

Schlussbericht vom 31.01.2023

zu IGF-Vorhaben Nr. 21078 N

Thema

Dynamik und die Wechselwirkung auf den Regalbau von Shuttle-Systemen

Berichtszeitraum

01.07.2020 bis 30.11.2022

Forschungsvereinigung

Forschungsgemeinschaft Intralogistik/Fördertechnik und Logistiksysteme (IFL) e.V.

Forschungseinrichtung(en)

Institut für Fördertechnik und Logistiksysteme (IFL), Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Gefördert durch:

Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass in dieser Beschreibung der Forschungsergebnisse auch mehrere Passagen aus zwei unserer Veröffentlichungen und einer betreuten Masterarbeit an unserem Institut zum Forschungsprojekt übernommen wurden, hier jedoch aus Gründen des besseren Leseflusses nicht mehrfach zitiert werden.

Anbei die beiden Veröffentlichungen (siehe auch Literaturliste am Ende des Berichtes):

- Shuttle-Systeme: Dynamik und Wechselwirkung auf den Regalbau (Azka, Fischer, Mittwollen, Milushev, & Padhy, 2021)
- Paletten-Shuttle-Lager: Dynamik und Wechselwirkung auf den Regalbau (Padhy, Fischer, Mittwollen, Weber, & Milushev, 2022)
- Masterarbeit: Verhalten eines Paletten-Shuttle-Lagers beim Aufprall des Shuttles gegen die Schienenbegrenzung (Wiltz, 2022)

1. Beschreibung des Forschungsvorhabens

Innerhalb weniger Jahre hat sich eine wachsende Zahl von Herstellern mit verschiedenen System-, Fahrzeug-, Antriebs- und Energiekonzepten für Shuttle-Systeme auf dem Markt positioniert. Sowohl Hersteller als auch anwendende Unternehmen erkennen immer mehr den positiven Nutzen durch den Einsatz dieser Systeme. Shuttle-Systeme werden in der Literatur u.a. als „Lagersysteme für die Lagerung [...] von leichten Stückgütern wie Behältern, Schachteln oder Trays“ vorgestellt (VDI-Fachbereich Technische Logistik, 2015). Die einzelnen Komponenten von Shuttle-Systemen nach VDI-Richtlinie 2692 werden in Abbildung 1 dargestellt. Diese Lagersysteme zeichnen sich durch das „Ware-zur-Person“-Prinzip aus und dienen einerseits als hochdynamische Puffer, sind andererseits aber auch für zugriffsschwache Anwendungen geeignet. Eine wesentliche Charakteristik dieser Technologie ist die weitestgehende Trennung von Horizontal- und Vertikaltransport, wobei die Shuttle-Fahrzeuge den Horizontaltransport und die Lastaufnahme sowie -abgabe übernehmen und Lifte den Vertikaltransport realisieren. Außerdem kann mit der Trennung eine Skalierung des Lagersystems über die Anzahl der Shuttle-Fahrzeuge und Aufzüge sowie die Anordnung und damit die Betriebs- und Lagerstrategien erreicht werden. Neben dem Transport von leichten Stückgütern werden Shuttle-Fahrzeuge vermehrt auch beim Palettentransport mit Lasten von über einer Tonne eingesetzt (Schmuck, 2017). Neben den immer größer werdenden Lasten werden die Regale auch immer höher gebaut, um so dem weltweit wachsenden Warenumsatz gerecht zu werden. In der Folge wachsen Belastungen und auf die Regale wirkende Kräfte.



Abbildung 1: Komponenten eines Shuttle-Systems i.A. (VDI-Fachbereich Technische Logistik, 2015)

Bezogen auf den Regalbau eines Shuttle-Systems gibt es viele Gemeinsamkeiten mit dem „klassischen“ Regalbau eines mit Regalbediengeräten (RBG) bedienten Hochregallagers (HRL). Grundsätzlich entspricht das Regal einem Fachboden-, Quertraversen- oder einem Durchlaufregal, wofür die FEM-Regel 9.831 zu Berechnungsgrundlagen für RBG gilt (FEM 9.831, 2012). Fundamentale Unterschiede zwischen dem Regalbau von Shuttle-Systemen und dem Regalbau bei RBG ergeben sich allerdings in folgenden Punkten:

- Jede Ebene benötigt Fahrschienen, die ggf. auch noch mit Energie zu versorgen sind. Schienen und Versorgungsleitungen erfordern zusätzlichen Bauraum und bringen zusätzliche Lasten ein.
- Über die Fahrschienen werden auch die Massen von Shuttle und Ladung als zusätzliche Lasten in die Regale eingebracht. Beschleunigen, Bremsen, Fahren leiten weitere, horizontal und vertikal wirkende dynamische Kräfte in die Regale ein, was unerwünschte und gefährliche Schwingungen der Regale verursachen kann.
- Regale eines Shuttle-Systems sind nicht zwangsläufig an rechteckige Arbeitsräume bzw. -flächen gebunden. Daher sind letztlich beliebige Baukörper für den Regalbau realisierbar, theoretisch auch mit unterschiedlichen Längen und Höhen für die einzelnen Regalebenen.
- Begehbare Wartungsplattformen können direkt ins Regal integriert werden. Außerdem können einzelne Shuttle-Fahrzeuge aus dem Regal herausfahren oder herausgehoben werden, was die Wartung der Fahrzeuge außerhalb des Regals erlaubt - ohne Beeinflussung des laufenden Betriebs.
- Ein besserer Volumennutzungsgrad wird erzielt, da ein sehr geringes unteres Anfahrmaß konstruktiv realisiert werden kann.
- Für den Gassen- und Vertikaltransport werden hier Förderstrecken und Lifte anstelle der RBG eingesetzt, wodurch Fahrschienen und Puffer für die RBG obsolet werden.

Generell werden die Lagereinheiten (LE) auf einfachen Fachböden oder Tiefenaufgaben gelagert, wobei die Regalfächer mehrere LE aufnehmen können. Dabei hängt die Anzahl der aufzunehmenden LE maßgeblich von den Abmessungen und den Nutz- und Eigenmassen der LE ab. Shuttle-Systeme sind charakterisiert durch viele sich hochdynamisch bewegende Shuttle-Fahrzeuge in einem hochdichten Lagersystem. Deshalb wird der Stahlbau der Regale robust und stabil ausgelegt, um den erwarteten dynamischen Zusatzbelastungen standhalten und eine ausreichende Sicherheit bieten zu können.

Dem Regalbau bei Shuttle-Systemen muss eine erhöhte Beachtung zukommen, um die Versagensgefahren durch Shuttle-induzierte Schwingungen bei gleichzeitiger wirtschaftlicher Optimalität, z.B. bei Materialeinsatz und Betriebsweise, minimieren zu können. Auslegungsnormen für den Regalbau wie bei RBG-Systemen existieren für Shuttle-Systeme jedoch noch nicht. Außerdem werden Shuttle-Systeme bisher in den Auslegungsvorschriften hauptsächlich für leichte Güter oder AKL-Systeme betrachtet; der zunehmende Palettentransport durch Shuttle-Systeme war bisher noch nicht Gegenstand von Untersuchungen. Aufgrund der größeren Massen, die beim Palettentransport durch die schwereren Güter sowie die größer dimensionierenden Shuttle-Fahrzeuge entstehen, sind die zusätzlichen dynamischen Kräfte hier noch größer als bei Shuttle-Systemen mit leichten Gütern (Piazza & Schiffler, 2012). Dadurch steigt das Risiko eines Totalversagens des gesamten Regalbaus. Ebenfalls sind bisher weder von leichten noch von schweren Systemen Zusammenhänge und Wechselwirkungen zwischen Fahrzeugen, Liften und Regal untersucht worden.

Offene Fragen bzw. Problemstellungen für die Hersteller und Anwender von Lagersystemen mit Shuttle-Fahrzeugen sind daher:

- Welchen Einfluss hat das gleichzeitige Abbremsen mehrerer Shuttle-Fahrzeuge auf das Schwingungsverhalten des gesamten Shuttle-Systems?
- Wie groß ist die dadurch entstehende maximale Auslenkungsamplitude (der Steher)?
- Kann durch ein (ungünstig) zeitlich gestaffeltes Abbremsen der Shuttle-Fahrzeuge der Regalbau zu einer Resonanzschwingung angeregt werden?
- Welche Schwingungen (Eigenformen) werden durch Shuttle- und Satellitendynamik im Regal angeregt und können diese (wann) zum strukturellen Versagen des Regals führen?
- Wie hängt das Schwingungsverhalten der Regale mit der Beschleunigung und Geschwindigkeit der Shuttles sowie der Befestigung der Fahrschienen an den Regalen zusammen?
- Welcher Effekt hat einen Stoß zwischen Shuttle-Fahrzeug und der Schienenbegrenzung auf das Regal?

Das aus diesen Fragestellungen resultierende Potential und auch die möglichen Gefahren sollen in Abhängigkeit von den sich im Einsatz befindlichen Shuttle-Fahrzeugen in diesem Projekt untersucht, modelliert und bewertet werden. Da häufig Kombinationen aus Shuttlefahrzeug (für die Bewegung längs der Gasse) und Satellit (für Ein-/Auslagerung in den Lagerkanälen quer zur Gasse) eingesetzt werden, werden diese in die Untersuchung mit einbezogen. (verkürzend wird im Weiteren von „Shuttle-Systemen“ gesprochen) Ziel soll die Bereitstellung von Handlungsempfehlungen mit Dimensionierungsgrundlagen sowohl für Hersteller von Shuttle-Fahrzeugen und Liften als auch für Hersteller von Regalen sein.

2. Durchgeführte Arbeit

2.1. AP 1: Aufarbeitung des Stands der Technik und Wissenschaft von Shuttle-Systemen und des Regalbaus

Durchgeführte Arbeiten

- Stand der Technik und Forschung von Shuttle-Systemen und des Regalbaus
- Verfügbare Normen, Regeln, Richtlinien und ihre Anwendbarkeit bzw. Übertragbarkeit auf Shuttle-Systeme

Erzielte Ergebnisse

Shuttle-Systeme erfreuen sich wachsender Beliebtheit und sind aufgrund ihrer Vorteile – höhere und skalierbare Leistung, bessere Raumausnutzung – inzwischen zu einer attraktiven Alternative gegenüber Regalbediengeräte-basierten Hochregallager-Systemen geworden. Allerdings besitzen sie eine größere Komplexität infolge der Trennung in Komponenten (Fahrzeuge) für den Horizontal- und (Lift) für den Vertikaltransport. Die größere Flexibilität bedeutet jedoch auch eine höhere Komplexität dieser Systeme (Technische Logistik, September 2020). Je nach Anwendungsfall lassen sich verschiedene Lagergeometrien realisieren sowie die Anzahl der Shuttle-Fahrzeuge oder auch der Vertikalförderer variieren.

Eine Marktrecherche hat ergeben, dass es aktuell mehr als 25 Hersteller von Shuttle-Systemen gibt, welche für unterschiedliche Anwendungsfälle verschiedene Systemkonfigurationen entwickelt haben. Diese Systemkonfigurationen wurden anschließend analysiert und klassifiziert

und daraus eine detaillierte Beschreibung aller vorhandenen Systeme abgeleitet. Die folgende Abbildung zeigt eine Klassifizierung von Shuttle-Systemen in einem sehr hohen Abstraktionsgrad – die tatsächliche Kombinatorik ist weitaus höher.

Systemkonfiguration						
Klassifikation	Horizontale Bewegung	Shuttle Fahrzeug	Shuttle Fahrzeug	Regalbediengerät	Shuttle Fahrzeug	Satellite Fahrzeug
	Vertikale Bewegung	Lift	Lift			Gabelstapler
	Lastaufnahme mittel	Teleskopgabel	Satelliten Fahrzeug	Satelliten Fahrzeug	Teleskopgabel	Satelliten Fahrzeug

Abbildung 2: Shuttle-Systemkonfigurationen

Eine systematische Literaturrecherche hat darüber hinaus ergeben, dass es mehr als 200 Veröffentlichungen zu Shuttle-Systemen gibt. Diese befassen sich jedoch nur mit Leistungsberechnungen, Steuerungsstrategien oder Energiebedarfsrechnungen, Auswirkungen auf den Regalbau werden dabei nicht betrachtet.

Eine unabhängige und einheitliche Beschreibung von Shuttle-Systemen wurde erstmals 2013 in der VDI 2692 veröffentlicht (VDI-Fachbereich Technische Logistik, 2015). Die VDI-Richtlinie 2692 beschreibt sehr umfassend und ganzheitlich das Shuttle-System als Gesamtkonzept bzw. -system für kleine Ladeeinheiten. So zeigt diese Richtlinie Anwendungsbereiche auf und erklärt grundlegend das Shuttle-System mit seinen Einzelkomponenten. Darüber hinaus liefert die Richtlinie eine Hilfestellung zur Berechnung der Systemauslegung bzw. Durchsatzleistung eines Shuttle-Systems. Die darauf aufbauende FEM-Regel 9.860 (FEM 9.860, 2017) befasst sich mit der Berechnung von Spielzeiten für verschiedene Konfigurationen von Shuttle Systemen. Eine ausführliche Systemauslegung des Regalbaus erfolgt jedoch nicht innerhalb dieser Regel.

Die Auslegung eines Regals für RBG - für leichte Fördergüter - wird in der FEM 9.832 behandelt (FEM 9.832, 2001). Dabei werden z.B. Verformungen des Auflageprofils bei einer doppeltiefen Einplatzlagerung verdeutlicht und unterstützende Anmerkungen geliefert. Die Regel bezieht sich jedoch nur auf „RBG-Lager“ und ist nur sehr bedingt auf Shuttle-Systeme übertragbar. Wichtige Zusammenhänge zwischen Shuttle-Fahrzeugen, Fahrschienen und Regalen und deren dynamische Bewegungen im Shuttle-System werden weder für leichte Güter wie im AKL-Bereich noch bei schweren Lagergütern im Palettenlager näher betrachtet.

Grundlegende Arbeiten zu Schwingungen mechanischer Antriebssysteme findet man u.a. in (Dresig & Fidlin, 2014), wo beispielsweise die Modellbildung und Berechnungsmöglichkeiten von Schwingungen mechanischer Antriebssysteme beschrieben werden. Konkrete Arbeiten zu den Auswirkungen dynamischer Kräfte auf Shuttle-Systeme gibt es dagegen nicht, daher werden hilfsweise im Folgenden statische und dynamische Kräfte auf Regale, wie sie von Erdbeben oder RBG verursacht werden, dargestellt.

Die Wirkung von statischen Kräften auf Regale wurde bereits untersucht und DIN EN 15512 gibt diese Kräfte und die daraus resultierenden Dimensionierungen der Regale wieder (DIN EN 15512:2010-09, 2010). DIN EN 15512 geht jedoch nicht auf dynamisch wirkende Kräfte durch Bewegungen von Shuttle-Fahrzeugen ein. Weitere Arbeiten über die Auswirkung von statischen Kräften auf den Regalbau wurden unter anderem in Kombination mit der Nutzung höherfester Stähle durchgeführt (TU Dortmund - Fakultät Bauwesen - Fachgebiet Stahlbau, 2014). Dabei

zeigte sich, dass die Nutzung höherfester Stähle zu "optimierten und ökonomischeren Tragsystemen" führen kann. Weitere Forschungsvorhaben untersuchen beispielsweise die Schubsteifigkeit einzelner Regalkomponenten (TU Dortmund - Fakultät Bauwesen - Fachgebiet Stahlbau, 2018).

Allgemeine Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Regalen wurden bereits seit den 1970ern durchgeführt. Angefangen mit (Blume, 1973) wurden Regale manuell erzeugten Vibrationen ausgesetzt, um die Auswirkungen von dynamischen Kräften auf die Regale herauszufinden. Die Arbeit von (Krawinkler, Cofie, Asitz, & Kircher, 1979) beschäftigt sich mit den Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen von Regalen. Das Ersetzen der manuell erzeugten Vibrationen durch Rütteltische ähnelt den Untersuchungen von Erdbebenverhalten und wurde unter anderem von (Filiatrault & Wanitkorkul, Shake table testing of Frazier industrial storage pallet racks, 2004) und (Filiatrault, Bachman, & Mahoney, Performance-based seismic design of pallet-type steel storage racks, 2006) angewandt.

Durch Erdbeben erzeugte Schwingungen und deren Auswirkungen auf den Regalbau sind Gegenstand weltweiter Forschungen in vielen Erdbebenregionen der Welt, unter anderem in Japan, Südamerika, Indien und Griechenland. Von der EU geförderte Forschungen zum Verhalten von Regalen in Erdbebengebieten gibt es unter anderem von (Castiglioni, et al., 2009). (Daifuku, 2016) untersucht sowohl die Isolation des Fundaments, auf welchem das Regal gebaut wird, als auch eine nachrüstbare sog. Fundamentisolation innerhalb eines Regals, wobei ein im Erdreich versenkter Fundamentblock durch seine Trägheit den Erdbebenkräften entgegenwirkt; dieses Vorgehen wird auch in (SSI Schäfer GmbH, 2017) bearbeitet. Bei der Nachrüstvariante kann die Eigensteifigkeit der Regale durch „spezielle Steckverbindungen verstärkt“ werden (Daifuku, 2016). (MECALUX, 2017) setzt im Vergleich zur Nachrüstvariante deutlich früher an und beschäftigt sich sowohl mit den zum Regalbau genutzten Werkstoffen als auch mit verschiedenen Strukturen der Regale. Für Regale mit Palettenlagerung führten (Adamakos & Vayas, 2014) (Castiglioni C. A., 2016) Berechnungen für das Verhalten unter Erdbebenbeanspruchung durch, woraus Verhaltensfaktoren unter Erdbebenbeanspruchung errechnet werden können. In Deutschland wird die Sicherheit von Bauten und auch des Regalbaus nach (DIN EN 1998-1:2010-12, 2010) geregelt. Darin werden Mindestanforderungen an Regale in erdbebengefährdeten Gebieten formuliert – mit dem einzigen Ziel, Personenschäden zu vermeiden (Thomas, 2013). Eine dynamische Beanspruchung durch Bewegungen der Shuttle-Fahrzeuge wird in DIN EN 1998-1 nicht behandelt, weshalb es keine Norm für die Dauerfestigkeitsbereiche von Regalen unter ständiger Einwirkung dynamischer Kräfte gibt.

Neben durch Erdbeben erzeugten dynamischen Kräften wurde u.a. von (Hübner, 2010) und (Günther & Hübner, 2009) der Einfluss von Interaktionen zwischen Regalen und RBG untersucht, wobei hier dynamische Kräfte durch "Anfahren der Durchschubsicherung" und "Unsanftes Absetzen einer Ladeinheit" entstehen (Hübner, 2010). Aufwändige Finite-Elemente-Modelle beschreiben das dynamische Verhalten von Regal und RBG bei den genannten Szenarien und geben Einblicke in den zeitlichen Verlauf von Spannungs- und Verformungsgrößen höchstbelasteter Bauteile. Die Methode der Finiten Elemente (FE) ist eine numerische Lösungsmethode, die häufig zum Berechnen strukturdynamischer Aufgabenstellungen angewendet wird und die Ermittlung von sowohl statischen als auch dynamischen Belastungszuständen ermöglicht. Mit steigender Detaillierungstiefe erhöht sich die Genauigkeit der Ergebnisse, aber auch der Berechnungsaufwand. Durch günstige Wahl von Elementtypen und Ansatzfunktionen, Vernetzungsempfehlungen (Baumgartner & Bruder, 2012) und Modellierungsstrategien wie der

Submodelltechnik (Fricke, 2012) können aber selbst große mechanische Strukturen modelliert und in akzeptablen Zeiträumen Lösungen generiert werden (Mathiak, 2010). Der Fokus lag bei (Hübner, 2010) und (Günther & Hübner, 2009) jedoch ausschließlich auf der Statik von Regalen bei RBG-Systemen; Shuttle-Systeme wurden nicht betrachtet.

Weiterhin gibt es für Regale mit RBG eine Reihe an Ansätzen, um die Schwingungen der RBG zu reduzieren und somit nur relativ geringe dynamische Zusatzkräfte wirken zu lassen. In einem ersten Schritt wurden die auftretenden Vertikalschwingungen von RBG analysiert, worauf die im Folgenden vorgestellten Ansätze entwickelt wurden (Kühn, 2001). (PSI Technics, 2016) und (PSI Technics, 2014) nutzen ein inertiales Navigationssystem, welches die optimale Fahrt eines RBG errechnet, sodass sowohl beim Anfahren als auch beim Abbremsen Mastschwingungen bei RBG nahezu komplett vermieden werden können. Des Weiteren wurden Konzepte wie schwingungsoptimale Anfahrzeiten unter Nutzung der Eigenschwingungsdauer des RBG (Schumacher, 1994) sowie die nahezu vollständige Schwingungsvermeidung durch Zustandsregelung des Fahrwerks (Dietzel, 1999) untersucht.

In zwei Patenten (Europa Patentnr. EP1754674A2, 2008) und (Deutschland Patentnr. DE102015008506A1, 2017) wurden Verfahren zur Dämpfung von RBG-Schwingungen entwickelt. Dazu wird eine Wirbelstrombremse im RBG verbaut, um so die Schwingungsenergie beim Bremsen in Wärmeenergie umzuwandeln, wodurch die Mastschwingung der RBG reduziert wird. Im zweiten Patent wird durch eine Leichtbauweise der RBG die Schwingung reduziert. Beide Patente beziehen sich ausschließlich auf RBG, was den Forschungsbedarf für Shuttle-Systeme noch deutlicher unterstreicht.

Nicht alle Forschungen mit dem Ziel, die Schwingungen der RBG zu reduzieren haben einen Sicherheitsaspekt; so wird in (Bachmayer, et al., 2008) die nachschwingungsfreie Positionierung von RBG durch numerische und analytische Trajektorienplanung vorgestellt. Durch diese nachschwingungsfreie Positionierung sollen insbesondere die Spielzeiten verringert werden. Dieses Prinzip kann jedoch auch zur Sicherheitssteigerung angewandt werden. Neben den vorgestellten Patenten und Produkten gibt es auch Ansätze zur Modellbildung, um die dynamischen Kräfte, die von RBG ausgehen, abbilden zu können. So haben (Kuczera, Nikic, & Vorwerk, 2010) das dynamische Verhalten von RBG-Systemen analysiert. Dazu wurde "eine umfangreiche experimentelle Schwingungsanalyse an einem bestehenden Regalbediengerät durchgeführt. Anschließend wurde ein Ersatzmodell als Mehrkörpersimulations-Modell von diesem System erstellt und damit Untersuchungen zur dynamischen Beurteilung durchgeführt" (Kuczera, Nikic, & Vorwerk, 2010).

