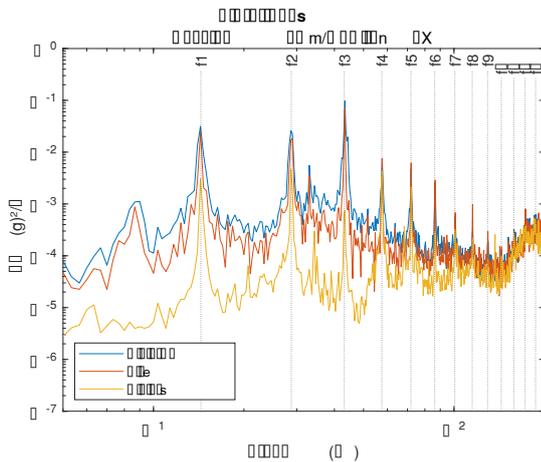


Abbildung 6. Intensität am Chassis, Translation in X

Hier fallen die Überhöhungen, auch Peaks genannt, bei f1 bis f13 auf. Diese entsprechen der siebenfachen Raddrehzahl und deren entsprechenden Vielfachen. Die siebenfache Raddrehzahl lässt sich auf die mit sieben Tonnenpaaren ausgestatteten Mecanum-Räder zurückführen. Die Ausprägung entsteht durch den Wechsel des Bodenkontaktpunktes zweier benachbarter Tonnen (siehe 2.1.2). Ein Vergleich der Intensitätsverläufe lässt keinen eklatanten

Unterschied der Konfiguration mit starrer Radaufhängung und Luftfahrwerk erkennen. Hingegen sind die Intensitäten der Fahrzeugkonfiguration mit verstärktem Chassis zwischen den Peaks bis 120 Hz deutlich geringer und auch die Peaks f1 bis f3 sind schwächer ausgeprägt. Die Fahrt in Querrichtung ist in Abbildung 7 dargestellt.

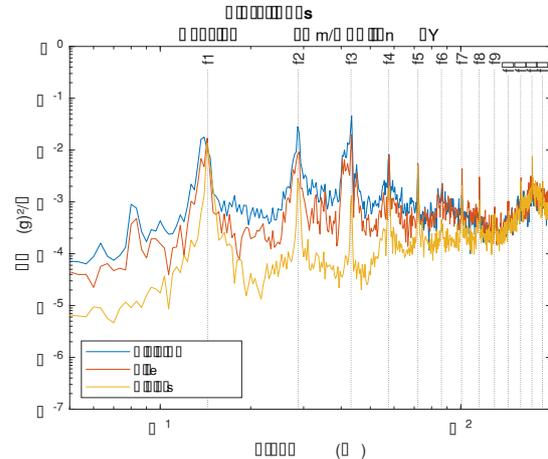


Abbildung 7. Intensität am Chassis, Translation in Y

Die Verläufe weisen eine auffällende Ähnlichkeit zur Längsfahrtrichtung auf. Der Unterschied der Intensitäten zwischen dem verstärkten Chassis und der starren Radaufhängung bzw. dem Luftfahrwerk sind nicht mehr ganz so stark ausgeprägt wie in X-Richtung. Auch der Peak f1 ist beim versteiften Chassis deutlich ausgeprägter und erreicht bei Querverfahrt ein gleiches Niveau wie die andere Fahrzeugkonfigurationen. Abbildung 8 zeigt die Rotation um die Fahrzeughochachse Z.