Für statische Betrachtungen am Regal und dynamische Einwirkungen auf das Regal durch Erdbeben gibt es also gute Grundlagen, auf denen aufgebaut werden kann. Weiterhin findet man für Schwingungen von RBG und auch für die Wechselwirkungen zwischen RBG und Regal bereits Forschungsarbeiten in der Literatur. Jedoch wurden diese Wechselwirkungen nicht für Shuttle-Systeme und die darin auftretenden dynamischen Kräfte betrachtet - weder für leichte Güter wie im AKL-Bereich noch für schwere Lagergüter wie beispielsweise im Paletten-Bereich. Des Weiteren konnte auch keine einheitliche Vorgehensweise zur Zusammenarbeit zwischen Regalherstellern, Generalunternehmern und Shuttle-/ Liftlieferanten gefunden werden.

Bisher gibt es weder Literatur noch Forschungsarbeiten zum dynamischen Verhalten von Shuttle-Systemen. Daher soll ein Gesamtmodell aller dynamisch wirkenden Kräfte entwickelt werden, mit dem die Wechselwirkungen zwischen Regal, Shuttle-Fahrzeug, Lift und Ladung abgebildet

werden können. Die erzielten Ergebnisse sollen einen Beitrag zur Gestaltung, Auslegung und Dimensionierung des Regalbaus in Shuttle-Systemen liefern und Hersteller und Kunden zur Verfügung gestellt werden.

Eine weitere Recherche hat ergeben, dass es einige Normen und Richtlinien für die Auslegung von Regalsystemen gibt. Jedoch sind diese Normen nicht für die Auslegung von Regalen für Shuttle-Systeme erstellt worden. Bisherige Normen und Richtlinien befassen sich zwar mit Regalsystemen aus Stahl, jedoch umfasst deren Anwendungsbereich nur ortsfeste und freistehende Regale, in denen keine Shuttle-Fahrzeuge verfahren – also ohne dynamische Zusatzbelastungen. Einige der Auslegungskriterien lassen sich dennoch teilweise auch auf Shuttle-Systeme übertragen. Die folgende Liste gibt eine Übersicht über alle Normen und Richtlinien, die für diese Arbeit näher Betrachtet wurden und als Grundlage herangezogen wurden.

Tabelle 1: Betrachtete Normen und Richtlinien

Norm	Bezeichnung	Quelle
DIN 15185	Lagersysteme mit Leitliniengeführten Flurförderzeugen	(DIN 15185-1:1991-08, 1991)
DIN 15512	Ortsfeste Regalsysteme aus Stahl – Verstellbare Palettenregale – Grundlagen der statischen Bemessung	(DIN EN 15512:2010-09, 2010)
DIN 15620	Ortsfeste Regalsysteme aus Stahl – Grenzabweichungen, Verformungen und Freiräume	(DIN EN 15620:2021-11, 2021)
DIN 15629	Ortsfeste Regalsysteme aus Stahl – Spezifikationen von Lagereinrichtungen	(DIN EN 15629:2010-09, 2010)
DIN 15635	Ortsfeste Regalsysteme aus Stahl – Anwendung und Wartung von Lagereinrichtungen	(DIN EN 15635:2009-08, 2009)
DIN 15878	Ortsfeste Regalsysteme aus Stahl – Begriffe	(DIN EN 15878:2011-01, 2011)
DIN 16681	Ortsfeste Regalsysteme aus Stahl – Verstellbare Palettenregale – Leitsätze für die Erdbebensichere Bemessung	(DIN EN 16681:2016-12, 2016)
FEM 9.831-1	Basics of calculations for storage and retrieval machines tolerances, deformations and clearances in the storage system Berechnungsgrundlage für Regalbediengeräte – Toleranzen, Verformungen und Freiräume im Lagersystem; Teil 1: Allgemeines, einfach tiefe und doppelt tiefe Palettenregale	(FEM 9.831, 2012)
FEM 9.832	Berechnungsgrundlagen für Regalbediengeräte. Toleranzen, Verformungen und Freimaße im automatischen Kleinteilelager (keine Silobauweise)	(FEM 9.832, 2001)
DIN EN 1990 (alle Teile), Eurocode	Grundlagen der Tragwerksplanung	(DIN EN 1990:2021-10, 2021)
DIN EN 1993 (alle Teile), Eurocode 3	Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten	(DIN EN 1993-1-1:2020-08, 2020)
DIN EN 1998-1, Eurocode 8	Auslegung von Bauwerken gegen Erdbeben – Teil 1: Grundlagen, Erdbebeneinwirkungen und Regeln für Hochbauten	(DIN EN 1998-1:2010-12, 2010)

2.2. AP 2: Definition der Dynamik und Wechselwirkungen bei Shuttle-Systemen

Durchgeführte Arbeiten

- Beschreibung des Referenzregals (Beschreibung der Basiskomponenten von Shuttle-Fahrzeugen, Liften und Regalen)
- Definition der wesentlichen kinematischen Größen und Lastfällen
- Definition der Wechselwirkungen zwischen Shuttle-Fahrzeug, Lift, Ladung und dem Regalbau

Erzielte Ergebnisse

Abhängig vom Anwendungsfall können Shuttlesysteme sehr schnell sehr komplex werden. Dies liegt vor allem an den unabhängig voneinander agierenden Systemkomponenten (Lifte, Shuttle- und Satelliten-Fahrzeug). Bei einem Paletten-Shuttlesystem mit Shuttle- und Satelliten-Fahrzeug (siehe Abbildung 3) wird die Palette am Übergabepunkt zum Lift von einem Satelliten-Fahrzeug aufgenommen, indem dieses unter die Palette fährt und diese anhebt. Der vertikale Transport des Satelliten-Fahrzeugs mit geladener Palette zu den einzelnen Lagerebenen erfolgt über den Lift am Ende der Gasse. Dort wird das Satelliten-Fahrzeug mit Palette vom Shuttle-Fahrzeug aufgenommen und fährt anschließend in horizontaler Richtung (x-Richtung) zum vorgesehenen Lagerkanal. Das Satelliten-Fahrzeug mit geladener Palette verlässt das Shuttle-Fahrzeug, fährt in horizontaler Richtung (z-Richtung) in den Lagerkanal hinein und lädt die Ladeeinheit dort am vorgesehenen Lagerplatz ab. Anschließend fährt das Satelliten-Fahrzeug zurück zum Shuttle-Fahrzeug. Bei einer Auslagerung erfolgt der gesamte Ablauf in umgekehrter Reihenfolge.

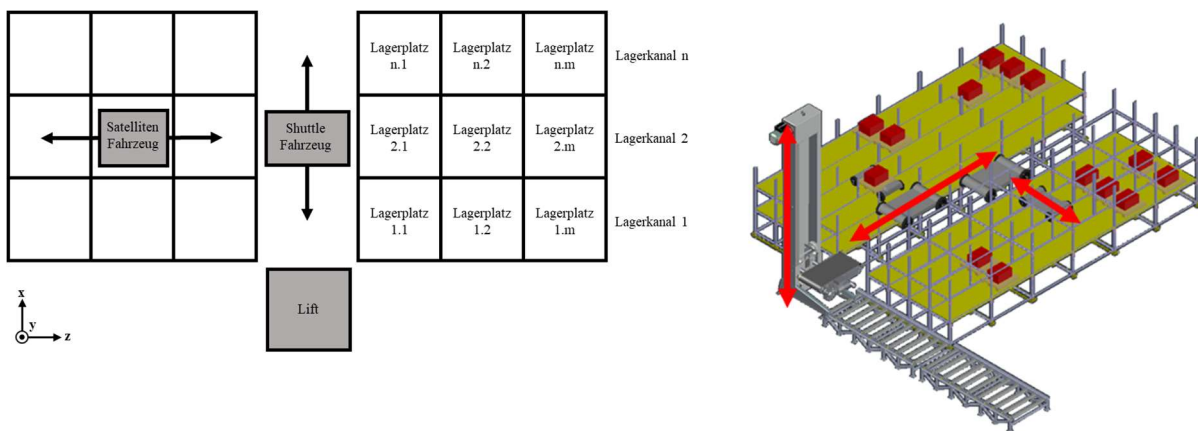


Abbildung 3: Draufsicht auf das betrachtete Shuttle-System (links) und vereinfachte perspektivische Darstellung des Zielsystem (rechts)

Da Shuttle-Systeme je nach Kundenwunsch sehr unterschiedlich und flexibel gestaltet werden können (z.B. keine Bindung an quaderförmige Außenkontur), wurde im Einvernehmen mit dem projektbegleitenden Ausschuss als repräsentatives Modell eines Shuttle-Systems ein Referenzmodell eines Regalsystems definiert, das einen marktüblichen Aufbau aufweist und eine große Bandbreite abdeckt.

Das Referenzmodell wurde so ausgewählt, dass dies auf möglichst viele am Markt vorhandene Konfigurationen übertragbar ist und möglichst viele der erarbeiteten Lastfälle abdecken kann. Das repräsentative Lager besteht demzufolge aus einer Lagergasse, bei der sich auf beiden

Seiten mehrfachtiefe Lagerkanäle befinden. In der Lagergasse verfahren auf jeder Lagerebene Shuttlefahrzeuge. In den einzelnen Lagerkanälen verfahren Satelliten-Fahrzeuge. Der vertikale Transport wird über einen Lift an der Vorderseite des Regals durchgeführt, der aber nicht strukturell mit dem Lager verbunden ist sondern lediglich so, dass die relative Position zum Regal definiert ist (zur Sicherung der Schienenübergänge)

Das betrachtete Referenzmodell für den Regalbau hat folgende Eigenschaften:

- Betrachtet wird eine Gasse eines Palettenlagers, mit Regalen auf beiden Seiten (Aufbau des Regals wie in Abbildung 3)
- Das Palettenlager ist freistehend (keine Silobauweise) und fest mit dem Boden verankert.
- Pro Lagerkanal können maximal 6 Paletten hintereinander gelagert werden (z-Richtung)
- In einem Fach können 2 Paletten nebeneinander gelagert werden (x-Richtung). Dies bedeutet, dass der Abstand zwischen zwei Regalstützen 2 Palettenbreiten plus Freimaße beträgt.
- Alle Komponenten (u. a. Stützrahmen, Träger, Fahrschiene, Verstrebungselemente) des Regals sind fest miteinander verschraubt bzw. als feste Verbindung modelliert.
- Länge der Lagergasse und Anzahl der Lagerebenen können über die Anzahl der Lagerfächer n_x und Lagerebenen n_y variabel eingestellt werden. Für das Referenzregal wurde $n_x = 18$ (entspricht 52,2 m bzw. 36 Lagerkanäle) und $n_y = 8$ (entspricht 18,8 m bzw. 8 Lagerebenen) gewählt. Die Gesamtbreite beträgt 13,6 m.
- Alle Anbauten am Regal, wie z.B. Sensoren, Sprinkler Anlage, Leitungen und Kabel wurden nicht berücksichtigt
- Es wurde ohne Anwendung eines Sicherheitsfaktors gerechnet

Die regalbildenden Profile wurden in Abstimmung mit dem projektbegleitenden Ausschuss gemäß Abbildung 3 definiert

Das Shuttle- und das Satelliten-Fahrzeug werden als einfache 4-Rad-Fahrzeuge abgebildet. Dazu wurde für die Abmessungen ein Durchschnittswert aus mehreren marktverfügbaren Shuttle- und Satelliten-Fahrzeugen herangezogen. Für Last, Geschwindigkeit und Beschleunigung wurden jedoch jeweils maximale Werte gewählt, um Worst-Case-Szenarien abbilden zu können.

Das Liftsystem wurde im weiteren Verlauf des Forschungsprojektes nicht weiter betrachtet, da dies ein eigenständiges und freistehendes System ist und nur für die Sicherung des stetigen Fahrschienen-Übergangs mit dem Regal verbunden ist. Daher kann der Einfluss der durch den Lift erzeugten dynamischen Kräfte auf den Regalbau (und umgekehrt) vernachlässigt werden.

Aufbauend auf der Recherche und Beschreibung von Shuttle-Systemen in AP1 wurde hier eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Komponenten eines Shuttle-Systems durchgeführt. Für die einzelnen Komponenten Shuttlefahrzeug, Lastaufnahmemittel (Satelliten-Fahrzeug) und Regalbau wurden Parameterlisten erstellt, mit denen sich die einzelnen Teilsysteme beschreiben

lassen. Im Folgenden sind die Parameter aufgelistet, die für die Bearbeitung dieses Projektes von Bedeutung waren.

Tabelle 2: Auflistung der relevanten Parameter für das Gesamtsystem

Name	Einheit	Beschreibung/Bemerkung
Lagerfüllungsgrad	%	Gibt den Lagerfüllgrad des Lagers an
Gewichtsverteilung im Lager	-	Wie sind die Paletten im Lager verteilt? Gleichmäßig, schwere Paletten unten, Leichte Paletten oben, etc.
Anzahl Shuttles pro Gasse	Shuttle / Gasse	Anzahl Shuttles pro Gasse
Anzahl Shuttles pro Gassenebene	Shuttle / Ebene	Anzahl Shuttles pro Gassenebene

Tabelle 3: Auflistung der relevanten Parameter für das Shuttle-Fahrzeug

Name	Einheit	Beschreibung/Bemerkung
Geschwindigkeit x-Richtung (Beladener Zustand)	m/s	Gibt die Geschwindigkeit in x-Richtung im voll beladenen Zustand an
Geschwindigkeit x-Richtung (Unbeladener Zustand)	m/s	Gibt die Geschwindigkeit in x-Richtung im leeren Zustand an
Beschleunigung x-Richtung (Beladener Zustand)	m/s ²	Gibt die Beschleunigung in x-Richtung im voll beladenen Zustand an
Beschleunigung x-Richtung (Unbeladener Zustand)	m/s ²	Gibt die Beschleunigung in x-Richtung im leeren Zustand an
Verzögerung x-Richtung (Beladener Zustand)	m/s ²	Gibt die Verzögerung in x-Richtung im voll beladenen Zustand an
Verzögerung x-Richtung (Unbeladener Zustand)	m/s ²	Gibt die Verzögerung in x-Richtung im leeren Zustand an
Verzögerung x-Richtung (Not-Halt)	m/s ²	Gibt die Verzögerung in x-Richtung beim Not-Halt an
Masse des Fahrzeugs	kg	Eigengewicht des Fahrzeugs, ohne Beladung
Breite des Fahrzeugs	mm	Geometrische Abmessung des Fahrzeugs
Höhe des Fahrzeugs	mm	Geometrische Abmessung des Fahrzeugs
Tiefe des Fahrzeugs	mm	Geometrische Abmessung des Fahrzeugs
Antriebskonzept	-	Wie viele Räder werden angetrieben?
Reibungskoeffizient Rad-Schiene	-	Reibungskoeffizient Rad-Schiene
Kontaktfläche Rad-Schiene	-	Daraus lässt sich der Reibungskoeffizient ableiten
Raddurchmesser	mm	Raddurchmesser

Massenschwerpunkt des Fahrzeugs	mm	Lage des Massenschwerpunktes
---------------------------------	----	------------------------------

Tabelle 4: Auflistung der relevanten Parameter für das Satelliten-Fahrzeug

Name	Einheit	Beschreibung/Bemerkung
Geschwindigkeit x-Richtung (Beladener Zustand)	m/s	Gibt die Geschwindigkeit in x-Richtung im voll beladenen Zustand an
Geschwindigkeit x-Richtung (Unbeladener Zustand)	m/s	Gibt die Geschwindigkeit in x-Richtung im leeren Zustand an
Beschleunigung x-Richtung (Beladener Zustand)	m/s ²	Gibt die Beschleunigung in x-Richtung im voll beladenen Zustand an
Beschleunigung x-Richtung (Unbeladener Zustand)	m/s ²	Gibt die Beschleunigung in x-Richtung im leeren Zustand an
Verzögerung x-Richtung (Beladener Zustand)	m/s ²	Gibt die Verzögerung in x-Richtung im voll beladenen Zustand an
Verzögerung x-Richtung (Unbeladener Zustand)	m/s ²	Gibt die Verzögerung in x-Richtung im leeren Zustand an
Verzögerung x-Richtung (Not-Halt)	m/s ²	Gibt die Verzögerung in x-Richtung beim Not-Halt an
Masse des Fahrzeugs	kg	Eigengewicht des Fahrzeugs, ohne Beladung
Breite des Fahrzeugs	mm	Geometrische Abmessung des Fahrzeugs
Höhe des Fahrzeugs	mm	Geometrische Abmessung des Fahrzeugs
Tiefe des Fahrzeugs	mm	Geometrische Abmessung des Fahrzeugs
Antriebskonzept	-	Wie viele Räder werden angetrieben?
Reibungskoeffizient Rad-Schiene	-	Reibungskoeffizient Rad-Schiene
Kontaktfläche Rad-Schiene	-	Daraus lässt sich der Reibungskoeffizient ableiten
Raddurchmesser	mm	Raddurchmesser
Massenschwerpunkt des Fahrzeugs	mm	Lage des Massenschwerpunktes

Tabelle 5: Auflistung der relevanten Parameter für die Palette

Name	Einheit	Beschreibung/Bemerkung
Masse (Eigengewicht + Ladung)	kg	Das Eigengewicht und die Ladung der Palette
Breite (+Ladung)	mm	Geometrische Abmessungen der Palette
Höhe (+Ladung)	mm	Geometrische Abmessungen der Palette
Tiefe (+Ladung)	mm	Geometrische Abmessungen der Palette
Massenschwerpunkt	mm	Lage des Massenschwerpunktes im 3D Raum (x, y, z Achsen)

Tabelle 6: Auflistung der relevanten Parameter für den Regalbau

Name	Einheit	Beschreibung/Bemerkung
Anzahl Paletten pro Lagerfach (Länge)	#	Gibt die Anzahl an Paletten an, die nebeneinander zwischen zwei Steher gelagert werden können
Anzahl Paletten pro Lagerkanal (Tiefe)	#	Gibt die Anzahl an Paletten an, die hintereinander in einem Lagerkanal gelagert werden können
Tiefe Lagerfach	mm	Geometrische Abmessungen eines Lagerfaches
Länge Lagerfach	mm	Geometrische Abmessungen eines Lagerfaches
Höhe Lagerfach	mm	Geometrische Abmessungen eines Lagerfaches
Anzahl Lagerfächer nebeneinander	#	Gibt horizontale Ausdehnung des Lagerregals an
Anzahl Lagerfächer übereinander	#	Entspricht Ebenen Anzahl
Anzahl Lagerfächer hintereinander	#	Entspricht Lagerfachtiefe / Kanaltiefe
Tiefe Gesamtregal	mm	Geometrische Abmessungen des Gesamtregals
Länge Gesamtregal	mm	Geometrische Abmessungen des Gesamtregals
Höhe Gesamtregal	mm	Geometrische Abmessungen des Gesamtregals
Gassenbreite	mm	
Stehers Profil	-	Abbildung und geometrische Abmessungen des Profils
Träger Profil	-	Abbildung und geometrische Abmessungen des Profils
Material von Profilen	-	Materialdaten (E-Modul, Streckgrenze usw.)
Art der Verbindung	-	Schraubverbindung
Verankerung im Boden	-	Geschraubt

Des Weiteren wurden mögliche Lastfälle definiert. Dazu wurden im ersten Schritt alle möglichen Einflussfaktoren auf den Regalbau ermittelt und daraus Wechselwirkungen und Wirkzusammenhänge abgeleitet. Da es aufgrund der kurzen Projektlaufzeit nicht möglich ist, alle erarbeiteten Lastfälle und Einflussfaktoren zu analysieren und zu bewerten, wurden nur die erarbeiteten Lastfälle, welche besonders für Hersteller und Anwender von Shuttle-Systemen – insbesondere von Regal-Herstellern - relevant sind näher betrachtet. In den Modellen werden

auch ausschließlich Worst-Case Szenarien betrachtet, womit der größte Teil aller im Normalbetrieb eintretenden Lastfälle abgedeckt ist.

Im Folgenden werden einige Lastfälle aufgelistet, die in einem Lager auftreten können:

Lastfälle Lagerbelegung:

- Kanäle werden immer von hinten nach vorne befüllt
- Zufällige Lastverteilung
- Gleichmäßige Lastverteilung über das gesamte Lager
- Ungleichmäßige Lastverteilung (z.B. nur oben befüllt)

Lastfälle Shuttle / Satelliten Fahrzeuge:

- Gleichzeitiges Beschleunigen der Fahrzeuge in allen Ebenen in gleicher Richtung
- Gleichzeitiges Beschleunigen der Fahrzeuge in allen Ebenen in abwechselnd entgegengesetzter Richtung
- Gleichzeitiges Abbremsen aller Fahrzeuge (z.B. Not aus wird gedrückt, Stromausfall)
- Gestaffeltes Anfahren aller Fahrzeuge (mit variierten zeitlichen Abständen)
- Gestaffeltes Abbremsen aller Fahrzeuge (mit variierten zeitlichen Abständen)
- Auffahren auf Puffer -> Sensoren fallen aus und Shuttle prallt in den Puffer/Endanschlag am Ende des Regals.
 - Shuttle-Fahrzeug fährt am Ende der Gasse in den Puffer
 - Shuttle (mit Last) kollidiert mit Steher
 - Satellit (mit Last) kollidiert mit Steher
 - Satelliten-Fahrzeug fährt gegen das Ende (Durchschubsicherung) des Lagerkanals
- Schienen-Stöße (Shuttle -Regal) - (vertikale Anregung)
- Stöße beim Übergang Lift – Regal
- Shuttle verkantet sich in Gasse (abrupter Stillstand)
- Abgabe der Palette - Stoß beim Absetzen der Palette
- Wenn sich mehrere Fahrzeuge auf einer Ebene befinden, kann es zur Kollision kommen

Lastfälle Lift – Lift wird im weiteren Verlauf nicht berücksichtigt

- Einfluss der vertikalen Bewegung des Lifts auf das Regal
- Lift fällt in Fangvorrichtung
- Shuttle-Fahrzeug stoppt nicht, sondern fährt mit voller Geschwindigkeit in den Endanschlag des Lifts

Für die Entwicklung der Berechnungs- und FEM-Modelle ist das Verständnis über die Art und Weise der Konstruktion, der Aufbau, die Profile, die Verbindungstechnik, die Verstreben, die Anbindung an die Umgebung, etc. essenziell, um ein aussagefähiges Modell bilden zu können. Dabei ist es wichtig, das Referenzmodell des Regals so realitätsnah wie möglich zu beschreiben und abzubilden, um daraus das FEM-Modell generieren zu können.