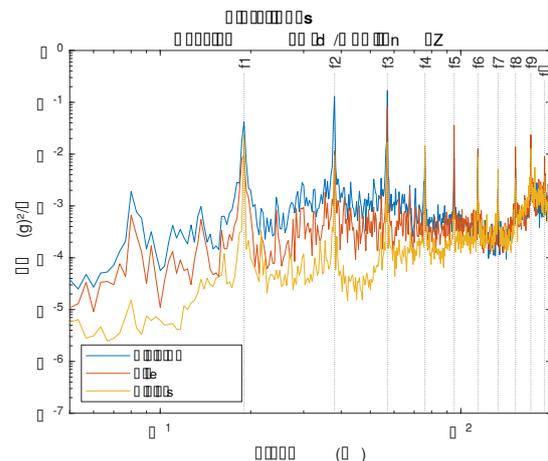


Abbildung 8. Intensität am Chassis, Rotation um Z

Die Rotation um die Fahrzeughochachse weist ebenso die charakteristischen Peaks der Vielfachen der siebenfachen Raddrehzahl auf. Die höheren Frequenzen sind auf die höheren Raddrehzahlen bei der Rotation zurückzuführen. Ähnlich wie in X- und Y-Fahrtrichtung liegen die Intensitäten bei der Fahrzeugkonfiguration mit versteiftem Chassis auch bei der Rotation um Z zwischen den Peaks

unter denen der anderen Konfigurationen. Die Peaks weisen hingegen ähnlich hohe oder geringfügig niedrigere Intensitäten bei verstärktem Chassis auf.

Besonders auffällig ist die Überhöhung bei ca. 8 Hz der Fahrzeugkonfigurationen mit starrer Radaufhängung und Luftfahrwerk, die bei allen drei Bewegungsrichtungen auftritt. Bei dem verstärkten Chassis ist diese Überhöhung in keiner der drei Bewegungsrichtungen signifikant ausgeprägt. Außerdem scheint diese Überhöhung unabhängig von der Raddrehzahl zu sein, da diese, trotz höherer Raddrehzahlen bei der Rotation um Z, nicht wie die Peaks f1 bis f10 verschoben ist, sondern immer noch bei 8 Hz liegt. Dieser Zusammenhang lässt vermuten, dass die Eigenfrequenz der seitlichen Fahrzeugstrukturen zu den Hinterrädern bei 8 Hz liegt und durch die eingebrachte Versteifung gedämpft wurde. Dies zeigt, dass die konstruktiven Veränderungen des Chassis zum Teil deutliche Verbesserungen im Vibrationsübertragungsverhalten bewirken. Die dritte Fahrzeugkonfiguration, bestehend aus Luftfahrwerk und versteiftem Chassis, weist somit die niedrigsten Intensitäten bei allen Bewegungsrichtungen auf und ist im Bereich der Peaks, verglichen mit den anderen Konfigurationen, höchstens genauso stark ausgeprägt. Diese Konfiguration erscheint vielversprechend und wird in Versuchsreihe 2 weiter betrachtet. Zunächst wird aber noch geprüft, ob sich das veränderte Schwingverhalten des Chassis auf die Ladung auswirkt. Die Abbildung 9 zeigt die in X-Fahrtrichtung aufgenommene Intensität an der Ladung.

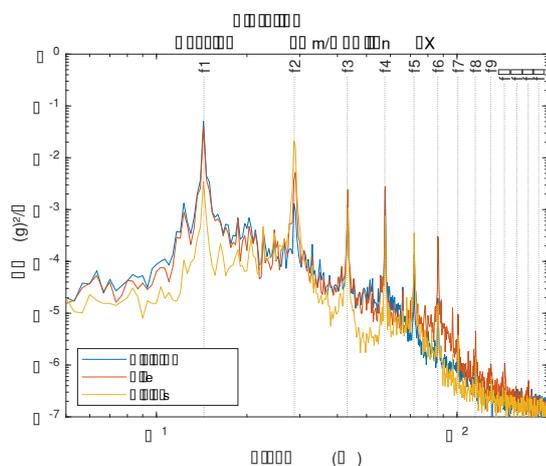


Abbildung 9. Intensität in der Ladung, Translation in X

Die mittlere Intensität, gemessen am Chassis, kann als annähernd konstant betrachtet werden. Bei der Messung an der Ladung ist jedoch ein deutlicher Abfall der Intensität bei steigender Frequenz zu erkennen. Dies könnte auf die Trägheit des Prüfgewichts und den flexiblen Ladungsträger aus Holz, der höhere Frequenzen dämpft und diese nicht übertragen kann, zurückgeführt werden. Weiterhin fällt auf, dass die Überhöhung bei 8 Hz nicht mehr präsent ist. Dies könnte einerseits darauf beruhen, dass das Lastaufnahmemittel an einer Stelle des Chassis angebracht ist, an der diese Frequenzen nicht sehr stark ausgeprägt sind.

Andererseits könnte dies darauf zurückgeführt werden, dass die niederfrequenten Schwingungen bei der Übertragung auf die Ladung durch das Lastaufnahmemittel gedämpft werden. Der Unterschied zwischen den drei Konfigurationen ist bei der Messung an der Ladung im Vergleich zur Messung am Chassis weniger ausgeprägt. Dennoch sind die Intensitäten bei der Konfiguration mit verstärktem Chassis, mit Ausnahme von Peak f2, am niedrigsten.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Messergebnisse, die an der Ladung aufgenommen wurden, nicht den Messergebnissen am Chassis widersprechen. Die Fahrzeugkonfiguration 3 wird daher in der Versuchsreihe 2 (siehe 4.2) weiter betrachtet.

4.2 ENERGIEEINTRAG IN LADUNG

Die zweite Versuchsreihe hatte das Ziel, die in Versuchsreihe 1 als am besten geeignet identifizierte Fahrzeugkonfiguration 3 mit Referenztransportmitteln (siehe 3.5) gegenüberzustellen. Zu den Referenztransportmitteln zählen der Handgabelhubwagen, Elektro-Gabelstapler und Lastkraftwagen. Die Messungen wurden auf dem mit Prüfgewicht ausgestatteten Ladungsträger durchgeführt. Der Transport mit O³dyn erfolgte wie in Versuchsreihe 1. Beim Handgabelhubwagen sowie Elektro-Gabelstapler wurde der Ladungsträger konventionell mit den Zinken aufgenommen. Der Transport mittels LKW wurde, wie in 3.5 beschrieben, durch einen Schwingtisch substituiert. Im Gegensatz zur Versuchsreihe 1 wurden die Versuchsfahrten hier auf diversen Untergründen, wie Hallenboden, Asphalt und Pflastersteine inklusive Bodenwellen und Entwässerungsrinnen durchgeführt. Auch die Geschwindigkeit wurde in einem Bereich von 0 m/s bis 5 m/s variiert. Die Fahrt mit O³dyn beinhaltete Längs- und Querfahrten sowie Rotationen. Die Abbildung 10 zeigt die Intensität in der Ladung bei der Fahrt mit O³dyn, Handgabelhubwagen und Gabelstapler.

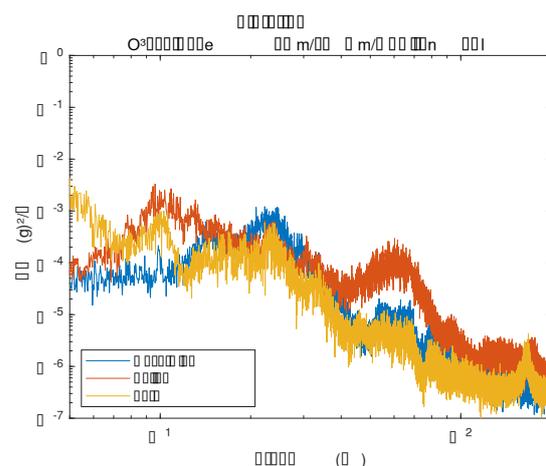


Abbildung 10. Intensität in der Ladung, O³dyn, Handgabelhubwagen, Gabelstapler

Es ist zu erkennen, dass sich O³dyn weitestgehend gleich zum Gabelstapler verhält und nur leicht höhere

Intensitäten aufweist. Im unteren Frequenzbereich von 5 Hz bis 12 Hz liegt der Stapler über O³dyn. Hier hat der Gabelstapler charakteristische Erhöhungen bei 3 Hz, 6 Hz und 12 Hz, die den Eigenfrequenzen der Gabelzinken mit Ladungsträger und Prüfgewicht, bedingt durch die auskragende Last im Vergleich zum Massenschwerpunkt des Staplers, zugeordnet werden können.

Der Handgabelhubwagen weist deutlich höhere Intensitäten, mit Ausnahme des Peaks bei 25 Hz, im Vergleich zu O³dyn auf. Besonders auffällig sind die Überhöhungen bei 10 Hz und 60 Hz. Diese lassen sich auf die Eigenfrequenzen der mechanischen Strukturen des Handgabelhubwagens zurückführen.