2.3. AP 3: Modellbildung

Durchgeführte Arbeiten

- Modellbildung eines generischen Fahrzeugmodells in MATLAB/Simulink, um die Regalfahrzeuge zu simulieren
- Modellbildung eines Ersatzmodells für die Schienenbegrenzung
- Modellbildung des Referenzregals in FEM Software

Erzielte Ergebnisse

Um die Wechselwirkung der Regal-Fahrzeuge mit dem Regal effizient untersuchen zu können, werden numerische Modelle benötigt. Abbildung 5 stellt das Schema der Modellbildung dar, die in diesem Projekt angewendet wird. Die beiden Fahrzeug-Modelle sind vom Aufbau analog und unterscheiden sich nur in den Eingangsgrößen. Die mit den Fahrzeug-Modellen berechneten Größen (Kräfte und Positionen der Fahrzeuge) werden in das FEM-Regal-Modell als Input eingegeben. Somit ist es möglich, Regalbelastungen bei beliebigen Fahrzeug-Bewegungs-Profilen untersuchen zu können. Auf dieses Modell wird nachfolgend näher eingegangen.

Zwar ist die Schienenbegrenzung streng genommen Bestandteil der Regalkonstruktion, dennoch wird sie separat modelliert. Hintergrund ist, dass mit diesem Bauteil Simulationen unabhängig vom restlichen Teil des Lagers durchgeführt werden. Dies vereinfacht die Komplexität des Regalmodells. Demzufolge wird für die Schienenbegrenzung ein eigenständiges Simulationsmodell in Abaqus aufgebaut.

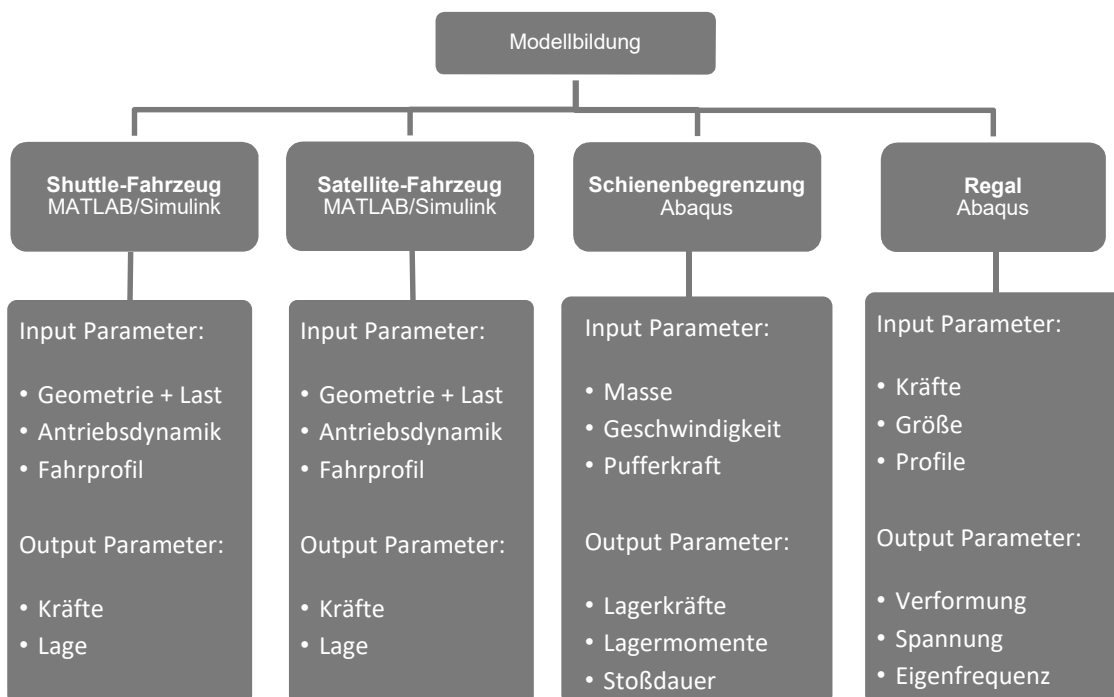


Abbildung 5: Modellierungsschema

Fahrzeug-Modell

Gemäß der Beschreibung des Zielsystems wurde ein analytisches Modell für das Regalfahrzeug erstellt. Das Regalfahrzeug umfasst entweder das Shuttle-Fahrzeug oder das Satelliten-Fahrzeug. Beide Fahrzeuge sind vom Aufbau identisch. Allerdings besitzen die beiden Fahrzeuge im Allgemeinen unterschiedliche dynamische Kennwerte und Tragfähigkeiten, die dadurch unterschiedliche Krafteinwirkungen auf das Regal verursachen. Diese Parameter sind vom Einsatzfall und vom Hersteller abhängig. Um das Grenzverhalten des Regals untersuchen zu können, wurden anhand einer Marktstudie die Fahrzeugparameter so ausgewählt, dass sie die höchste Beanspruchung für das Regal erzeugen.

Abbildung 6 stellt die schematische Darstellung der Regal-Fahrzeuge dar. Das Shuttle-Fahrzeug verfährt in x-Richtung (Gassenlängsrichtung), während das Satelliten-Fahrzeug nur den Transport der Paletten in z-Richtung (Lagerkanal) ausführt. Beide Fahrzeuge haben jeweils nur einen Freiheitsgrad.

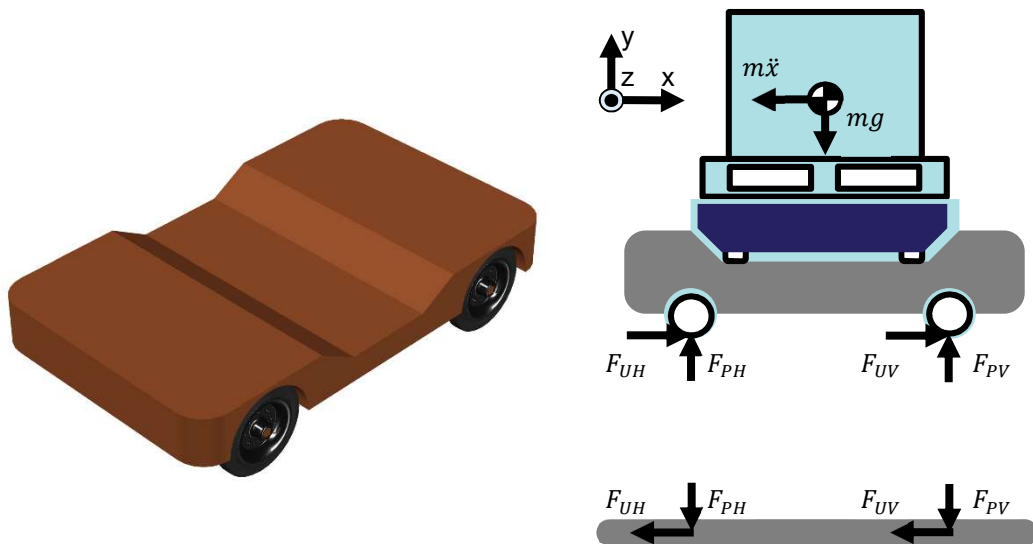


Abbildung 6: Fahrzeug-Aufbau (links), die vom Regal-Fahrzeug ins Regal übertragene Kräfte sowie die Schwerpunktlage des Regal-Fahrzeugs (rechts).

Bei der Modellierung des Fahrzeugmodells wurden folgenden Annahmen getroffen:

- Fahrzeug & Last als Starrkörper
- Keine Rollreibung
- Kein Steigungswiderstand
- Kein Luftwiderstand
- Allradantrieb

Die geometrischen Inputparameter sind in Abbildung 7 dargestellt.

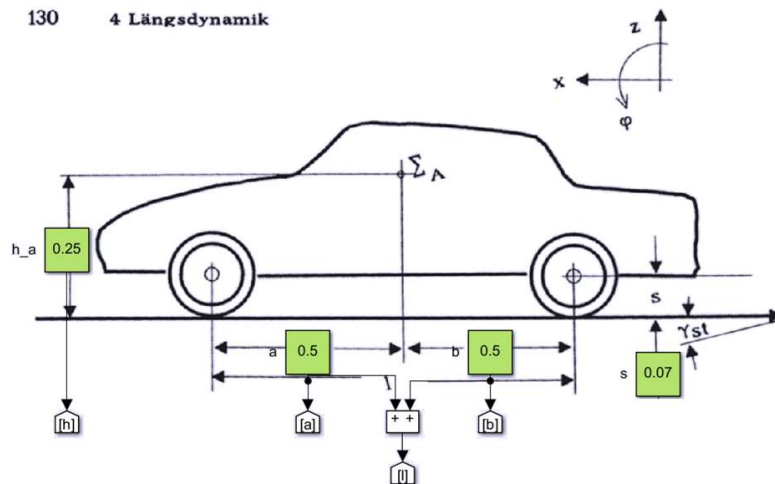


Abbildung 7: Beispielhafte geometrische Parameter des Fahrzeug-Modells (Willumeit, 1998)

Die dynamischen Kräfte, die ins Regal eingeleitet werden, sind mit den Indizes $(\cdot)_U$ für die Umfangs- sowie $(\cdot)_P$ für die Normalkraft bezeichnet.

Diese Kräfte haben die folgende Gestalt

$$F_{UV} = (1 - i) \left(m + \frac{\theta_v + \theta_h}{r_{dyn} s} \right) \ddot{x} - \frac{\theta_v \ddot{x}}{r_{dyn} s}$$

$$F_{UH} = i \left(m + \frac{\theta_v + \theta_h}{r_{dyn} s} \right) \ddot{x} - \frac{\theta_h \ddot{x}}{r_{dyn} s}$$

$$F_{PV} = mg \frac{b}{l} - \left[m \frac{h}{l} + \left(\frac{\theta_v + \theta_h}{r_{dyn} l} \right) \right] \ddot{x}$$

$$F_{PH} = mg \frac{a}{l} - \left[m \frac{h}{l} + \left(\frac{\theta_v + \theta_h}{r_{dyn} l} \right) \right] \ddot{x}$$

Die Variable i bezeichnet dabei die Antriebsaufteilung. Für $i=1$ liegt ein reiner Hinterradantrieb vor, während für $i=0$ ein reiner Vorderradantrieb. Werte zwischen 0 und 1 definieren einen Allradantrieb. Die Variable r_{dyn} beschreibt dabei den dynamischen Radius eines Rads. Da aber ein starres Rad angenommen wird, entspricht r_{dyn} dem Ausgangsradius s des Rads.

Für die Herleitung dieser Kräfte wird auf (Azka, Fischer, Mittwollen, Milushev, & Padhy, 2021) und (Willumeit, 1998) verwiesen. Die Masse m des Shuttle-Satelliten-Systems besteht aus der Masse des jeweiligen Fahrzeugaufbaus m_A und der Last m_L . Beim Satelliten-Fahrzeug ist m_L gleich der maximalen Last der transportierten Palette von 1.500 kg. Beim Shuttle-Fahrzeug entspricht m_L der Summe aus m_A des Satelliten-Fahrzeugs (250 kg) und der transportierten Palette von 1.500 kg.

In Tabelle 7 sind die ausgewählten Antriebsparameter aufgelistet. Bei diesen Parametern wird zwischen beladenem $(\cdot)_{Voll}$ und unbeladenem Zustand $(\cdot)_{Leer}$ unterschieden. Die beiden

Fahrzeuge werden mit einem Beschleunigungsprofil gesteuert und mit einem Allradantrieb (Antriebsaufteilung: $i = 0.5$) modelliert.

Tabelle 7: Die zwei ausgewählten Fahrzeuge (Shuttle und Satellite), die die höchsten dynamischen und statischen Kräfte im Regal erzeugen mit F_P (Normalkraft die durch das Fahrzeuggewicht entsteht) und F_U (Umfangskraft die durch die Brems- und Beschleunigungsvorgänge entsteht).

	Nutzlast	Eigen-gewicht	a_{\max} unbeladen	a_{\max} beladen	v_{\max} unbeladen	v_{\max} beladen	Max F_U Leer	Max F_U Beladen	Max F_P Leer	Max F_P Beladen
Shuttle	1750 kg	850 kg	1.2 m/s ²	1.2 m/s ²	5 m/s	5 m/s	1300 N	2600 N	10800 N	25500 N
Satellite	1500 kg	250 kg	3 m/s ²	2 m/s ²	3 m/s	2 m/s	750 N	3500 N	2452 N	17168 N

Mit Hilfe der charakteristischen Gleichungen und Eingangsgrößen von den Herstellern können die Umfangskräfte und die Achslasten eines Regal-Fahrzeugs berechnet werden. Dazu wurde ein parametrisierbares Modell in Simulink erstellt (siehe Abbildung 8).

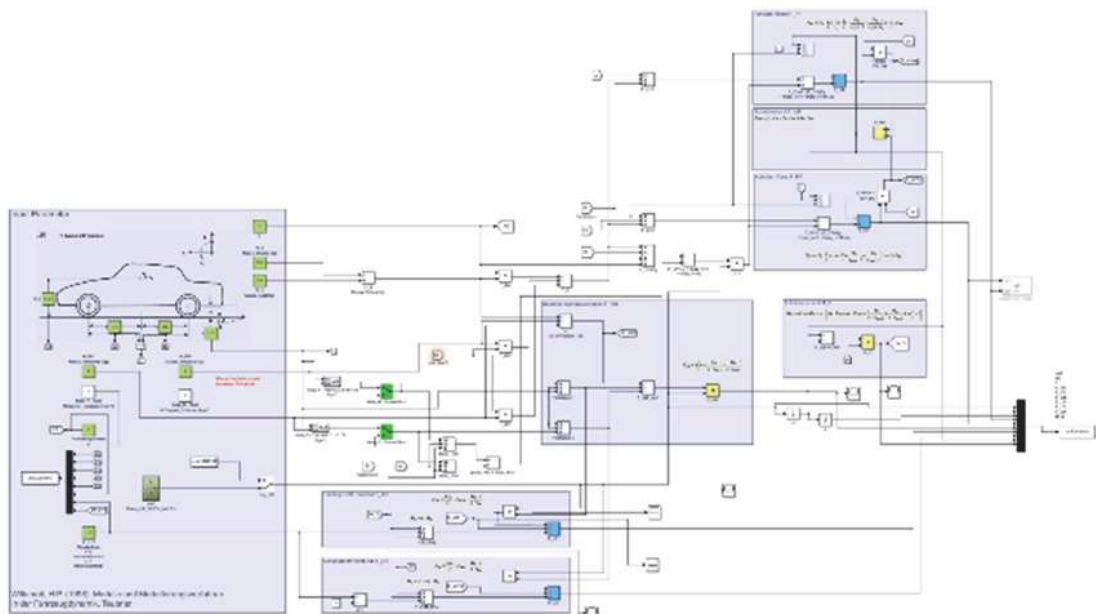


Abbildung 8: Simulink Modell der charakteristischen Gleichungen für Shuttle- und Satelliten-Fahrzeug

Ein beispielhaftes Bewegungsprofil sowie die dadurch erzeugten, sich zeitlich verändernden Kräfte sind in Abbildung 9 dargestellt:

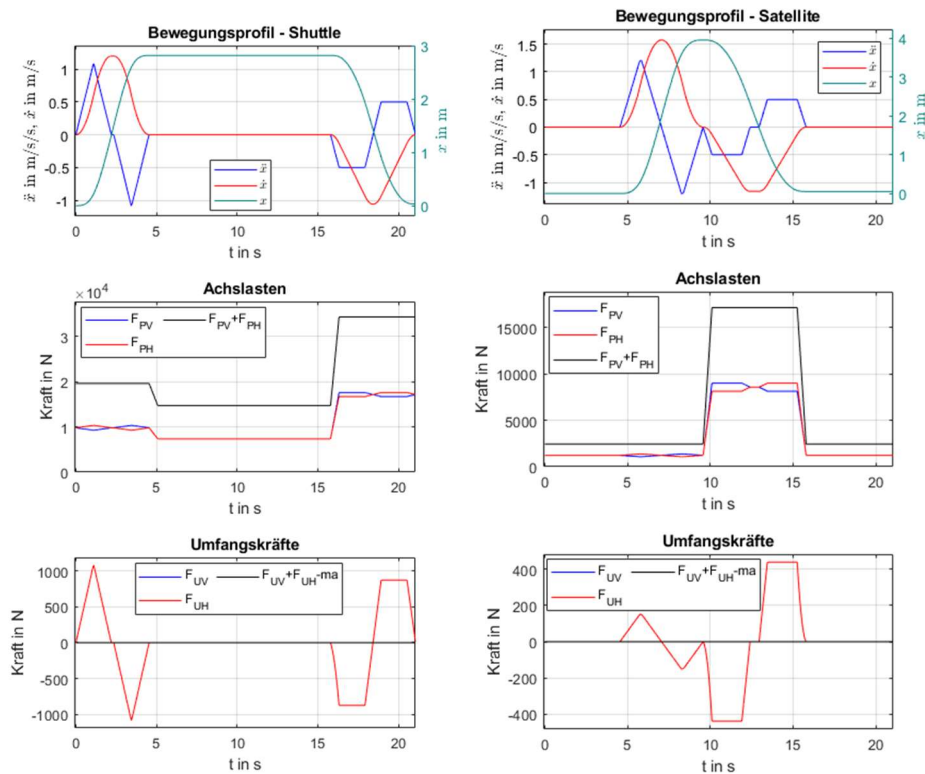


Abbildung 9: Ein beispielhaftes Bewegungsprofil sowie die zugehörigen Achslasten und die Umfangskräfte jeweils für Shuttle-Fahrzeug (links) und Satellite-Fahrzeug (rechts).

Die Bewegungsprofile werden anhand folgender Parameter generiert

- Geometrische Lage des Schwerpunktes, als Funktion der Zeit
- Eigengewichte der Fahrzeuge sowie das Gewicht der Ladung, als Funktion der Zeit
- Beschleunigungswerte als Funktion der Zeit
- Maximale Geschwindigkeit
- Das Verhältnis der Antriebsverteilung – Vorderrad- / Hinterrad- / Allradantrieb
- Start und Endposition in der Gasse/Kanal

Grundsätzlich erfolgt eine Einlagerung bzw. Auslagerung nach folgendem Schema:

- Ausgehend von der Startposition bewegt sich das Shuttle-Fahrzeug zu der Endposition
- Das Satellite-Fahrzeug bewegt sich in Richtung des Lagerkanals
- Die Ladung wird entweder abgeladen oder abgeholt
- Das Satellite-Fahrzeug bewegt sich zurück zu dem Shuttle-Fahrzeug
- Das Shuttle-Fahrzeug kommt wieder in die Ausgangsposition/Übergabestelle

Regal-Modell

Um möglichst viele verschiedene Regalkonfigurationen abbilden zu können, wird bei der Modellierung ein modularer und parametrierbarer Ansatz angewendet. Strukturparameter wie Profile, Regalabmessungen sowie Anzahl der Regalfahrzeuge sind beliebig parametrierbar. Deshalb wurde für das Regallager ein Finite-Elemente-Methoden basiertes Modell entwickelt. Zu den Eingangsgrößen dieses Modells zählen u.a. die Parameter Regalgröße, Regalprofile,

Profilmaterialien sowie die sich zeitlich und räumlich verändernden dynamischen Kräfte aus den Shuttle- bzw. Satelliten-Fahrzeugmodellen.

Das Regalmodell wurde in der FEM-Software Abaqus implementiert. Im Hinblick auf die gewöhnliche Dimension eines Shuttle-Regals wurden für die Modellierung eindimensionale lineare Balken-Elemente herangezogen. Dies vereinfachte nicht nur die Komplexität des Modells, sondern reduzierte auch den benötigten Rechenaufwand. Die Verwendung der eindimensionalen Balken-Elemente ermöglicht den Einsatz des FEM-Regalmodells mit verschiedenen Herstellerdaten ohne erheblichen Anpassungsaufwand.

Abbildung 10 listet die Bezeichnungen der einzelnen Profile auf. Diese Profile können von Hersteller zu Hersteller variieren und müssen deshalb variierbar implementiert werden. Die Bezeichnungen wurden in Anlehnung an DIN EN 15878 und DIN EN 16681 berücksichtigt. Da es eine vielfältige Möglichkeit für die Anbringung der Diagonal- und Rückenverstrebrungen gibt, wurde dies nach Absprache mit den Mitgliedern des projektbegleitenden Ausschusses in generische Form implementiert.

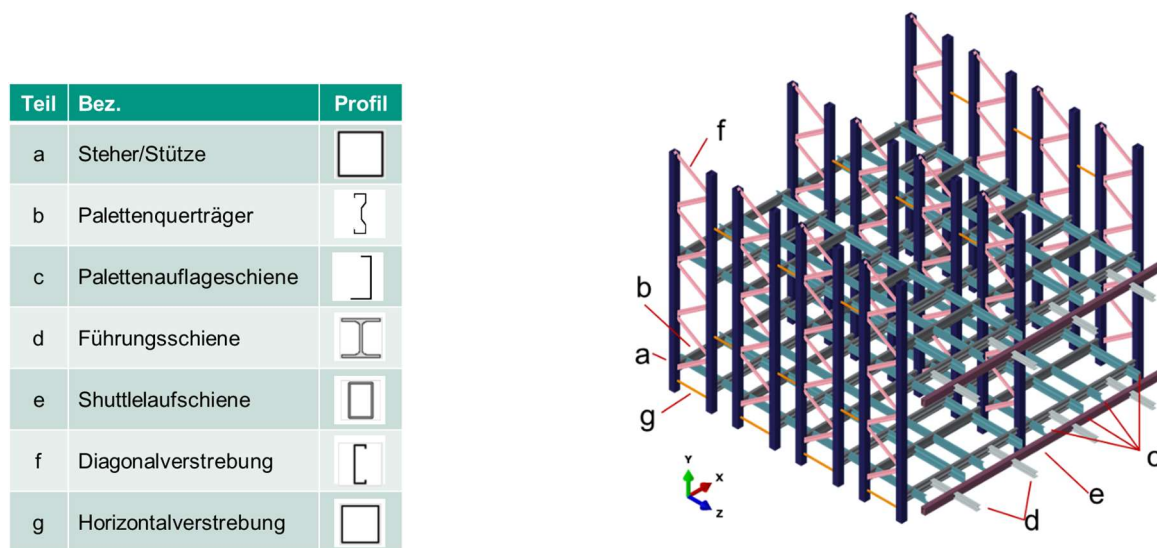


Abbildung 10: Regalmodell mit verschiedenen Teilen die je nach Hersteller angepasst werden können. Bezeichnung in Anlehnung an DIN EN 15878 und DIN EN 16681

Darüber hinaus wurde ein Excel-Tool entwickelt, das es ermöglicht, zufällige Lagerlasten für die Simulation des Regallagers zu generieren. Anhand eines Scripts werden anschließend diese Lagerlasten in das Regalmodell integriert. Allerdings wurde für alle Simulationen nur die Extremfälle berücksichtigt. Deshalb wurden nur leere sowie voll beladene Regale simuliert.

Zwar besteht ein Shuttle-betriebenes Hochregallager aus einer Aneinanderreihung einzelner Lagergassen. So wird jedoch unter folgenden Annahmen eine Vereinfachung des Modells möglich. Angenommen wird, dass die einzelnen Lagergassen untereinander baulich getrennt sind. Demnach sind die einzelnen Lagergassen in Bezug auf Statik und Dynamik entkoppelt. Weiterhin wird angenommen, dass sich die Lagergassen auch sonst nicht gegenseitig in ihrer Bewegungsfreiheit einschränken, z.B. indem während des Betriebs zum Schwingen angeregte Lagergassen kollidieren.

Der Vereinfachung des Lagermodells liegt die Ausnutzung von Symmetrieeigenschaften des Lageraufbaus im Hinblick auf den zu untersuchenden Lastfällen zugrunde. Für das Referenzlager wird dabei angenommen, dass ein Lagergang zu jeder Seite von einer Regalzeile eingefasst ist. Folglich ist die Lagergasse entlang des Lagergangs symmetrisch aufgebaut. Für reine Shuttle-Simulationen wird die Symmetriebedingung in Anspruch genommen. Das bedeutet, dass nur eine Hälfte des Regals betrachtet wird, vgl. die (vertikale) Symmetrieebene in Grün in Abbildung 11 (links). Für die Simulation mit Satelliten-Fahrzeugen wird jedoch das Gesamtregalmodell verwendet, vgl. Abbildung 11 (rechts).

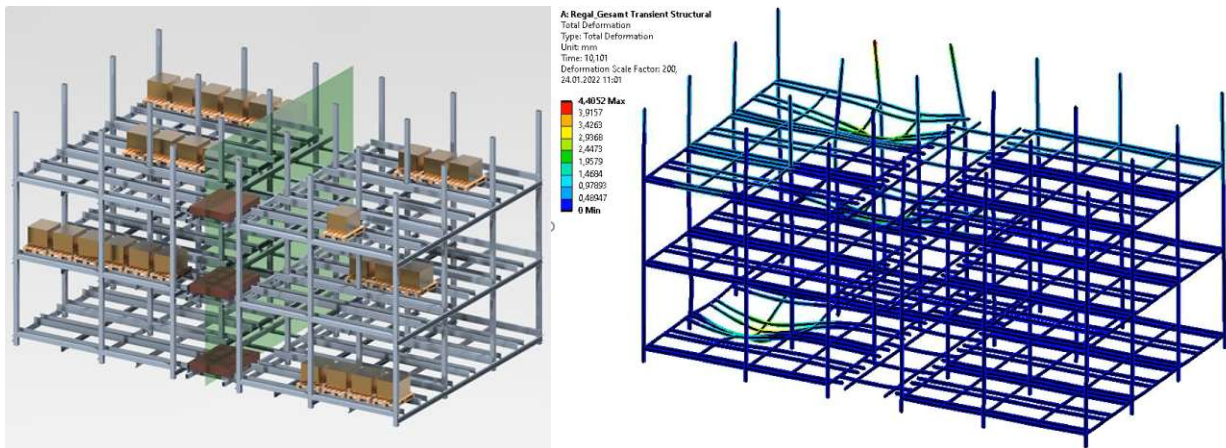


Abbildung 11: CAD-Modell eines Shuttle-Lages mit drei Etagen (links) und das erste FEM-Modell dieses Lagers mit Beispiel Lagerlasten (rechts) – ohne Verstreibungen. Die Grüne Ebene (links) stellt die Symmetrieebene dar.

In Tabelle 8 werden Kenngrößen über den Aufbau des Regalmodells gegeben.

Tabelle 8: Kenngröße des Regalmodells

Kenngröße	Werte
Anzahl Ebenen	8
Lagerplätze pro Lagerkanal	6
Anzahl Lagerfläche pro Ebene	18
Lagerplätze pro Lagerfach	2
Dimensionen	52,2 x 18,87 x 5,58 m (LxHxT)

Abbildung 12 stellt das gesamte Regalmodell – ohne Symmetriebedingungen – dar. Die Anzahl an Freiheitsgrade beträgt 1.905.888. Aufgrund der hohen Anzahl von Freiheitsgraden ist bei einer transienten Simulation der Rechenzeit- und Rechenkapazitätsbedarf sehr hoch.

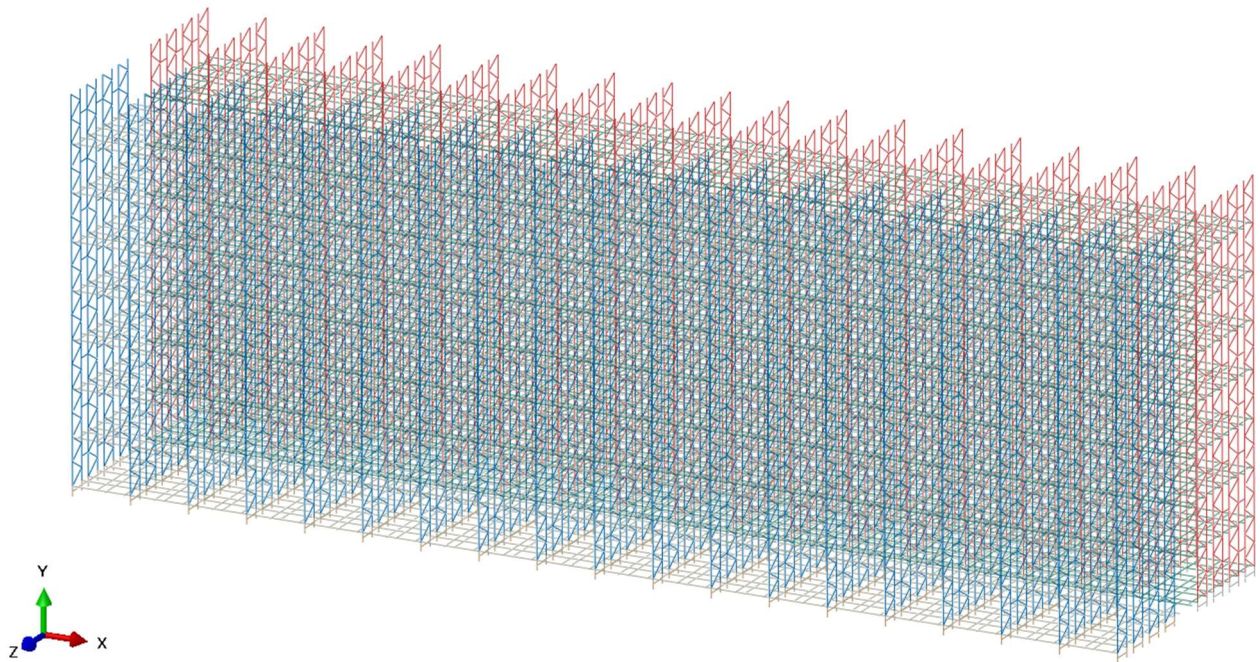


Abbildung 12: Abaqus-Modell des Shuttle-Lages mit acht Etagen und achtzehn Lagerfächern.

Schienenbegrenzungsmodell

Es wird angenommen, dass der Stoßvorgang des Shuttle-Fahrzeugs entlang eines Lagergangs geschieht. Die Symmetrieebene der Lagergasse für den Vorgang des Stoßes eines Shuttle-Fahrzeugs entspricht der grünen Ebene aus Abbildung 11 (links), die mittig in z-Richtung des Lagergangs positioniert ist. Folglich ist es aufgrund der vorliegenden Symmetrieeigenschaft auch für Stoß-Simulationen ausreichend, das Modell des Lagers auf die Hälfte einer Lagergasse zu reduzieren.

Für die Schienenbegrenzung wird angenommen, dass diese durch Einhaken oder Verschraubung an den ersten und letzten Stehern eines Lagergangs montiert ist. Somit ist die Schienenbegrenzung an beiden Enden an einem Steher befestigt und überspannt die gesamte Breite eines Lagergangs.

Schienenbegrenzungen werden in der Praxis in verschiedener Art und Weise implementiert. Um die Untersuchung generisch zu halten, wird für die Stoßsimulationen eine einfache Schienenbegrenzung aus Stahl angenommen. Abbildung 13 stellt das Modell unter Berücksichtigung der Symmetrieebene der Schienenbegrenzung dar.

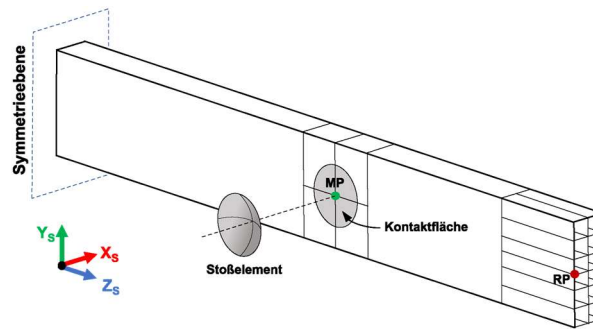


Abbildung 13: Modell der Schienenbegrenzung (Wiltz, 2022)

Das Profil der Schienenbegrenzung ist ein Rechteckprofil. Damit für den Stoßvorgang die maximal ertragbaren Spannungen des Materials des Bauteils nicht überschritten werden, wurde das Profil zusätzlich verstärkt. Am rechten Balkenende, das mit dem Steher fest verbunden ist, wurden sowohl horizontale als auch vertikale Verstrebungen angebracht. Für den Endanschlag wurde angenommen, dass der Kontakt ausschließlich zwischen dem Shuttle-Fahrzeug und der Schienenbegrenzung erfolgt. Die Kontaktfläche ist mittels des auf der Vorderseite des Balkens befindlichen Kreises modelliert, dessen Mittelpunkt (MP) durch einen grünen Punkt markiert ist. Der Mittelpunkt und die Laufschiene des Shuttles sind beide 615 mm von der Symmetrieebene entfernt. Für die Kontaktfläche wurde ein Durchmesser von 100 mm gewählt, entsprechend dem Durchmesser des Stoßpuffers des Shuttle-Modells. Für den Bereich der Kontaktfläche wurden ebenfalls Verstrebungen vorgesehen. (Wiltz, 2022)

Es wurden zwei verschiedene Fälle von Stößen betrachtet. Im einen Fall hat das Shuttle-Fahrzeug am vorderen und hinteren Ende Gummipuffer montiert. Die Gummipuffer dienen dem Abfedern des Aufpralls gegenüber der Schienenbegrenzung. Die Materialpaarung des Stoßes für diesen Fall entspricht Gummi-Stahl. Für den zweiten Fall sind am Shuttle keine Gummipuffer sondern Stoßelemente aus Stahl montiert. Für diesen Stoß ist die Materialpaarung Stahl-Stahl. Das Stoßelement aus Stahl wurde wiederum als starr angenommen.

Für den ersten Fall, dass Gummipuffer den Stoß abfedern, wurde zur Bestimmung der Stoßkraft auf die Herstellerangaben des Gummipuffers zurückgegriffen, wie in DIN 15350 unter Pufferstoß beschrieben wird. Ausgehend von der Masse und der Geschwindigkeit wurde zunächst die kinetische Energie des Shuttle-Fahrzeugs ermittelt. Mit Hilfe dieser Größe wurde mit von Herstellern angegebenen Energie-Weg- sowie Kraft-Belastungsdiagramme die Pufferkraft ermittelt, siehe Abbildung 14. Das Stoßelement in Abbildung 13 entspricht für diesen Fall eine Zeitdiskrete Kraft. Diese Kraft verursacht Lagerkräfte sowie Lagermomente, die letztendlich in das Regalmodell an entsprechenden Stellen eingeleitet wurden. (Wiltz, 2022)

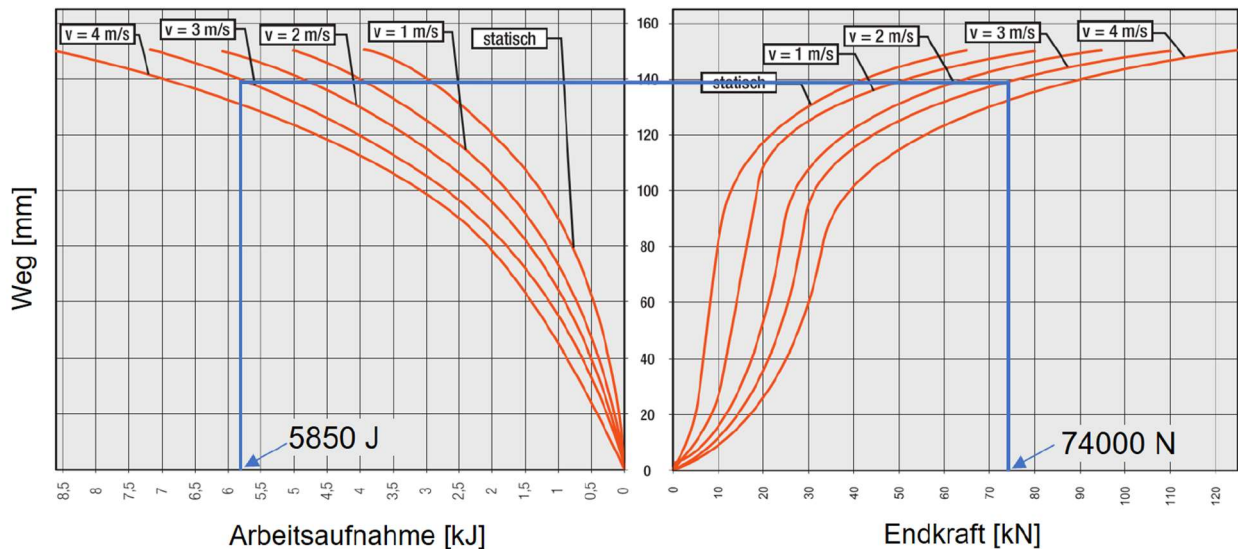


Abbildung 14: Belastungsdiagramm des Gummipuffers – (Conductix-Wampfler, 2022)

Für den zweiten Fall wurden zunächst anhand FEM-Simulationen die Lagerkräfte sowie Lagermomente ermittelt. Hierbei wurde das Shuttle-Fahrzeug als starres Stoßelement modelliert, simulativ und mit maximaler Geschwindigkeit und Ladung an die Schienenbegrenzung gefahren. Die dabei verursachten Lagerkräfte und Lagermomente wurden in das Regal eingeleitet.

2.4. AP 4: Validierung des Simulationsmodells und Simulationsstudien

Durchgeführte Arbeiten

- Vergleich zwischen verschiedenen FEM-Elementen (für Modellierung)
- Parameterbasierte Eigenfrequenzstudie des Referenzregals
- Simulationen verschiedener Lastfälle:
 - Gleichzeitiges Bremsen aller Shuttle-Fahrzeuge (Normalbetrieb)
 - Gleichzeitiges Bremsen aller Shuttle-Fahrzeuge (Not-Halt)
 - Gestaffeltes Bremsen von vier Shuttle-Fahrzeugen
 - Gestaffeltes Bremsen aller Shuttle-Fahrzeuge (Tippbetrieb)
 - Gestaffeltes Bremsen aller Satelliten-Fahrzeuge (Tippbetrieb)
 - Pufferstoß von einem Shuttle-Fahrzeug mit Materialpaarung
 - Gummi-Stahl
 - Stahl-Stahl
- Optimierungssimulationen:
 - Pufferstoß
 - Aufprallgeschwindigkeitsreduktion
 - Reduktion der Lagerkräfte und Lagermomente der Schienenbegrenzung
 - Steher Querschnittsanpassung

Erzielte Ergebnisse

Das FE-Modell des Regals nutzt eindimensionale Balken-Elemente, wie in Abbildung 15 dargestellt. Diese Vereinfachung erlaubt die Simulation von Regale mit große Dimensionen. Eine Simulation mit Hexaeder-vernetzten Bauteilen wäre zu rechenintensiv, um Parameterstudien

durchzuführen. Während diese Vereinfachung die Berechnungsdauer deutlich verkürzt, hat dies aber auch einen Einfluss auf die Genauigkeit der Simulation.

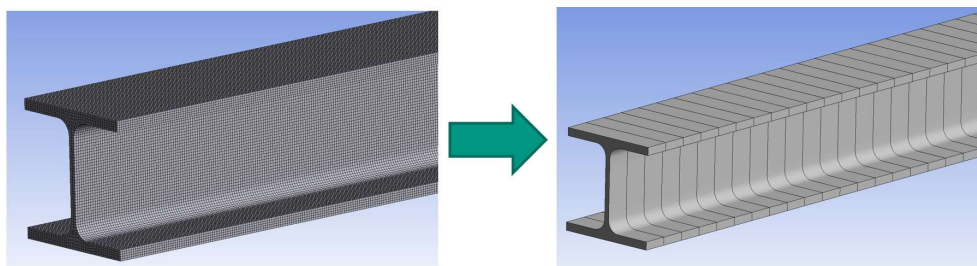


Abbildung 15: 3D Elemente (links) und Balkenelemente (rechts)

Dieser Einfluss wurde untersucht, um die Güte der Ergebnisse zu quantifizieren. Zu diesem Zweck wurden drei Hauptlastfälle definiert, die untersucht werden müssen. Diese Lastfälle spiegeln die im Regal entstehenden Belastungen auf die einzelnen Profile wieder. Die Lastfälle sind: Zug/Druck, 3-Punkt-Biegung und einseitig eingespannter Biegeversuch. Für jeden Lastfall wurden drei verschiedene Arten von Profilen untersucht. Die Simulationen wurden in Längs- und Querrichtung zum Profil durchgeführt. Jede Simulation wurde kraft- und weggesteuert durchgeführt, bis die Streckgrenze des Profils erreicht wurde. Bei den kraftgesteuerten Simulationen wurde die Verformung des Profils ausgewertet. Analog bei den weggesteuerten Simulationen wurde die mechanische Spannung ausgewertet und mit den Hexaeder-vernetzten solid-Profilen verglichen. Die Ergebnisse dieser Studie sind in Tabelle 9 dargestellt.

Tabelle 9: Ergebnisse der durchgeführten Simulation.

	Kennzahlen für die Genauigkeit der Beam Elemente					
	3-Punkt Biegung		Kragträger		Zugversuch	
	Spannung	Verschiebung	Spannung	Verschiebung	Spannung	Verschiebung
Vierkantprofil	11,18%	-9,06%	-1,11%	0,42%	-0,26%	0,27%
C-Profil Längs	-	-	-1,21%	0,10%	-0,36%	0,29%
C-Profil Quer	6,54%	-3,26%	-0,50%	0,26%	-0,36%	0,29%
I-Profil Längs	-6,35%	0,39%	-0,30%	0,20%	-0,23%	0,05%
I-Profil Quer	1,38%	0,63%	-0,17%	0,07%	-0,23%	0,05%

Die Ergebnisse stellen sehr geringe Abweichungen beim Zugversuch und einseitig gespanntem Biegeversuch, unabhängig vom Profiltyp, dar. Beim Drei-Punkt-Biegeversuch sind die Abweichungen im Vergleich höher, aber immer noch in akzeptablen Grenzen.

Eigenfrequenzstudie

Erzwungene Schwingungen können in der Regel bei geringerer Dämpfung zu einer Resonanzkatastrophe führen, wenn die Erregerfrequenz (fast) gleich der Eigenfrequenz des Systems ist. Um solch einen Resonanzfall untersuchen zu können, ist die Kenntnis der Eigenfrequenzen notwendig. Deshalb wurde zunächst eine parametrisierte Modalanalyse des Referenzregalmodells durchgeführt. Als Parameter wurden die Anzahl der Lagerfächer n_x und n_y variiert. Da die Eigenfrequenz einer Struktur mit zunehmender Masse (Regallast) monoton

abnimmt, wurden als Extrema lediglich zwei Beladungszustände untersucht – leer $(\cdot)_{\text{Leer}}$ und voll $(\cdot)_{\text{Voll}}$.

Abbildung 16 stellt den Verlauf der ersten Eigenfrequenz bei einer Variation der Höhe (n_y) des Referenzregals ($n_x = 18$ bzw. Länge = 52,2 m) für diese beiden Zustände dar. Für das betrachtete Referenzregal beträgt die erste Eigenfrequenz $f_{1}^{\text{Leer}} = 2,4$ Hz bzw. $f_{1}^{\text{Voll}} = 0,514$ Hz. Aufgrund des makroskopischen Seitenverhältnisses der Regalgrundfläche stellt der erste Eigenmodus zugleich eine Eigenform in die Shuttle-Fahrt-Richtung dar.

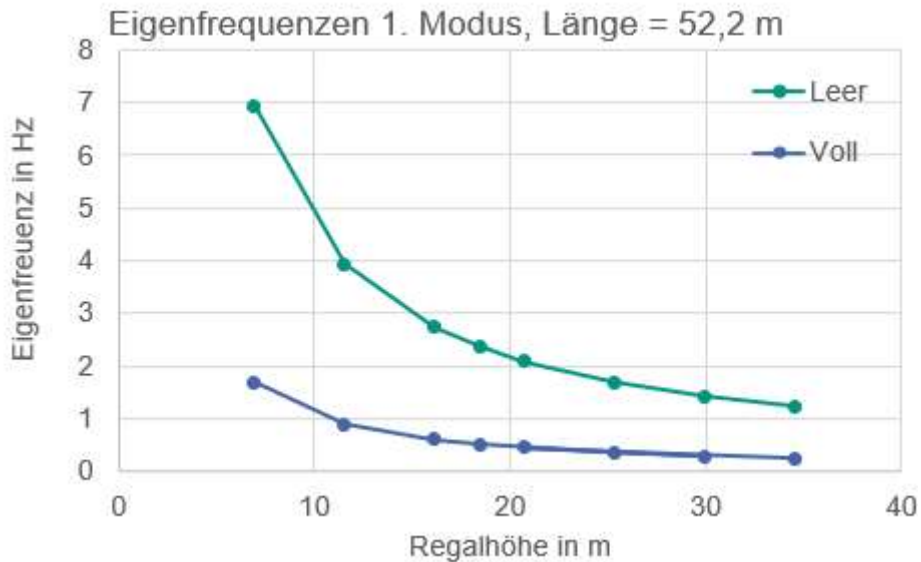
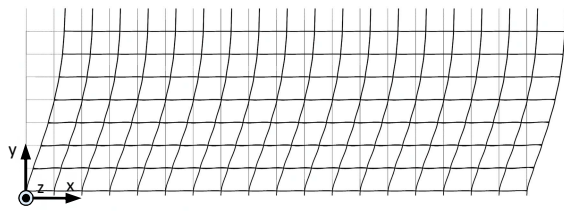
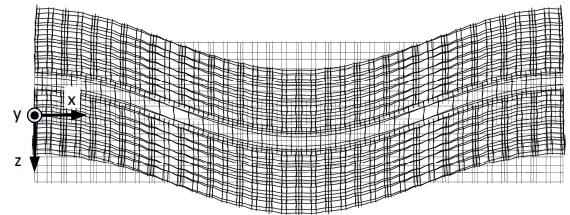


Abbildung 16: Entwicklung der Eigenfrequenz bei variierender Höhe und gleichbleibender Länge.