In Abbildung 11 sind die Intensitäten von O³dyn gegen die drei Belastungsintensitäten good road, bad road und very bad road des Lastkraftwagens aufgeführt.

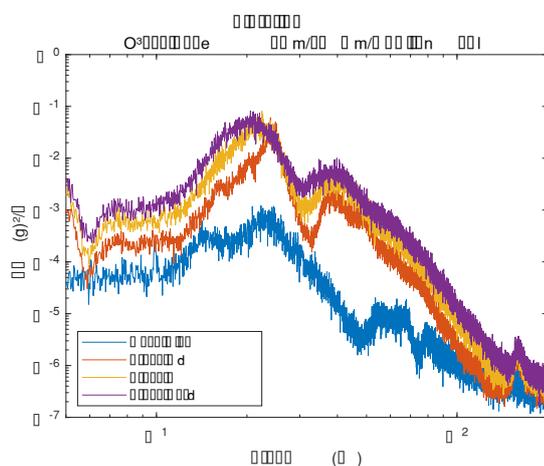


Abbildung 11. Intensität in der Ladung, O³dyn, Lastkraftwagen

Beim Vergleich der Verläufe ist zu erkennen, dass die beim Transport mit O³dyn auftretenden Intensitäten deutlich niedriger sind als beim LKW-Transport. Damit ist auch der Energieeintrag in die Ladung bzw. die Transportbelastungen bei O³dyn wesentlich geringer.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Transportbelastungen bei O³dyn auf einem vergleichbaren Niveau wie etablierte Transportfahrzeuge der Intralogistik liegen. Die Ladung erfährt sogar weitaus geringere Belastungen beim Transport mit O³dyn als bei einem LKW-Transport bei unterschiedlichen Straßenbedingungen.

5 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

In dieser Arbeit wurde der Einfluss verschiedener konstruktiver Eigenschaften des Fahrerlosen Transportfahrzeuges O³dyn hinsichtlich des Schwing- und Vibrationsverhaltens untersucht. Ebenso wurde dieses mit anderen Transportmitteln verglichen. Dazu wurden in zwei Versuchsreihen die auftretenden Vibrationen am Fahrzeugchassis und an einem Ladungsträger mit Prüfgewicht

erfasst und deren spektrale Beschleunigungsdichte ermittelt. Anhand derer wurden die unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen miteinander verglichen und die vielversprechendste Konfiguration mit anderen Transportmitteln gegenübergestellt. Die erste Versuchsreihe hat gezeigt, dass sich konstruktive Änderungen am Fahrzeugchassis positiv auf das Vibrationsübertragungsverhalten auswirken können. Dadurch konnten die auf die Ladung übertragenen Transportbelastungen reduziert werden. Diese konstruktiven Änderungen an O³dyn wurden in der zweiten Versuchsreihe mit dem Transport mittels Handgabelhubwagen, Gabelstapler und LKW gegenübergestellt. Während bei O³dyn vergleichbare Transportbelastungen, wie beim Handgabelhubwagen und Gabelstapler, registriert wurden, war im Vergleich zum LKW-Transport ein signifikanter Unterschied sichtbar. Hier lagen die an der Ladung gemessenen Transportbelastungen bei O³dyn deutlich unter denen vom LKW.

Daraus lässt sich schlussfolgern, dass die beim Transport mit einem FTF mit Mecanum-Rädern entstehen Vibrationen durch ein geeignetes Fahrwerk reduziert werden können und unter diesen Voraussetzungen keine signifikanten Auswirkungen auf die Ladung zu erkennen sind. O³dyn weist somit vergleichbare Transportbelastungen mit Fahrzeugen in der Intralogistik auf und liegt deutlich unter denen im Straßengüterverkehr.