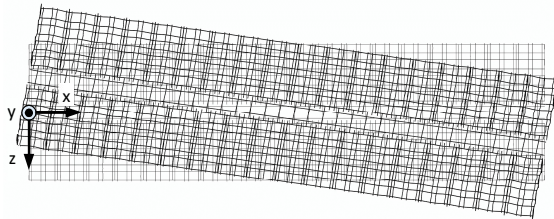
Die ersten 6 Eigenformen des (voll) beladenen sowie des leeren Regals sind in Abbildung 17 dargestellt.



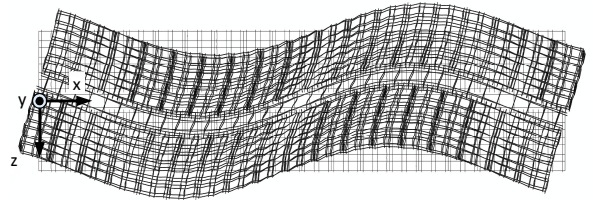
a) Erster Eigenmodus ($f_1^{\text{Voll}} = 0,514 \text{ Hz}$; $f_1^{\text{Leer}} = 2,400 \text{ Hz}$)



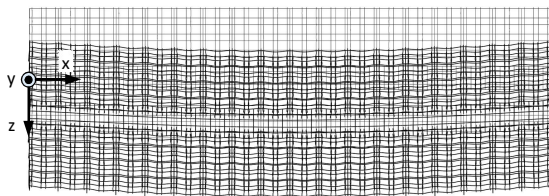
d) Vierter Eigenmodus ($f_4^{\text{Voll}} = 1,173 \text{ Hz}$; $f_4^{\text{Leer}} = 5,271 \text{ Hz}$)



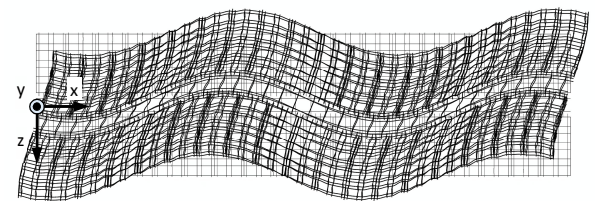
b) Zweiter Eigenmodus ($f_2^{\text{Voll}} = 0,950 \text{ Hz}$; $f_2^{\text{Leer}} = 4,258 \text{ Hz}$)



e) Fünfter Eigenmodus ($f_5^{\text{Voll}} = 1,280 \text{ Hz}$; $f_5^{\text{Leer}} = 5,848 \text{ Hz}$)



c) Dritter Eigenmodus ($f_3^{\text{Voll}} = 0,955 \text{ Hz}$; $f_3^{\text{Leer}} = 4,384 \text{ Hz}$)



f) Sechster Eigenmodus ($f_6^{\text{Voll}} = 1,526 \text{ Hz}$; $f_6^{\text{Leer}} = 7,008 \text{ Hz}$)

Abbildung 17: Die ersten sechs Eigenmoden mit ihren zugehörigen Eigenfrequenzen jeweils bei voll beladenem und leeren Zustand des Referenzregals.

Die ersten 6 Eigenfrequenzen des beladenen sowie leeren Regals sind für verschiedene Regalgrößen zur Übersicht in Tabelle 10 aufgelistet.

Tabelle 10: Erste sechs Eigenfrequenzen der Gesamtparameterstudie des Regals

Anzahl Lagerfächer in x n _x (Länge in m)	Anzahl Lagerfächer in y n _y (Höhe in m)	Modus 1 in Hz		Modus 2 in Hz		Modus 3 in Hz		Modus 4 in Hz		Modus 5 in Hz		Modus 6 in Hz	
		Leer	Voll	Leer	Voll	Leer	Voll	Leer	Voll	Leer	Voll	Leer	Voll
9 (26,1)	9 (21,2)	2,08	0,45	3,51	0,80	3,82	0,85	6,29	1,39	6,38	1,40	6,74	1,57
13 (37,7)	9 (21,2)	2,09	0,45	3,64	0,83	3,82	0,84	5,42	1,23	5,88	1,28	6,31	1,39
16 (46,4)	9 (21,2)	2,09	0,45	3,69	0,83	3,83	0,84	4,93	1,11	5,54	1,22	6,32	1,38
18 (52,2)	3 (7,1)	6,94	1,68	8,83	2,11	11,62	3,11	15,15	3,46	16,29	3,49	16,40	3,55
18 (52,2)	5 (11,8)	3,94	0,89	6,61	1,49	8,43	1,87	8,61	1,92	8,85	2,00	9,46	2,14
18 (52,2)	7 (16,5)	2,74	0,60	5,10	1,16	5,39	1,19	6,04	1,36	6,21	1,36	7,14	1,60
18 (52,2)	8 (18,8)	2,40	0,51	4,33	0,98	4,50	0,99	5,26	1,18	5,70	1,25	6,70	1,48
18 (52,2)	9 (21,2)	2,10	0,45	3,71	0,83	3,83	0,84	4,71	1,06	5,32	1,17	6,33	1,38
18 (52,2)	11 (25,9)	1,70	0,36	2,82	0,63	2,88	0,63	4,00	0,89	4,82	1,07	5,12	1,10
18 (52,2)	13 (30,6)	1,43	0,29	2,23	0,49	2,26	0,49	3,59	0,80	4,29	0,91	4,53	1,00
18 (52,2)	15 (35,3)	1,23	0,25	1,80	0,39	1,82	0,39	3,34	0,74	3,70	0,77	4,36	0,96
20 (58)	9 (21,2)	2,10	0,47	3,73	0,85	3,83	0,85	4,55	1,03	5,12	1,14	6,28	1,38
23 (66,7)	9 (21,2)	2,10	0,45	3,75	0,84	3,83	0,84	4,38	0,97	4,87	1,08	5,91	1,32
27 (78,3)	9 (21,2)	2,10	0,45	3,77	0,84	3,83	0,84	4,22	0,94	4,62	1,02	5,41	1,20
30 (87)	9 (21,2)	2,10	0,45	3,78	0,84	3,83	0,84	4,14	0,92	4,48	0,99	5,13	1,14
34 (98,6)	9 (21,2)	2,10	0,45	3,79	0,84	3,83	0,84	4,07	0,90	4,34	0,96	4,86	1,08
39 (113,1)	9 (21,2)	2,10	0,45	3,80	0,83	3,83	0,84	4,00	0,88	4,22	0,93	4,63	1,02

Um die dynamische Wechselwirkung zwischen Regalfahrzeugen und dem Regal zu untersuchen, wurden zunächst vier Arten der Betriebslastfälle betrachtet. Der erste Betriebslastfall entspricht einem Fall, indem der Not-Aus ausgelöst wird. Aufgrund von Sicherheitsmaßnahmen müssen alle Regalfahrzeuge so schnell wie möglich zum Stillstand kommen. Dieses Verhalten resultiert in einem Bremsvorgang mit maximaler Bremsrate. Das abrupte Bremsen verursacht dementsprechend höhere Umfangskräfte, die über die Schienen ins Regal eingeleitet werden.

Der zweite Betriebslastfall ist die normale Betriebssituation. In diesem Lastfall beschleunigen oder bremsen die Regalfahrzeuge mit ihren nominellen Werten. Dadurch entstehen zwar auch Umfangskräfte, die aber vom Betrag her kleiner als beim dem Not-Aus-Fall sind.

Lastfall Not-Aus: Fahrzeug-Modell

Es fahren zunächst acht Shuttle-Fahrzeuge mit voller Beladung und voller Geschwindigkeit im Regal, siehe $t = 0$ bis 9 s in Abbildung 18. Alle diese Fahrzeuge fangen gleichzeitig an, mit voller Bremsrate zu bremsen und kommen in die Mitte des Regals zum Stillstand, vgl. $t = 9$ bis 11 s in Abbildung 18. Um von einem stationären Zustand auszugehen, werden für die Regalsimulation Kräfte nur in dem Zeitraum $t = 9$ bis 11 s betrachtet.

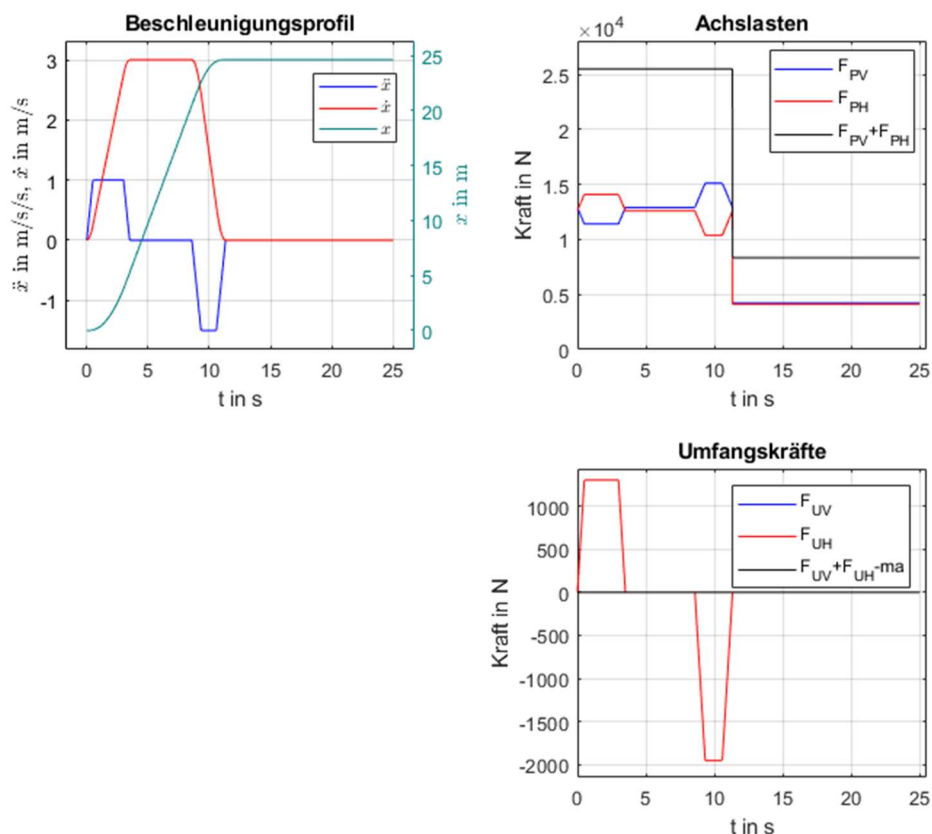


Abbildung 18: Beschleunigungsprofil sowie resultierende Kräfte beim Lastfall Not-Aus

Lastfall Not-Aus: Regal-Modell

Die durch die in Abbildung 18 aufgezeigten Kräfte verursachte Regalschwingung wird in Abbildung 19 dargestellt. Die Schwingungsverläufe in Abbildung 19 wurden am mittleren Steher an der obersten Ebene ausgewertet. Dieser Punkt weist die höchste Schwingungsamplitude im Regal auf.

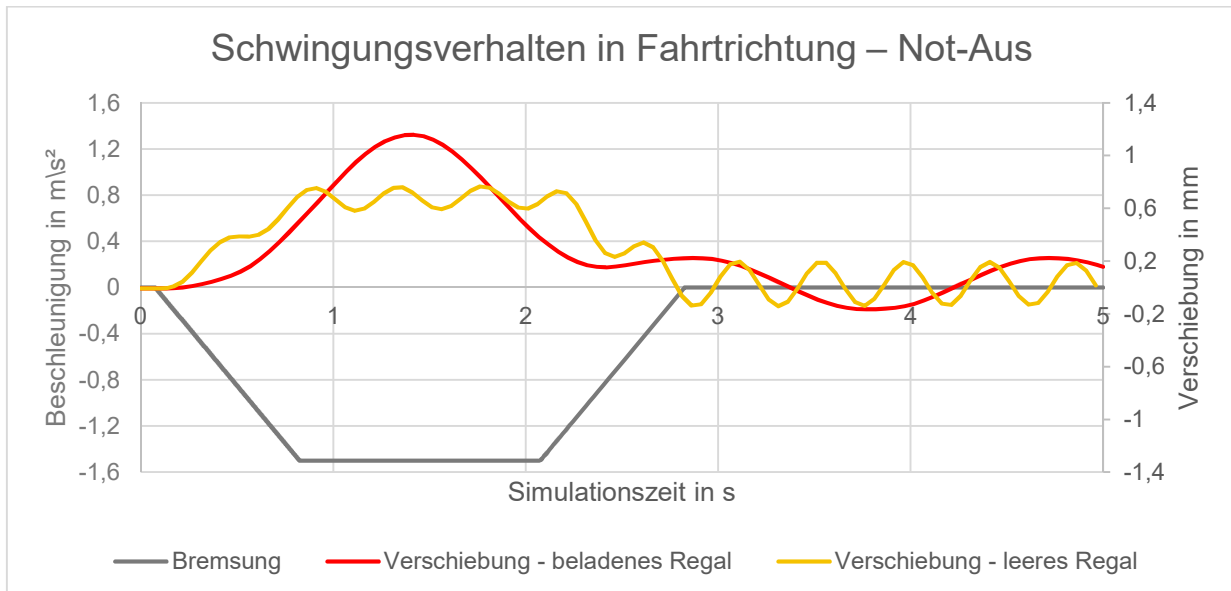


Abbildung 19: Schwingungsverlauf des Regals beim Fall eines Not-Halts, verursacht durch Not-Bremsung acht Shuttle-Fahrzeuge mit maximaler Beladung.

Lastfall Not-Aus: Fazit

Auf Basis dieser wird ersichtlich, dass der voll beladene Zustand für die dynamische Wechselwirkung zwischen den Fahrzeugen und dem Regal den Worst-Case darstellt. Nichtsdesto-trotz ist die Schwingungsamplitude maximal (lediglich) 1,2 mm in Fahrtrichtung.

Die maximale Steherspannung beträgt 109 MPa für den voll-beladenen Zustand und liegt am untersten Punkt des mittleren Stehers vor.

Lastfall Normalbetrieb: Fahrzeug-Modell

Es fahren zunächst acht Shuttle-Fahrzeuge mit voller Beladung und voller Geschwindigkeit im Regal, siehe $t = 0$ bis 4 s in Abbildung 20. Alle diese Fahrzeuge fangen gleichzeitig an zu bremsen und kommen in der Mitte des Regals zum Stillstand, vgl. $t = 8$ bis 11 s in Abbildung 20. Um von einem stationären Zustand auszugehen, werden für die Regalsimulation Kräfte nur in dem Zeitraum $t = 8$ bis 11 s betrachtet.

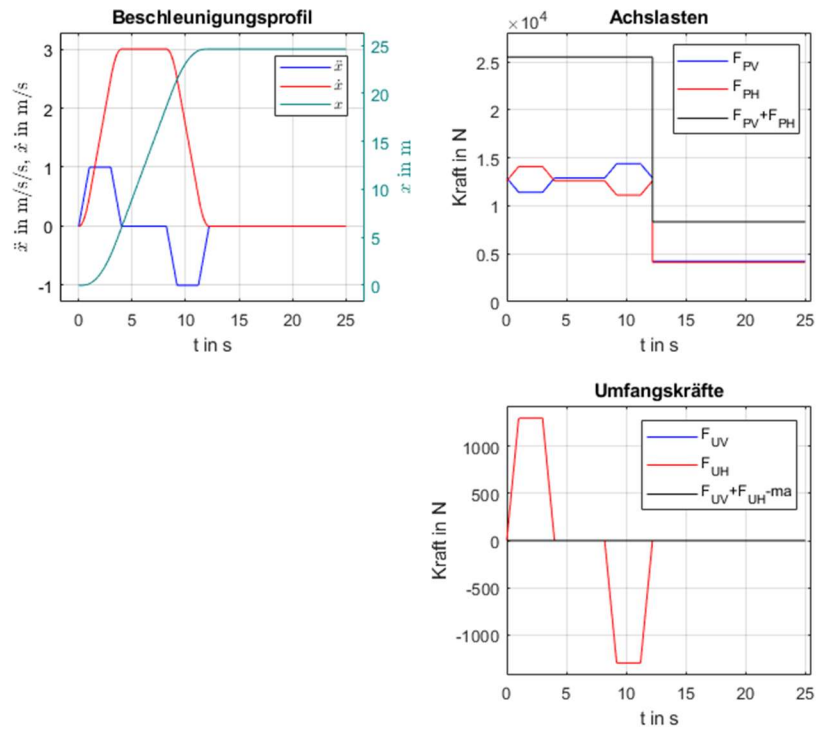


Abbildung 20: Beschleunigungsprofil sowie resultierende Kräfte beim Lastfall Normalbetrieb

Lastfall Normalbetrieb: Regal-Modell

Die durch die in Abbildung 20 aufgezeigten Kräfte verursachte Regalschwingung wird in Abbildung 21 dargestellt. Die Schwingungsverläufe in Abbildung 21 wurden am mittleren Steher an der obersten Ebene ausgewertet. Dieser Punkt weist die höchste Schwingungsamplitude im Regal auf.

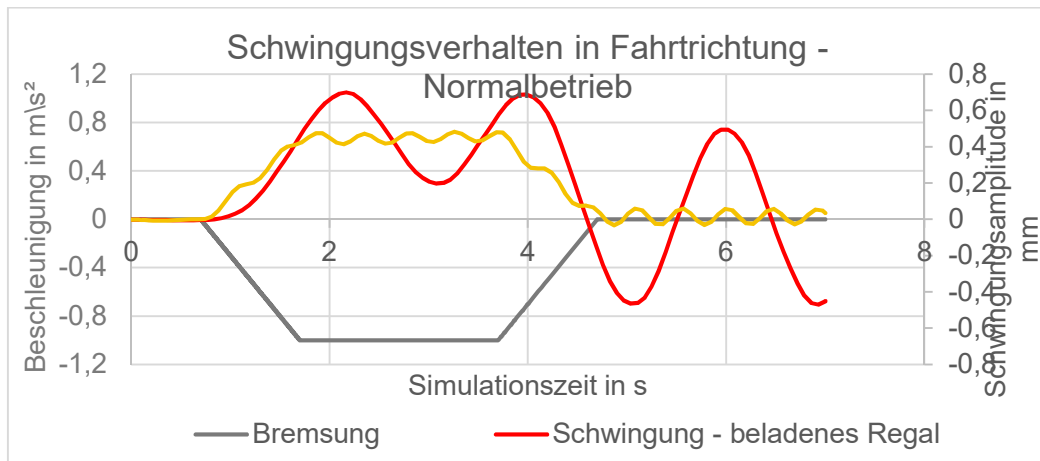


Abbildung 21: Schwingungsverlauf des Regals beim normalen Betriebsfall, verursacht durch normale Bremsung acht Shuttle-Fahrzeuge mit maximaler Beladung.

Lastfall Normalbetrieb: Fazit

Anhand der Abbildung 21 wird ersichtlich, dass der voll beladene Zustand für die dynamische Wechselwirkung zwischen den Fahrzeugen und dem Regal eine relativ höhere

Schwingungsamplitude darstellt. Die maximale Schwingungsamplitude beträgt 0,7 mm in Fahrtrichtung. Diese Schwingungsamplitude ist kleiner als die im Lastfall Not-Aus vorliegende Schwingungsamplitude.

Vergleich zwischen Lastfälle Normalbetrieb und Not-Aus

Abbildung 22 stellt alle o.g. Lastfälle zum Vergleich dar.

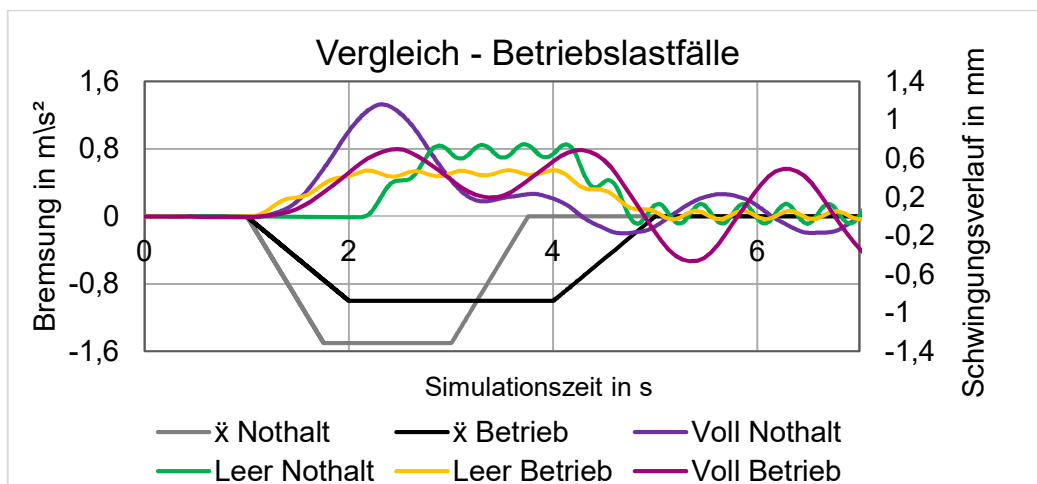


Abbildung 22: Vergleich der Schwingungsamplituden des Regals bei verschiedenen Lastfällen und Beladungszustand des Regals.

Lastfall gestaffeltes Bremsen von Shuttle-Fahrzeugen

Simulative Untersuchungen mit vier Shuttle-Fahrzeugen mit maximaler Beladung und in einem gestaffelten Bremsvorgang haben gezeigt, dass die verursachte Schwingung in dem vollbeladenen Regal sehr gering ist, weshalb dieser Lastfall nicht weiterverfolgt wurde, vgl. Abbildung 23.

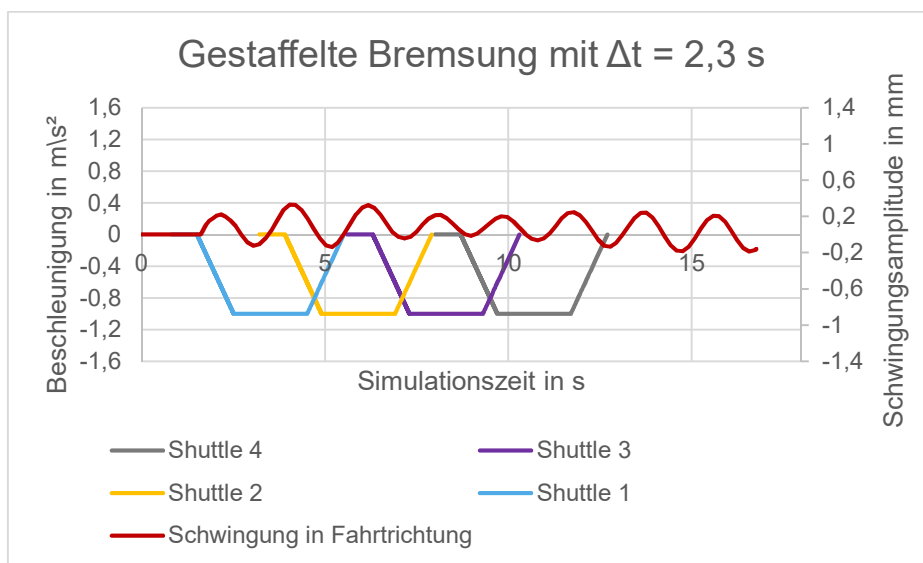


Abbildung 23: Schwingungsamplitude des Regals beim Lastfall „gestaffeltes Bremsen“. Vier Shuttle Fahrzeuge bremsen nacheinander ab.

Lastfall Tippbetrieb – Shuttle Fahrzeuge

Weitere Untersuchungen mit dem voll beladenen Regal haben zu dem Ergebnis geführt, dass ein gleichzeitiger Tippbetrieb aller Shuttle-Fahrzeuge im voll beladenen Regal zu relativ hohen Schwingungsamplituden des Regals führt, insbesondere dann, wenn die Bremspulse so gestaffelt werden, dass sie eine maximale schwingungsverstärkende Wirkung haben (die Frequenz des Tippbetriebs also mit der Eigenfrequenz des Regals übereinstimmt).

Bei der Shuttle-Simulation wurde die Frequenz des Tippbetriebs an f_1^{Voll} angepasst. Alle Fahrzeuge bremsen mit voller Last von der maximalen Geschwindigkeit bis zum Stillstand im Tippbetrieb (Bremsimpulse im Zeitintervall der Eigenfrequenz). Das Bremsprofil ist in Abbildung 24 in Rot dargestellt. Diese resonanzerregte Schwingung weist eine hohe Schwingungsamplitude im Vergleich zum gleichzeitigen Bremsen auf, wie in Abbildung 24 dargestellt.

Eine anschließende Spektralanalyse der Restschwingung (ab $t = 7$ s) hat die im Schwingungsverlauf enthaltene Frequenzen gezeigt. Das Ergebnis der Spektralanalyse ist in Abbildung 24 dargestellt.

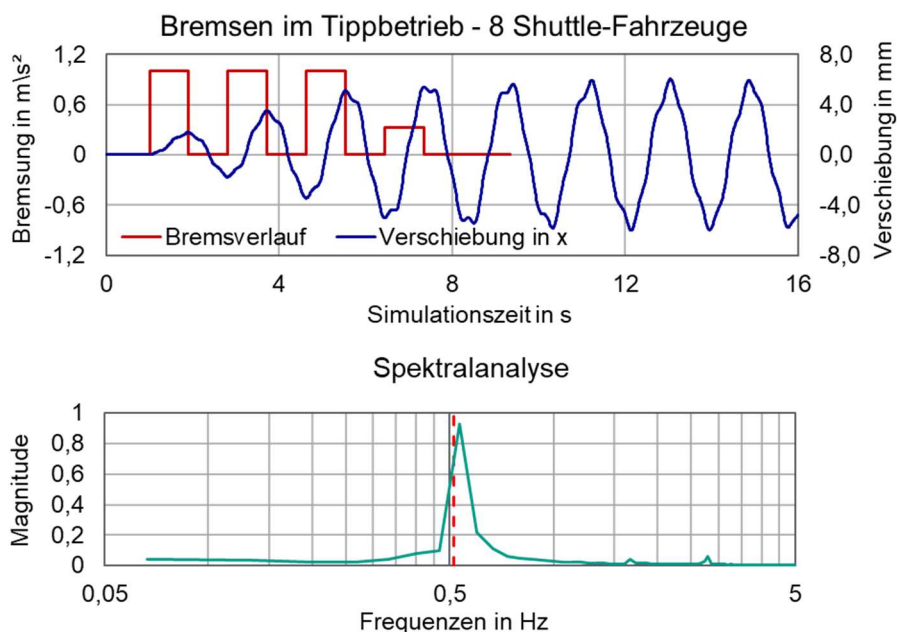


Abbildung 24: Bremsen von 8 voll beladenem Shuttle-Fahrzeugen (also in allen 8 Ebenen gleichzeitig) im Tippbetrieb bei voll beladenem Regal sowie die Spektralanalyse der Restschwingung

Die rot markierte Linie entspricht der ersten Eigenfrequenz. Die Restschwingung des Regals enthält überwiegend eine Schwingung, deren Hauptfrequenzanteil der ersten Eigenfrequenz entspricht.

Lastfall Tippbetrieb – Satelliten-Fahrzeuge

Eine ähnliche Untersuchung wurde mit Satellitenfahrzeugen mit maximaler Last im voll beladenen Regal durchgeführt. Da sich die Eigenfrequenz in Satellitenrichtung von der Shuttle-Richtung

unterscheidet, wurde in diesem Fall das Bremsprofil des Tippbetriebs mit der entsprechenden Frequenz erzeugt.

In diesem Lastfall fahren acht Satellitenfahrzeuge in der Mitte des Regals vom Ende des Regals in Richtung des Regalganges. Hier wird eine gleichzeitige Auslagerung vom letzten Lagerplatz abgebildet.

Abbildung 25 zeigt die durch diese Bewegung verursachte Schwingung im Regal. In diesem Lastfall wird eine überlagerte Schwingung beobachtet. Das bedeutet, dass - im schlimmsten Fall - die Amplitude der Schwingung in der Restschwingungsphase etwa doppelt so groß sein kann wie in der erzwungenen Schwingung. Da die Bewegung der Satellitenfahrzeuge in der Mitte des Regals stattfindet, werden hauptsächlich die Eigenschwingungen der Moden drei und vier angeregt (vgl. Abbildung 17).

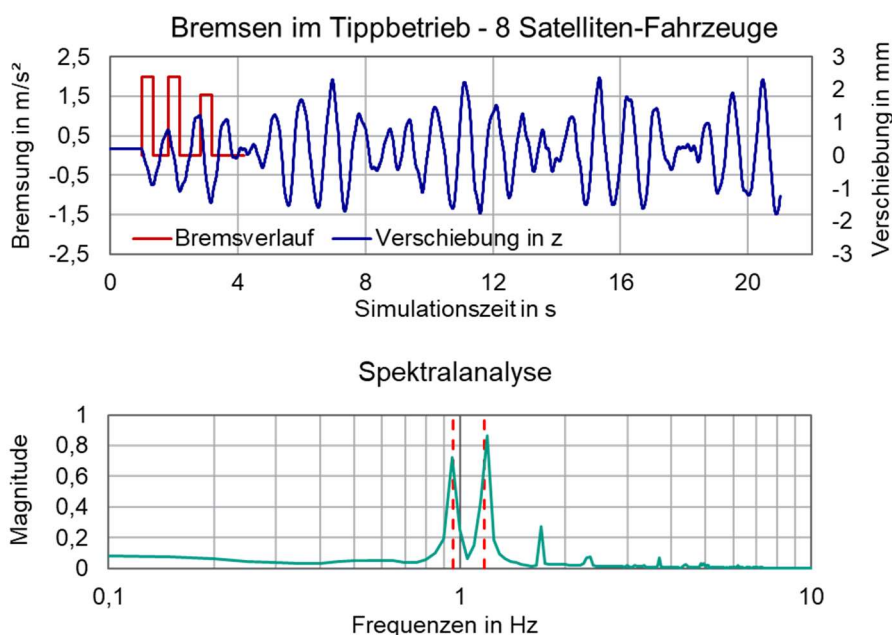


Abbildung 25: Bremsen vom 8 voll beladenen Satteliten-Fahrzeugen im Tippbetrieb bei voll beladenem Regal sowie die Spektralanalyse der Restschwingung

Eine anschließende Spektralanalyse der Restschwingung liefert die darin enthaltenen Frequenzen.

Lastfall Pufferstoß

Es wurden anhand einer Voruntersuchung an einem kleineren Lagermodell erste Erkenntnisse zum Lagerverhalten gesammelt. Die Regalgröße für die Voruntersuchung beträgt 5 Lagerfächer in Längs-Richtung und 5 Lagerebenen in Höhen-Richtung. Motivation der Voruntersuchung war die Reduktion der Simulationen am Modell des Referenzlagers, da dieses Modell (18x8 Fächer) gegenüber dem Modell der Voruntersuchung (5x5 Fächer) größer und somit rechenaufwändiger ist. Aufbauend auf den Ergebnissen der Voruntersuchung wurden die potenziellen Fälle, die für den Worstcase des Stoßes in Frage kommen, eingegrenzt.

Um die Zahl der Simulationen zu reduzieren, wird die Vielfalt der Beladungszustände des Regals auf vier Zustände beschränkt. Diese sind im Einzelnen:

- Lager Beladen (jeder Lagerplatz ist mit 1,5 t belegt)
- Lager Unbeladen (kein Lagerplatz ist belegt)
- 8. Ebene Beladen (oberste Lagerebene vollständig mit jeweils 1,5 t belegt)
- 7.-8. Ebene Beladen (oberste zwei Lagerebenen vollständig mit jeweils 1,5 t belegt)

Die Beladungszustände Lager Beladen und Lager Unbeladen decken die Extremfälle der Lagerbelastung

ab. Für die beiden letzten Fälle sind die oberste bzw. die beiden obersten Lagerebenen vollständig beladen, der Rest des Lagers ist dementsprechend leer. Diese stehen stellvertretend für die Zustände,

dass das Lager nur teilweise befüllt ist. Ist das Regal nur teilweise beladen, ist davon auszugehen, dass die auftretenden Beanspruchungen des Regals infolge eines Endanschlags höher sind, je weiter oben die Lagereinheiten im Regal eingelagert wurden.

Ferner wurden zwei Materialpaarungen betrachtet. Das erste Materialpaar bildet einen Stoß zwischen dem Gummipuffer des Shuttle-Fahrzeugs und dem Stahlandschlag, während das zweite einen Stoß zwischen den Stahlpuffern des Shuttle-Fahrzeugs und dem Stahlandschlag bildet.

Stoß mit Schienenbegrenzung: Gummi-Stahl

Zur Bestimmung der auf die Schienenbegrenzung wirkenden Pufferkraft wird auf Angaben vom Hersteller des Gummipuffers zurückgegriffen. Als Gummipuffer wurde von der Firma Conductix-Wampfler (Conductix-Wampfler, 2022) ein Puffer aus dem Programm 0180 Cell-Puffer mit einem Durchmesser von 125 mm und einer Höhe von 190 mm gewählt. Das zu diesem Puffer dazugehörige Energie-Weg-Diagramm ist der Abbildung 26 zu entnehmen. Es wurde aus dem frei zugänglichen Cell-Puffer Katalog des Herstellers ein Puffer gewählt, der die erforderliche Stoßenergie aufnehmen kann.

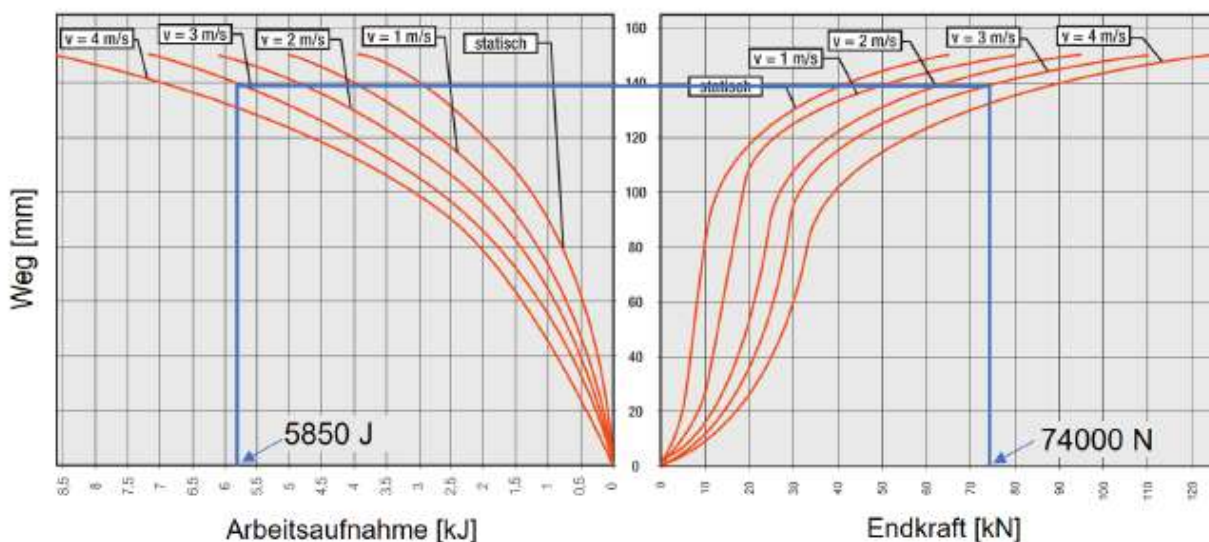


Abbildung 26: Belastungsdiagramm des Gummipuffers zur Bestimmung der Pufferkraft (Conductix-Wampfler, 2022)

Die maximale kinetische Energie des Shuttle-Fahrzeugs $W_{kin,max}$ beim Stoß beträgt 11700 J. Weil das Shuttle über zwei in Fahrtrichtung zeigende Stoßpuffer verfügt, gilt für die Arbeitsaufnahme des einzelnen Stoßpuffers $W_{Puffer} = 1/2 W_{kin,max} = 5850$ J. Da als Höchstgeschwindigkeit 3 m/s angenommen wurde, wurde in Abbildung 26 die entsprechende Kurve ausgewählt. Demzufolge beträgt die Pufferkraft ca. 74000 N.

Diese Pufferkraft wird in das Schienenbegrenzungsmodell eingesetzt, und dann werden die Reaktionskräfte und Reaktionsmomente bestimmt, siehe Abbildung 27.

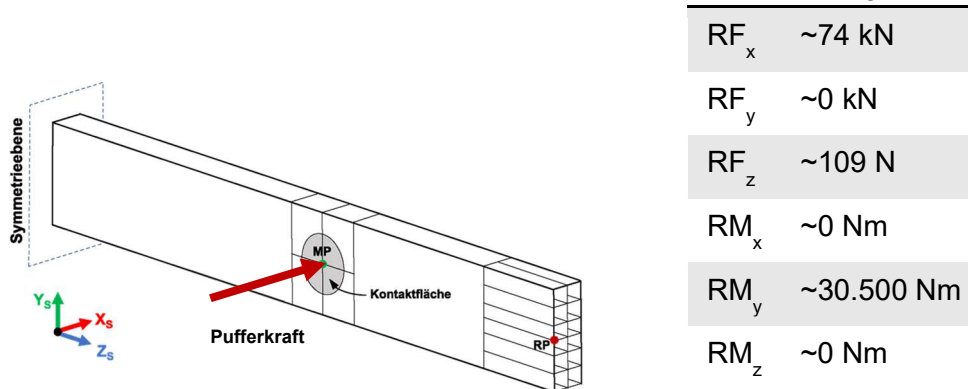
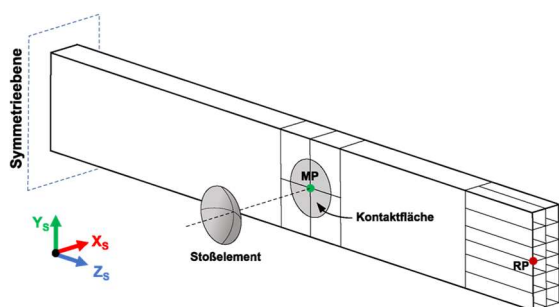


Abbildung 27: Stoßmodellierung mit Materialpaarung Gummi-Stahl (links), die berechneten Reaktionskräfte und Reaktionsmomente (rechts) (Wiltz, 2022)

Stoß mit Schienenbegrenzung: Stahl-Stahl

Zur Bestimmung der Reaktionsgrößen für den Stahl-Stahl-Kontakt zwischen Shuttle und Schienenbegrenzung wird der Stoß simuliert, da nicht auf Herstellerangaben zurückgegriffen werden kann. Für die Simulation des Stoßes sind das Shuttle bzw. dessen für den Stoßvorgang relevanten Geometrien und Eigenschaften in diesem Ersatzmodell abzubilden. Das Shuttle verfügt über zwei in Fahrtrichtung zeigende Stoßelemente. Es wurde angenommen, dass das Shuttle während des Stoßes nur mit der Vorderseite des Stoßelements in Kontakt mit der Schienenbegrenzung kommt. Demzufolge wurde für die Modellierung des Shuttle-Fahrzeugs nur die Vorderseite eines Stoßelements berücksichtigt. Weil sich das Modell der Schienenbegrenzung auf eine Hälfte beschränkt, genügt es, eine Hälfte des Shuttle-Fahrzeugs und folglich nur ein Stoßelement zu modellieren. Das entsprechende Bauteil ist in der Abbildung 28 mit Stoßelement gekennzeichnet.



$RF_{x,max}$	~480 kN
$RF_{y,max}$	~0 kN
$RF_{z,max}$	~5 kN
$RM_{x,max}$	~0 Nm
$RM_{y,max}$	~193.000 Nm
$RM_{z,max}$	~0 Nm

Abbildung 28: Stoßmodellierung mit Materialpaarung Stahl-Stahl (links), die maximalen Reaktionskräfte und Reaktionsmomente (rechts) aus der Stoßsimulation (Wiltz, 2022)

Die während des Stoßes auftretenden Spannungen überschreiten lediglich unmittelbar im Kontaktpunkt zwischen Stoßelement und Schienenbegrenzung die Streckgrenze, sodass es lokal zu plastischen Verformungen käme. Jedoch wurde die auftretende plastische Verformung nicht berücksichtigt. Für die Reaktionsgrößen am Referenzpunkt des Modells ergeben sich gemäß dem dynamischen Abbilden des Stoßvorgangs Zeitverläufe. Die Zeitverläufe sind den beiden Diagrammen der Abbildung 29 zu entnehmen.

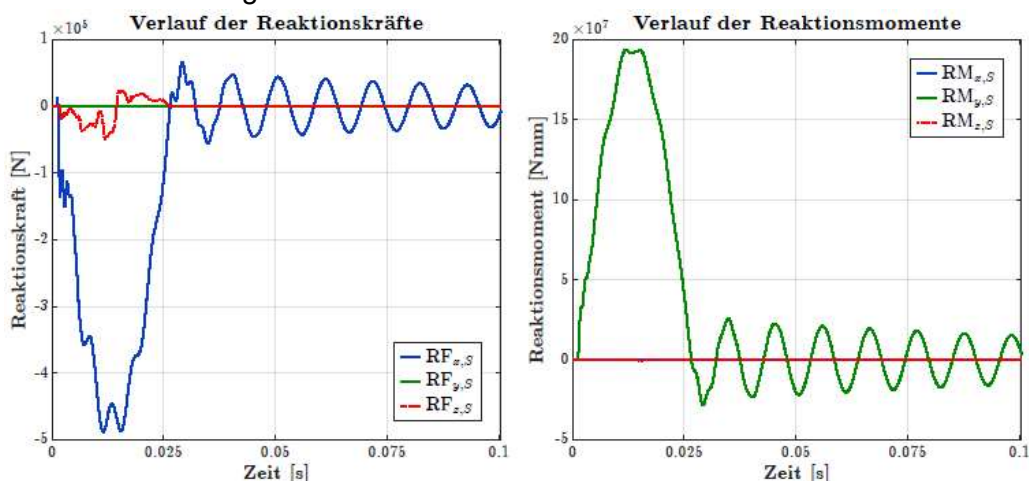


Abbildung 29: Reaktionsgrößen der Schienenbegrenzung für den Stoß mit Materialpaarung Stahl-Stahl (Wiltz, 2022)

Eine Gegenüberstellung der maximalen Werte der Reaktionsgröße RF_x für den Endanschlag Stahl-Stahl (-480 kN) und Gummi-Stahl (-74 kN) zeigt auf, dass die Reaktionskraft für den Endanschlag Stahl-Stahl knapp 6-mal höher ausfällt. Ähnliches gilt für RM_y . Für den Endanschlag Stahl-Stahl ist RM_y mit 19.3×10^4 Nm ca. 5,3-mal höher, verglichen mit Endanschlag Gummi-Stahl mit 3.05×10^4 Nm. Die Modellierung des Endanschlags mittels einer diskreten Stoßkraft ergibt statische Reaktionsgrößen. Ein Abbilden der Dynamik der Reaktionsgrößen war hierbei nicht möglich, da als Information über den Stoß selbst einzig die maximale Pufferkraft aus den Herstellergaben bekannt war. Dahingegen ergeben sich aus der Simulation des Stoßes Stahl-Stahl Funktionen der Reaktionsgrößen über der Zeit. Anhand derer wird der Vorgang des Stoßes abgebildet. Generell hängen die im Zusammenhang des Stoßes auftretenden Reaktionsgrößen wesentlich von den Eigenschaften der Schienenbegrenzung und den Materialien ab.

Stoß am Regal

Die Reaktionsgrößen wurden mit Hilfe des Schienenbegrenzungsmodell simulativ ermittelt. Die ermittelten Reaktionsgrößen wurden anschließend in das Regalmodell an entsprechenden Stellen eingeleitet. Da die Reaktionsgrößen in unterschiedlicher Form vorliegen, wurden diese auch auf unterschiedliche Weise in das Regalmodell implementiert.

In Abbildung 30 wird das Implementierungsschema dargestellt. Für beide Stoßfälle wird ab Zeitpunkt 0s die Erdbeschleunigung eingeschaltet. Für den Stoß-Fall Gummi-Stahl waren die Reaktionsgrößen zeitdiskret. Deshalb wurden diese in einer statischen Analyse angebracht, siehe Zeitspanne 1 bis 2 s in Abbildung 30 (links). Ab Zeitpunkt 2s wird das Regalmodell dynamisch simuliert und damit ein Schwingungsverhalt nachgebildet.

Für den Stoß-Fall Stahl-Stahl liegen die Reaktionskräfte als Zeitverläufe vor. Deshalb wurde bei diesem Fall die Reaktionskräfte direkt ab Zeitpunkt 1 in Form einer dynamischen Analyse ins Regalmodell implementiert, vgl. Abbildung 30 (rechts). Der statische Schritt dient nur für die Berechnung der Ausgangsverformungen aufgrund von Eigengewicht und Palettenlast.