Die für die Versuchsreihen implementierte Fahrzeugkonfiguration 3 gilt es nun in eine real nutzbare Modifikation des Fahrzeugchassis zu überführen. Die in Abbildung 3 gezeigte Querverbindung der seitlichen Fahrzeugstrukturen würde die Form O³dyns grundlegend verändern und die Funktionalität beim Aufnehmen höher beladener Paletten behindern. Die Querverbindung muss also in Form einer konstruktiven Anpassung der seitlichen Strukturen so integriert werden, dass eine vergleichbare Verwindungssteifigkeit erzielt wird. Diese konstruktiven Änderungen können dann in äquivalenten Versuchsreihen überprüft und mit den in dieser Ausarbeitung erzielten Ergebnissen validiert werden.

Es ist außerdem denkbar, dass durch die höhere Verwindungssteifigkeit des Fahrzeugchassis die Fahreigenschaften, Positioniergenauigkeit und Odometrie O³dyns verbessert werden. Dies könnte eine Ausgangslage für weitere wissenschaftliche Betrachtungen von FTF mit Luftfahrwerken mit O³dyn als Versuchsfahrzeug darstellen.

Die in dieser Ausarbeitung gewonnenen Erkenntnisse sind bedeutsam für die kontinuierliche Weiterentwicklung und Optimierung des FTF O³dyn am Fraunhofer IML.

LITERATUR

- [1] G. Ullrich und T. Albrecht, Fahrerlose Transportfahrzeuge, Eine Fibel - mit Praxisanwendungen - zur Technik - für die Planung, 3., vollständig überarbeitete Auflage Hrg., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019.
- [2] J.-J. Bae und N. Kang, „Design Optimization of a Mecanum Wheel to Reduce Vertical Vibrations by the Consideration of Equivalent Stiffness,“ *Shock and Vibration*, 2016.
- [3] L. Ferrière, B. Raucant und G. Campion, „Design of omnimobile robot wheels,“ in *International Conference on Robotics and Automation*, Minneapolis, 1996.
- [4] B. Sadlowsky und F. Volkmann, „Analysen zur Bestimmung der Prüfdauer für Vibrationsprüfungen genormter Prüfverfahren zur Simulation von Transportschwingungen im Straßengüterverkehr,“ Institut für BFSV an der HAW Hamburg, 2014, 2014.
- [5] Fraunhofer IML, „Hochdynamischer Outdoor Roboter O³dyn,“ 28 04 2022. [Online]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=ianBiJZ-AS4>. [Zugriff am 29 04 2022].
- [6] Fraunhofer IML, „Outdoor-Roboter »Odyn« automatisiert Palettentransport,“ 31 05 2022. [Online]. Available: https://www.impl.fraunhofer.de/de/presse_medien/pressemitteilungen/LogiMAT2022_Odyn.html. [Zugriff am 27 07 2022].
- [7] Lansmont, „SAVER 3X90 Shock And Vibration Field Data Recorder,“ [Online]. Available: https://www.lansmont.com/products/data_loggers/saver_3x90/. [Zugriff am 31 07 2022].
- [8] MIC, „Handgabelhubwagen TM 22,“ [Online]. Available: <https://www.ess-staplerservice.de/downloads/mic/tm22>. [Zugriff am 31 07 2022].

Diese Forschungsarbeit wurde durch das Bundesministerium für Digitales und Verkehr (BMDV) im Rahmen des Projektes Silicon Economy Logistics Ecosystem gefördert.

Einen besonderen Dank möchten wir außerdem unseren Kollegen des Verpackungslabors des Fraunhofer IML für die tatkräftige Unterstützung aussprechen!

Niklas Ullrich, M.Sc., Research Assistant at the Fraunhofer Institute for Material Flow and Logistics in the department of Machines and Facilities. Niklas Ullrich was born in 1991 in Duisburg, Germany. Between 2011 and 2019 he studied Mechanical Engineering at University Duisburg Essen.

Phone: +49 231 9743 353
E-Mail: niklas.ullrich@impl.fraunhofer.de

Max Gössner, M.Sc., Research Assistant at the Fraunhofer Institute for Material Flow and Logistics in the department of Machines and Facilities. Max Gössner was born in 1991 in Dortmund, Germany. Between 2011 and 2019 he studied Mechanical Engineering at Ruhr University Bochum.

Phone: +49 231 9743 147
E-Mail: max.goessner@impl.fraunhofer.de