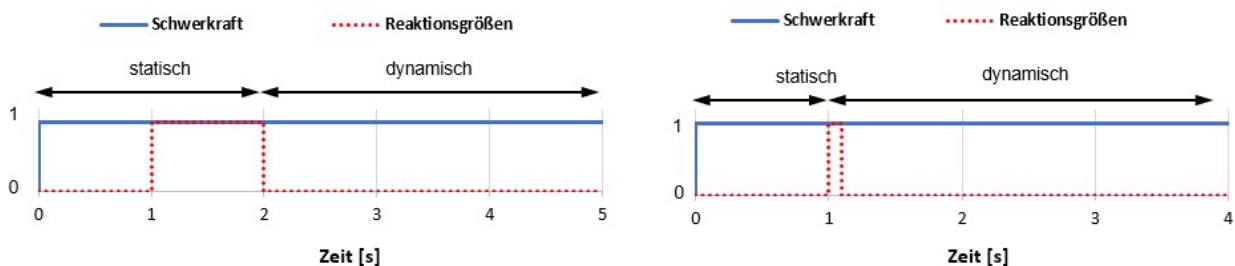


Abbildung 30: Implementierungsschema der Stoß-Reaktionsgröße im Regalmodell für den Stoß-Fall Gummi-Stahl (links) und Stahl-Stahl (rechts).

In Tabelle 11 sind die ersten 6 Eigenfrequenzen des Regals für verschiedene Beladungszustände aufgetragen. Ein geringer Unterschied zu den Werten in Tabelle 11 ist erkennbar, weil für die Stoß-Untersuchung das Regal anders diskretisiert wurde.

Tabelle 11: Eigenfrequenzanalyse für den Stoß-Fall (Wiltz, 2022)

Modus	Eigenfrequenzen in Hz			
	Lager Beladen	Lager Unbeladen	8. Ebene Beladen	7. – 8. Ebene Beladen
1	0,54	2,41	0,92	0,71
2	1,64	7,28	3,53	3,09
3	2,80	11,33	5,65	4,06
4	2,80	12,26	5,66	5,24
5	3,27	13,53	5,67	5,25
6	4,02	16,80	5,68	5,27

Verformung: Gummi-Stahl

Die Steherauslenkung wird für die Endanschläge Gummi-Stahl und Stahl-Stahl in der 8. Lagerebene ausgewertet. Dabei wird der Knoten betrachtet, der auf der 8. Ebene liegt – neben der Schienenbegrenzung liegt. Dieser Knoten wird in Abbildung 31 mit „x“ markiert dargestellt.

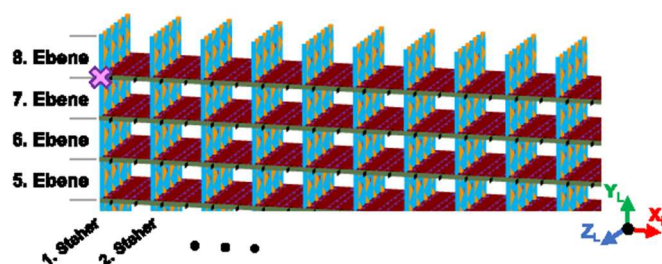


Abbildung 31: Angabe der Stelle zur Auswertung der Steherauslenkung (Wiltz, 2022)

In Abbildung 32 sind die Beträge der Steherauslenkungen (Gummi-Stahl) für jeden der vier Beladungszustände des Lagers aufgetragen. Für den Stoß Gummi-Stahl wird für die Beladungszustände Lager Beladen und Lager Unbeladen zum Zeitpunkt 2 s die höchste Auslenkung erreicht und beträgt ca. 10,38 mm. Für den Zeitpunkt 2 s, zu dem die Reaktionsgrößen am Lagermodell angreifen, werden die höchsten Auslenkungen erreicht. Sie bilden die Anfangsbedingung für die nach Wegnahme der Reaktionsgrößen beginnenden Schwingungen des Lagers. Die Schwingungsamplitude liegt deutlich unterhalb der Auslenkung bei der Anfangsbedingung. Dieses Phänomen konnte nicht direkt beantwortet werden und würde weitere Untersuchungen des Modells erfordern. Die Schwingungsamplitude der Restschwingungsphase beträgt für alle vier Beladungszustände ca. 6,6 mm. Dies ist darin begründet, dass die Anfangsauslenkung für alle vier Beladungszustände – aufgrund von statischer Betrachtungsweise – identisch war.

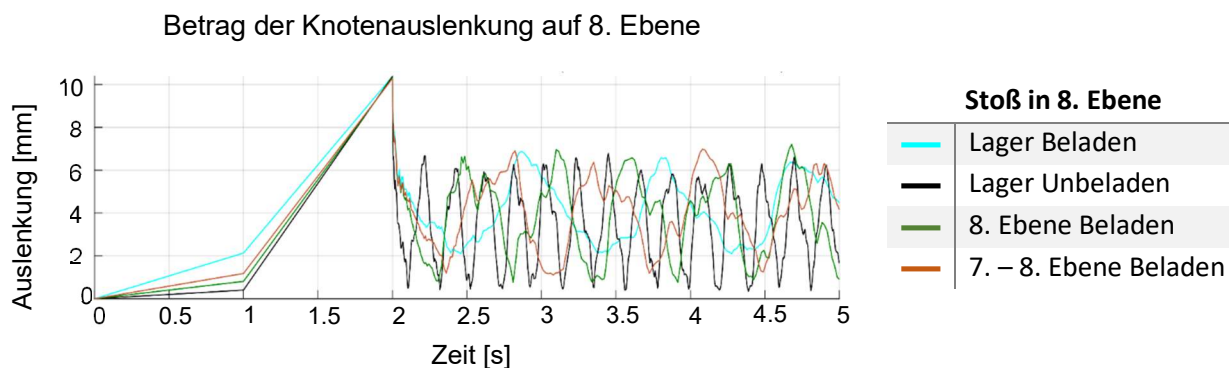


Abbildung 32: Betrag der Knotenauslenkung auf der 8. Ebene für den Stoß Gummi-Stahl in derselben Ebene (Wiltz, 2022)

In Abbildung 33 sind die Beträge der Steherauslenkungen (Stahl-Stahl) für jeden der vier Beladungszustände des Lagers aufgetragen. Im Falle des Stoßes mit Stahl-Stahl Materialpaarung zeichnet sich zum Zeitpunkt 1.018 s eine erhebliche Stehverformung ab. Dieser Zeitpunkt fällt in den Zeitbereich, in dem die Reaktionsgrößen am Lager angreifen. Im weiteren Verlauf bleiben die Knotenauslenkungen unterhalb der Werte des anfänglichen Peaks. Die höchsten Steherauslenkungen treten hier für den Fall Lager Unbeladen auf und betragen 31.05 mm. Das ist ungefähr zwei Mal größer als für den Stoß Gummi-Stahl. Nach dem Endanschlag überschreiten die Schwingungsamplituden die 15 mm-Marke nicht mehr.

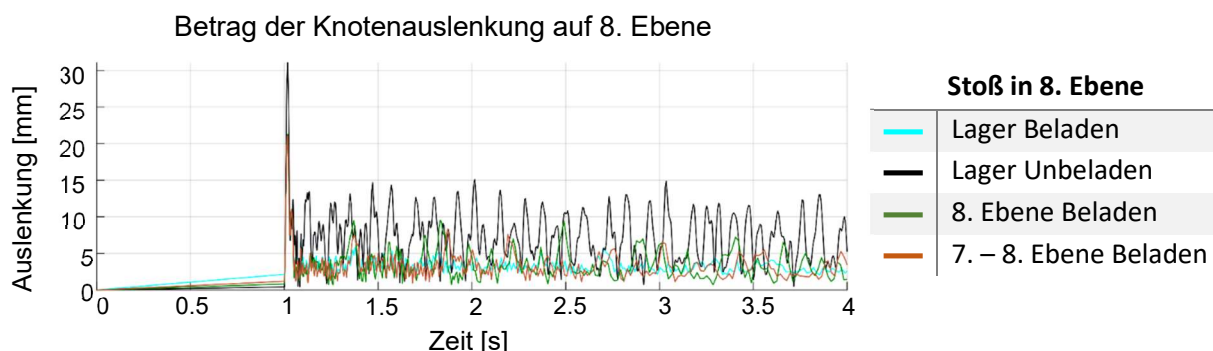


Abbildung 33: Betrag der Knotenauslenkung auf der 8. Ebene für den Stoß Stahl-Stahl in derselben Ebene (Wiltz, 2022)

Das Fazit im Hinblick des Worstcase-Szenarios lautet, dass bezüglich der Steherauslenkung der Stoß Stahl-Stahl in der 8. Lagerebene für das unbeladenen Lager am kritischsten zu bewerten ist.

Bei Betrachtung der Periodogramme ist ersichtlich, dass das Regal mit seinen Eigenfrequenzen schwingt. Unter Einbeziehung der Tabelle 11, in der die Eigenfrequenzen des Referenzlagers aufgeführt werden, lassen sich die Peaks in den Periodogrammen den entsprechenden Eigenmoden bzw. der Eigenfrequenz zuordnen. Für die Schwingungen in x-Richtung wird hauptsächlich die 1. Eigenfrequenzen unabhängig vom Beladungszustand des Lagers angeregt.

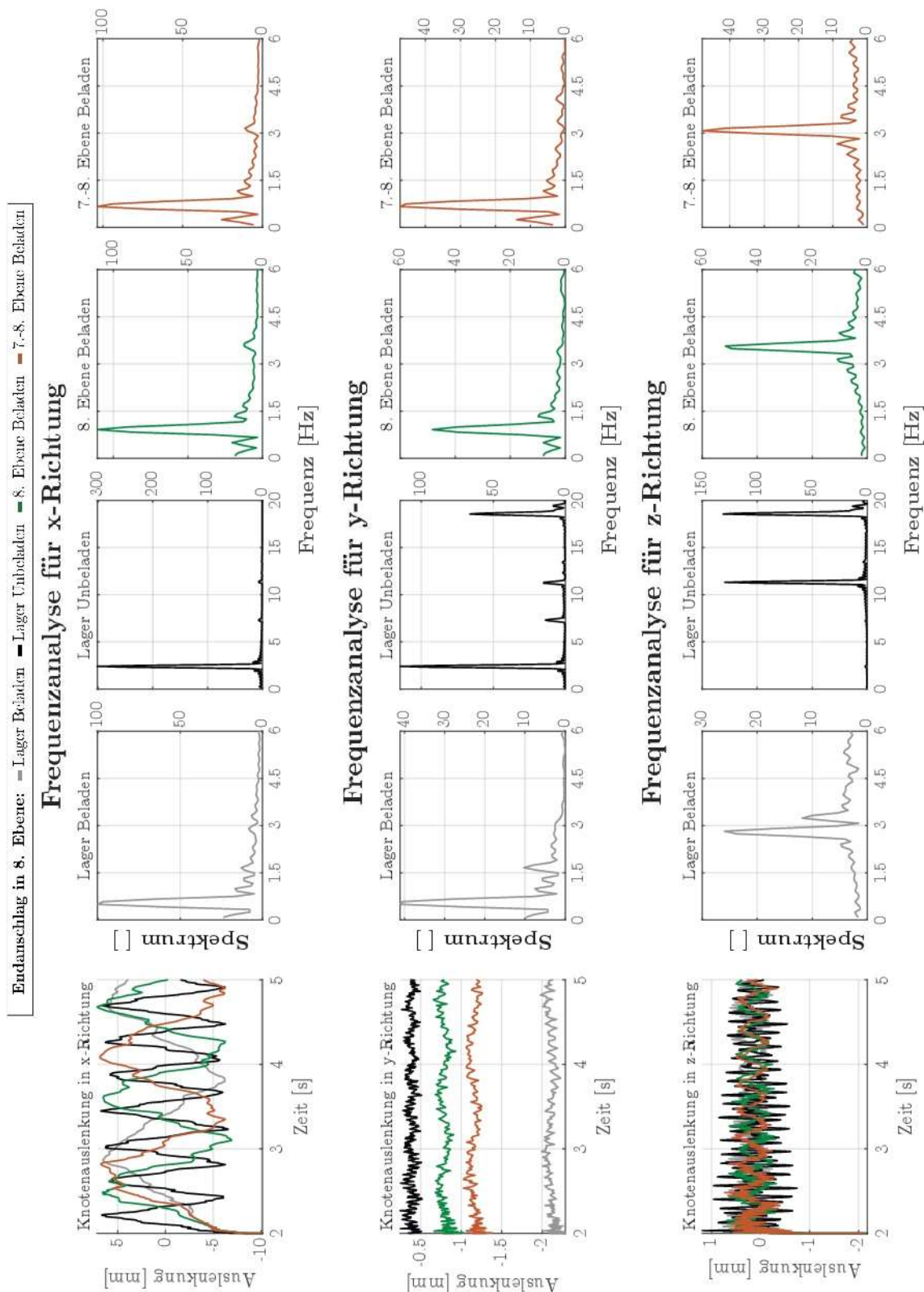


Abbildung 34: Frequenzanalyse der Knotenverschiebung für Stoß Gummi-Stahl (Wiltz, 2022)

Die Beobachtung bezüglich der Mittelwerte der Schwingungen ist vom Stoß Gummi-Stahl auf den Fall Stahl-Stahl übertragbar. Die Periodogramme der x-Richtung zeigen auf, dass die 1. Eigenfrequenz deutlich gegenüber der 2. und 3. Eigenfrequenz dominiert, sofern diese angeregt werden, vgl. Abbildung 35.

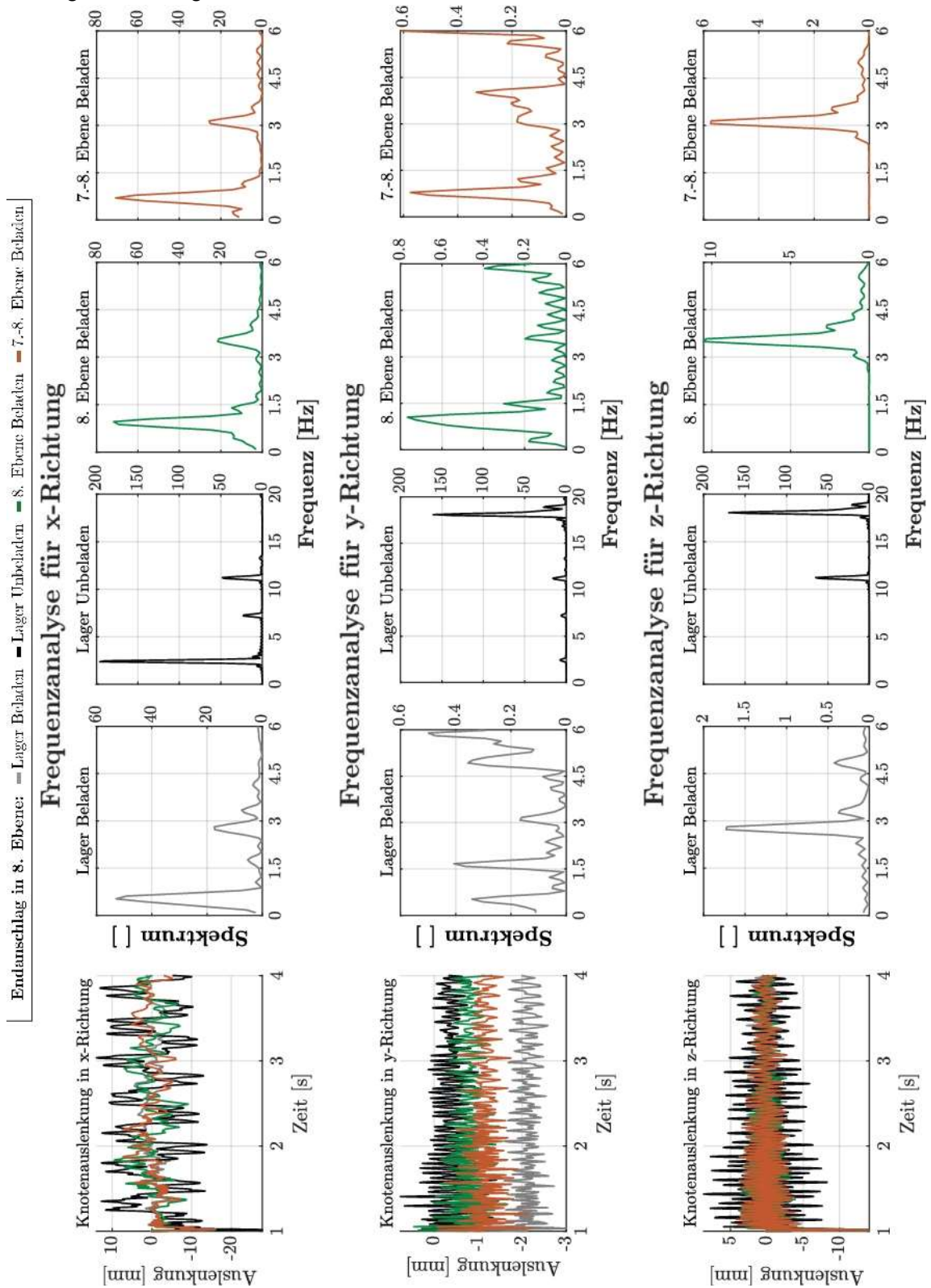


Abbildung 35: Frequenzanalyse der Knotenverschiebung für Stoß Stahl-Stahl (Wiltz, 2022)

Spannung der Querträger

Eine Voruntersuchung hat bezüglich der Querträgerspannung gezeigt, dass die höchste Beanspruchung für einen Querträger auf der obersten Lagerebene nahe der Schienenbegrenzung zu erwarten ist. Sie tritt bei einem Stoß in der 8. Ebene auf. Es werden fünf Elemente des Querträgers betrachtet, die der Schienenbegrenzung am nächsten sind. Die entsprechende Stelle ist in Abbildung 36 in Gelb markiert.

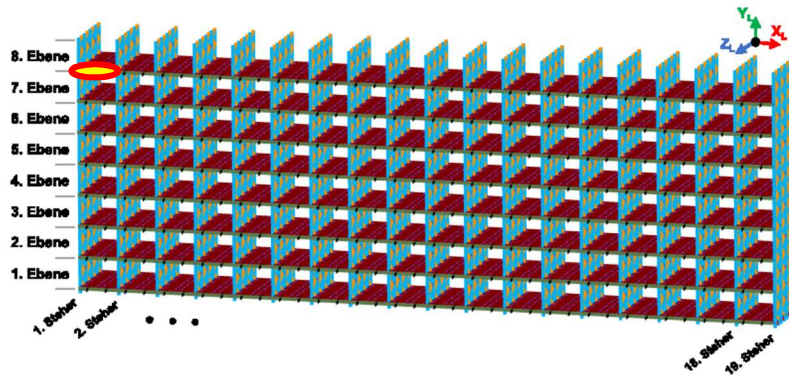


Abbildung 36: Angabe der Stelle zur Auswertung der Querträgerspannung (Wiltz, 2022)

In der Tabelle 12 sind die maximalen Querträgerspannungen für jeden der untersuchten Fälle angegeben. Ein Vergleich beider Stöße ergibt, dass die infolge des Stoßes Stahl-Stahl auftretenden Spannungen mindestens um das 4.9-fache höher liegen als im Fall Gummi-Stahl.

Tabelle 12: Maximale Querträgerspannung des Lagers für Stoß in 8. Ebene

	Max. Querträgerspannung in MPa			
	Lager Beladen	Lager Unbeladen	8. Ebene Beladen	7. – 8. Ebene Beladen
Stoß Gummi-Stahl in 8. Ebene	1142	1086	1127	1135
Stoß Stahl-Stahl in 8. Ebene	6763	6838	6747	6756

Zwar blieb bei der Simulation die plastische Verformung unberücksichtigt, jedoch ist bei einer Überschreitung ein Bruch des Querträgers nicht auszuschließen. Die höchste Spannung beträgt ca. 6838 MPa und tritt beim Stoß Stahl-Stahl in einem unbeladenen Lager auf. Das betreffende Element befindet sich unmittelbar am Kraftangriffspunkt der Reaktionsgrößen.

Spannung der Steher

Es wurde die Steherspannung am 1. Steher des Lagers ermittelt, da dieser bei einem Stoß die höchste Steherspannung erfährt. Die betrachtete Stelle ist in Abbildung 37 in Gelb markiert.

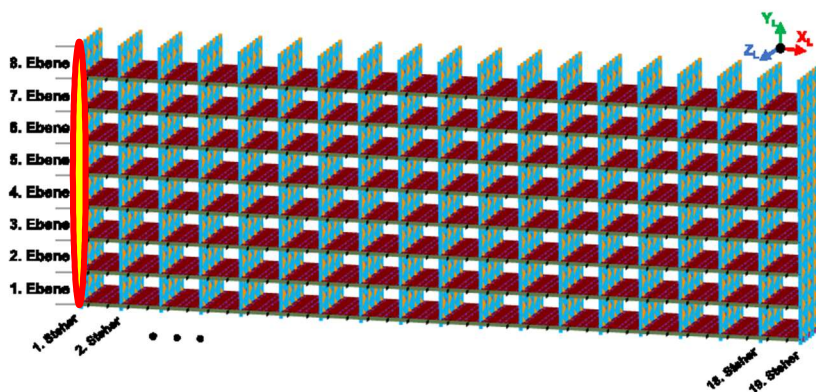


Abbildung 37: Angabe der Stelle zur Auswertung der Steherspannung (Wiltz, 2022)

Eine Voruntersuchung der Steherspannung hat ergeben, dass die höchsten Steherspannungen bei einem Stoß in der 1. Lagerebene auftreten. Aufbauend auf der Erkenntnis beschränkt sich die Auswertung der Steherspannung auf einen Stoß in der 1. Lagerebene. Die Ergebnisse der Auswertung, die maximalen Steherspannungen eines jeden betrachteten Falls, sind in der Tabelle 13 aufgeführt.

Tabelle 13: Maximale Querträgerspannung des Lagers für Stoß in 1. Ebene

	Max. Steherspannung in MPa			
	Lager Beladen	Lager Unbeladen	8. Ebene Beladen	7. – 8. Ebene Beladen
Stoß Gummi-Stahl in 1. Ebene	280	260	263	266
Stoß Stahl-Stahl in 1. Ebene	1735	1730	1733	1736

Fazit:

Bei der Materialpaarung ist grundsätzlich anzunehmen, dass ein ungedämpfter Stoß Stahl-Stahl als kritischer anzusehen ist und das Lager stärker beansprucht als ein Stoß, bei dem das Shuttle über Gummipuffer verfügt. Bezüglich der Lagerebene und des Beladungszustands lässt sich der Worstcase nicht allgemeingültig formulieren. Die Auswertung der Ergebnisse hat ergeben, dass die Formulierung des Worstcase vom jeweils betrachteten Auswertungskriterium abhängt.

Die Formulierung des Worstcase für das Referenzlager bezüglich der Steherverformung und der Querträgerspannung lautet:

Wenn das Shuttle mit maximaler Beladung und Höchstgeschwindigkeit in der obersten Ebene gegen die Schienenbegrenzung eines unbeladenen Lagers prallt, wobei der Stoß ungedämpft (Stahl-Stahl) ist.

Die Formulierung des Worstcase für das Referenzlager bezüglich der Steherspannung lautet:

Wenn das Shuttle mit maximaler Beladung und Höchstgeschwindigkeit bei ungedämpftem Endanschlag (Stahl-Stahl) in der untersten Ebene gegen die Schienenbegrenzung eines Lagers prallt, das vollständig beladen ist.

Optimierung

Bei der Optimierung werden zwei Ansätze verfolgt. In einem ersten Ansatz wird durch Reduzierung der Aufprallgeschwindigkeit die infolge eines Endanschlags entstehende Lagerbelastung reduziert. Ein zweiter Ansatz geht der Frage nach, inwieweit eine Veränderung des Abstands der Stoßpuffer bzw. -elemente am Shuttle die auftretenden Reaktionsgrößen beeinflusst.

Das Ziel ist die Bestimmung einer Geschwindigkeit, mit der der Endanschlag eines maximal beladenen Shuttles im Referenzlager erfolgen kann, ohne dass die Streckgrenze der als kritisch identifizierten Querträger oder Steher überschritten wird. Für die Streckgrenze des Stahls wurde angenommen, dass diese 355 MPa beträgt. Zunächst wurden für die reduzierten Geschwindigkeiten anhand des Modells der Schienenbegrenzung die neuen Reaktionsgrößen bestimmt. Sie wurden anschließend in die Simulationsdatei des Stoßes Stahl-Stahl implementiert.

Da insgesamt zwei Worstcase-Szenarien zu berücksichtigen sind, wurde die Optimierung in zwei Schritte unterteilt. In einem ersten Schritt wurde die Aufprallgeschwindigkeit des Stoßes Stahl-Stahl in der obersten Ebene eines vollständig beladenen Lagers so weit reduziert, bis die maximale Querträgerspannung die Streckgrenze des verwendeten Stahls unterschreitet. Im zweiten Schritt wurde mit der bestimmten Geschwindigkeit die Steherspannung überprüft, um herauszufinden, ob eine weitere Reduzierung der Geschwindigkeit erforderlich ist. Die Überprüfung erfolgt für den Stoß Stahl-Stahl in der 1. Ebene für den Beladungszustand 7.-8. Ebene Beladen.

Tabelle 14: Maximale Querträgerspannung für den Stoß in 8. Ebene bei reduzierten Aufprallgeschwindigkeiten (Wiltz, 2022)

Ausgangszustand		Aufprallgeschwindigkeit: 3 m s^{-1} max. Querträgerspannung: 6838.03 MPa			
Aufprallgeschwindigkeit [ms^{-1}]	max. Querträgerspannung [MPa]	2.00	1.50	1.00	0.50
Aufprallgeschwindigkeit [ms^{-1}]	max. Querträgerspannung [MPa]	4832.16	3578.72	2437.90	1236.21
Aufprallgeschwindigkeit [ms^{-1}]	max. Querträgerspannung [MPa]	0.40	0.30	0.20	0.16
Aufprallgeschwindigkeit [ms^{-1}]	max. Querträgerspannung [MPa]	993.25	764.76	524.61	431.18
Aufprallgeschwindigkeit [ms^{-1}]	max. Querträgerspannung [MPa]	0.15	0.14	0.13	0.10
Aufprallgeschwindigkeit [ms^{-1}]	max. Querträgerspannung [MPa]	401.59	379.08	354.41	285.28

Im zweiten Schritt erfolgt die Bestimmung der maximalen Steherspannung für den Endanschlag des Shuttles bei einer Aufprallgeschwindigkeit von 0,13 m/s. Die höchste am Steher hervorgerufene Spannung beträgt dabei 89,50MPa und unterschreitet ebenfalls die Streckgrenze des Stahls. Somit gilt für einen ungedämpften Endanschlag eines maximal beladenen Shuttles im Referenzlager, dass die Aufprallgeschwindigkeit höchstens 0,13 m/s betragen darf, um Schäden an der Regalkonstruktion völlig zu vermeiden (ausschließlich elastische Verformungen auftreten).

Als nächstes wurde die Änderung des Abstands der Stoßpuffer bzw. -elemente untersucht. Mit dieser Optimierung wurde die auf das Lager wirkenden Reaktionsgrößen gegenüber ursprünglichen Werten reduziert. Den Ausgangszustand der Optimierung bildet die Annahme, dass der Abstand des Puffer- bzw. Stoßelementmittelpunkts zur Symmetrieebene des Modells der Schienenbegrenzung 615 mm beträgt. Im Zuge der Optimierung wurden Abstände zwischen 765 mm bis 0 mm untersucht.

Ein Abstand von 765 mm entspricht dabei dem größten Abstand, der im Hinblick auf die Breite des Lagergangs bzw. des Shuttles möglich ist. Bisher wurde davon ausgegangen, dass das Shuttle über zwei in Fahrtrichtung zeigende Stoßpuffer bzw. -elemente verfügt. Bei einem Abstand von 0 mm gilt die Annahme nicht mehr, da in diesem Fall das Shuttle lediglich über einen mittig positionierten Stoßpuffer oder ein mittig positioniertes Stoßelement verfügt. In Abbildung 38 sind für die jeweiligen Abstände die ermittelten Reaktionskräfte RF_x und Reaktionsmomente RM_y dargestellt.

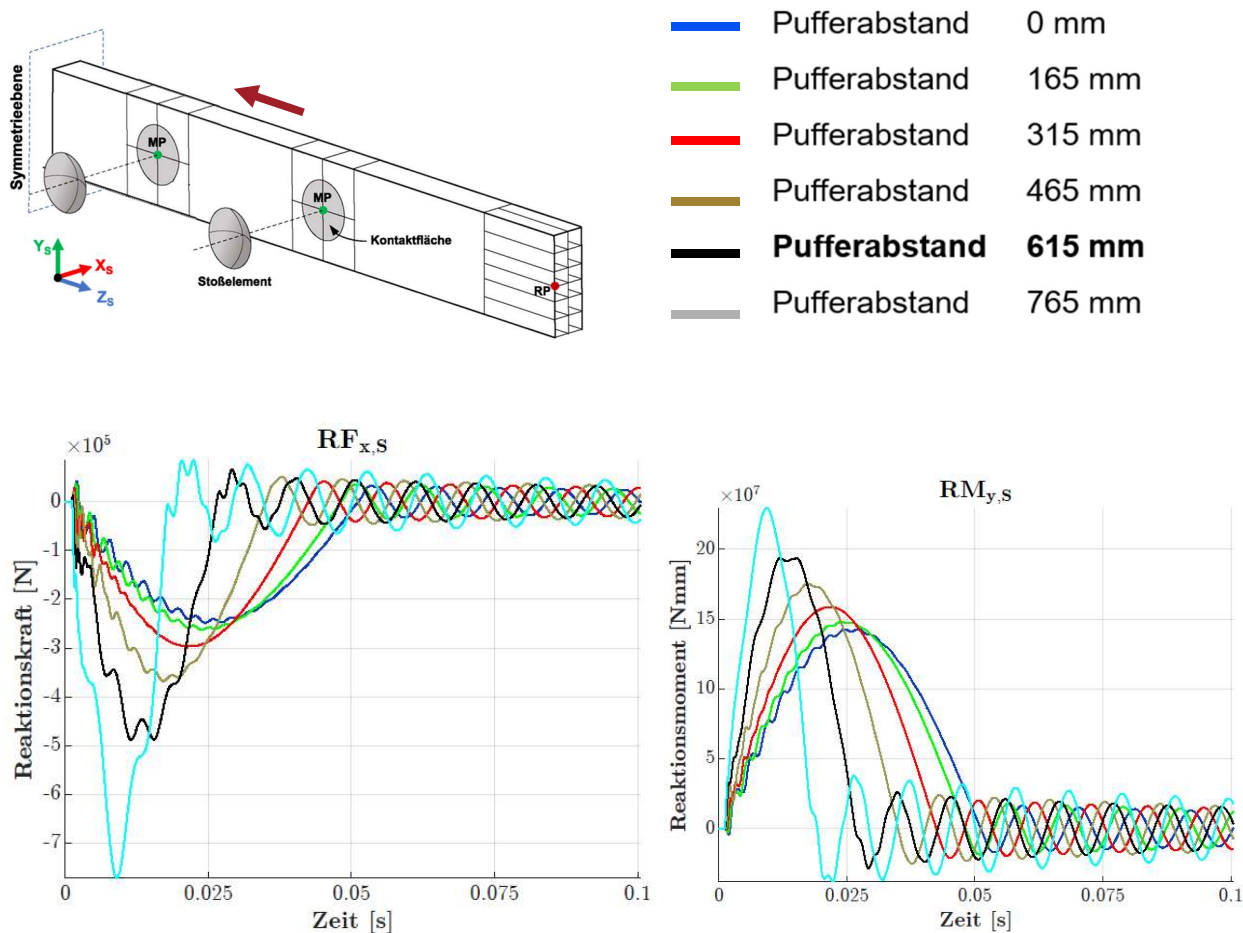


Abbildung 38: Variation des Schienenbegrenzungsmodells (oben links), betrachtete Pufferabstände (oben rechts), Reaktionsgrößen der Schienenbegrenzung für Stoß Stahl-Stahl für variierende Pufferabstände (unten links und rechts) (Wiltz, 2022)

Aus den Diagrammen der Abbildung 38 geht hervor, dass die betragsmäßig maximalen Reaktionskräfte und -momente umso niedriger sind, je geringer der Abstand des Stoßelements zur Symmetrieebene ist. Gleichzeitig nimmt die Dauer des Stoßes zu. Verglichen zum Ausgangszustand, für den der Stoßelementabstand 615 mm beträgt, führt ein Abstand von 765 mm zu betragsmäßig höheren Reaktionsgrößen. Die betragsmäßig niedrigsten Reaktionsgrößen werden hervorgerufen, wenn das Shuttle über ein mittig positioniertes Stoßelement verfügt.

Mit dem auf 0 mm optimierten Stoßelementabstand und den damit einhergehenden geänderten Verläufen der Reaktionsgrößen wurden die beiden aufgestellten Worstcase-Szenarien bezüglich des Referenzlagers erneut durchgerechnet.

Die Stehverformungen und Querträgerspannung wurden für einen Endanschlag in der 8. Ebene des unbeladenen Referenzlagers ausgewertet, die Steherspannung für einen Endanschlag in der 1. Ebene des Referenzlagers, bei dem die 7. und 8. Ebene vollständig beladen ist. Die Auswertung erfolgt an den entsprechenden Stellen, an denen bereits die Auswertung der Untersuchungen zum Referenzlager durchgeführt wurde. In Tabelle 15 sind die Werte der einzelnen Kriterien vor und nach der Optimierung aufgelistet.

Tabelle 15: Gegenüberstellung des Lagerverhaltens vor und nach der Optimierung des Stoßelementabstands (Wiltz, 2022)

Kriterien	Ausgangszustand	Optimierter Pufferabstand	Veränderung gegenüber Ausgangszustand
max. Stehverformung	31.05 mm	20.41 mm	34.3 %
max. Querträgerspannung	6838.03 MPa	4755.41 MPa	30.4 %
max. Steherspannung	1736.32 MPa	1149.69 MPa	33.8 %

Aus der Tabelle geht hervor, dass durch die Verringerung des Stoßelementabstands auf 0 mm, d.h. auf nur noch ein Stoßelement, die maximalen Werte der einzelnen Kriterien um über 30 % gegenüber dem Ausgangszustand reduziert werden können. Dennoch übersteigen die auftretenden Spannungen die Zugfestigkeit des Stahls von 630 MPa, sodass weiterhin von einem Versagen der Regalkonstruktion auszugehen ist. Daher bleiben trotz der Optimierung des Stoßelementabstands Maßnahmen zur Reduzierung der Shuttle-Geschwindigkeit erforderlich, um Schäden am Lager durch Überschreiten der Streckgrenze des Stahls zu vermeiden. Die Optimierung wurde zwar nur für die aufgestellten Worstcase-Szenarien, d.h. für ein Shuttle mit Stoßelementen aus Stahl, durchgeführt, jedoch ist bei der Optimierung der Pufferabstände für ein Shuttle mit Gummipuffern ein identischer Effekt zu erwarten.

Regalbau: Querschnittsoptimierung bei den eingesetzten Steher-Profilen

Durch die dynamische Simulation des Shuttlerregals bietet sich die Möglichkeit einer optimierten Dimensionierung des Regalbaus und damit der Material- und Kosteneinsparung an. Um dieses Potenzial zu bestimmen, wurde eine Parameterstudie durchgeführt, die die Geometrie der Regal-Steher genauer untersucht. Anhand dieser Studie konnte bestimmt werden, ob durch die Wahl geeigneter Querschnitte und Querschnittabmessungen Materialeinsparungen möglich sind.

Dazu wurde eine dynamische Simulation des voll beladenen Regals mit einem Shuttle auf jeder Ebene durchgeführt. Die Shuttles führen dabei alle gleichzeitig eine Not-Halt-Bremse aus. Die Shuttles wurden so positioniert, dass die maximale Bremskraft auf der Höhe des zu untersuchenden Stahlers auftritt. Damit soll – wie oben beschrieben – ein Worst-Case-Szenario abgebildet werden.

In der Studie wurden zunächst Rechteckprofile, U-Profile und I-Profile betrachtet. Dabei wurden Wandstärken sowie Seitenverhältnisse a/b der Profile variiert (siehe Abbildung 39). Die Querschnittsfläche (metallischer Querschnitt) aller Profile wurde zunächst gleich gehalten.

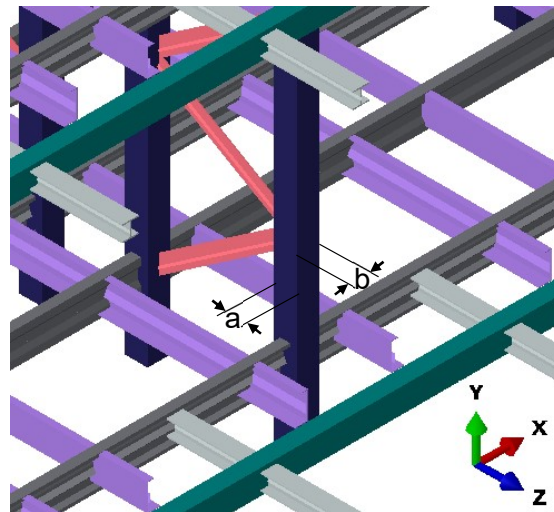


Abbildung 39: Rechteck-Steher als ein Beispiel der Optimierungsstudie. Die Parameter a (Länge) und b (Breite) des Stehers wurden variiert. (Padhy, Fischer, Mittwollen, Weber, & Milushev, 2022)

Als Vergleichsgröße wurde die maximale während der Belastung auftretende von Mises Spannung verwendet. Mit einem einfachen Rechteckprofil lässt sich dabei die niedrigste Spannung erreichen. Daher wurde im Weiteren nur ein Regalbau mit Rechteckprofil untersucht. Die Abhängigkeiten der Spannung von der Geometrie für ein Rechteckprofil sind in Abbildung 40 dargestellt.

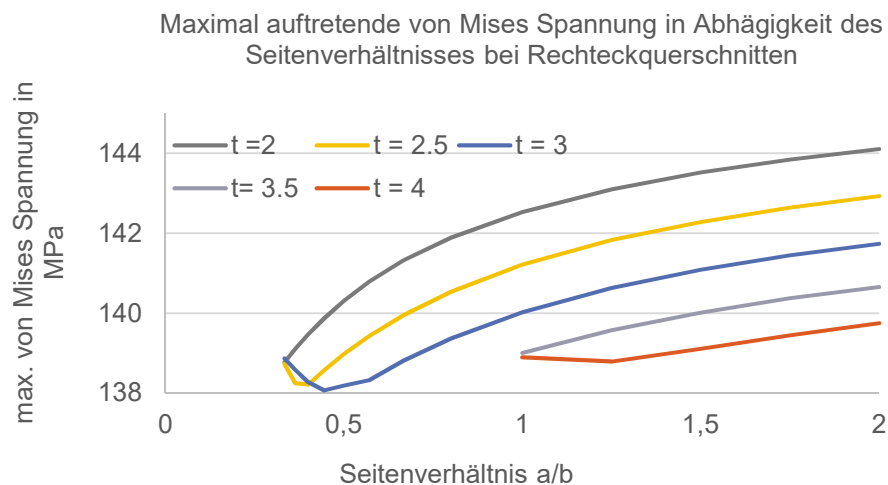


Abbildung 40: Von Mises Spannung im Rechteck-Steher in Abhängigkeit von Seitenverhältnis und Wandstärke. (Padhy, Fischer, Mittwollen, Weber, & Milushev, 2022)

Nachdem gezeigt wurde, welche Querschnittsform die niedrigste Spannung zur Folge hat, gilt es nun, die Fläche (des metallischen Querschnitts) zu reduzieren. Dabei wurde angenommen, dass die optimalen Proportionen des Steherquerschnitts unabhängig von der Querschnittsfläche des Stehers sind. Folglich wurde, ausgehend vom optimalen Rechteckprofil mit $a/b = 0,532$ und $t = 3$ mm (siehe Abbildung 40) die Querschnittsfläche, unter Beibehaltung aller Proportionen, reduziert.

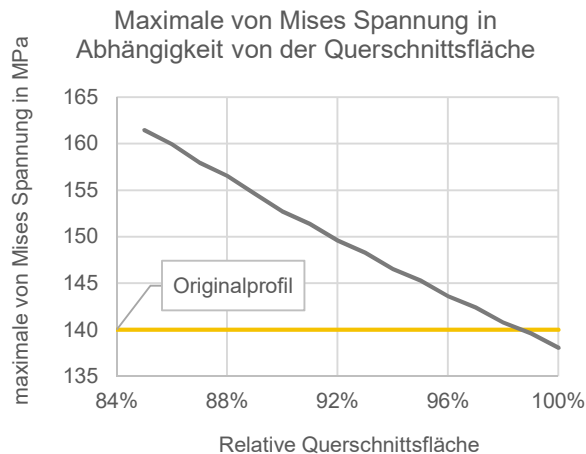


Abbildung 41: Von Mises Spannung in Abhängigkeit von der Querschnittsfläche (Padhy, Fischer, Mittwollen, Weber, & Milushev, 2022)

Unter der starken Bedingung, dass die beim Originalprofil (quadratischer Querschnitt) auftretende maximale von Mises Spannung nicht überschritten werden darf, ist eine maximale Gewichtseinsparung von (lediglich) 1,5 % möglich (siehe Abbildung 41).

Die Studie konnte außerdem einen Einfluss der Profilform auf die Eigenfrequenz des Regals feststellen. Dabei führt ein kleineres Seitenverhältnis bei konstanter Fläche und Wandstärke zu einer höheren Eigenfrequenz bei Anregung in x-Richtung. (Padhy, Fischer, Mittwollen, Weber, & Milushev, 2022)

2.5. AP 5: Ableitung von Handlungsempfehlungen

Durchgeführte Arbeiten

- Ableiten von Handlungsempfehlungen
- Erstellen der Dokumentation und des Abschlussberichts

Erzielte Ergebnisse

Ziel des Forschungsprojektes war, durch eingehende Analyse, Modellierung und Simulation Erkenntnisse über das dynamische Verhalten von sog. Shuttle-Systemen für Palettenlager zu erzielen, da es zuvor noch keine relevanten Untersuchungen zu diesem Thema gab und daher Regalkonstruktionen mit ggf. übergroßen Sicherheitszuschlägen erfolgten.

Aus den gewonnenen Ergebnissen konnten Handlungsempfehlungen für eine optimale konstruktive Gestaltung abgeleitet werden, die zu belastungsorientierten und dennoch betriebssicheren Bauweisen führt, wobei Material- und damit Kosteneinsparungen u.a. u einer höheren Wettbewerbsfähigkeit der Marktteilnehmer führen können.

Vorbemerkungen:

Aus Angaben zu marktverfügbaren Shuttle-Regalen wurde im Benehmen mit dem Projektbegleitenden Ausschuss ein repräsentatives Regal definiert, das relevante Ergebnisse zum dynamischen Verhalten erwarten lässt. Daraus wurden repräsentative Modelle zur rechnerischen und simulativen Betrachtung erzeugt.

Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigen typische Verhalten auf und erlauben allgemeine Aussagen zur Gestaltung. Weitgreifend zusammengefasst konnte festgestellt werden, dass markttypische Shuttle-Regale bereits gut für die spezifischen dynamischen Lasten ausgelegt sind. Auch extreme Belastungen aus bewusst implementierten worst-case Szenarien wirken nicht strukturell-versagend (abgesehen vom Pufferstoß).

Hingewiesen sei aber deutlich darauf, dass aufgrund der Allgemeingültigkeit der ermittelten Resultate bei der Konstruktion hersteller- bzw. kundenspezifischer Regale obligatorisch konkrete Berechnungen für das zu bauende Regal durchzuführen sind – unter Berücksichtigung der in diesem Forschungsprojekt erlangten Erkenntnisse.

Folgende Handlungsempfehlungen konnten abgeleitet werden:

- Zusätzliche Sicherheitszuschläge sind beim dynamischen Betrieb (vermutlich) nicht erforderlich
 - da beim voll beladenen Regal (100 % Lagerfüllgrad) im Worst-case (gleichzeitiger Tippbetrieb aller Shuttles (= Bremspulse im Takt der Eigenschwingungsdauer in einer ungünstigen Phasenlage)) Schwingungsamplituden von lediglich bis ± 6 mm entstehen
 - Zur Vermeidung sollten Shuttle-Fahrzeuge nicht im Takt der Eigenschwingungsdauer gebremst / beschleunigt werden
 - In ungünstigen Fällen findet bei Lagern mit einer oder wenigen Gassen in Querrichtung eine überlagerte Schwingung durch den Tipp-Betrieb von Satelliten-Fahrzeugen statt (Verdoppelung der Amplitude)
 - Zur Vermeidung sollten Satelliten-Fahrzeuge nicht im Takt der Eigenschwingungsdauer gebremst / beschleunigt werden
- Die Schwingungsanregende Wirkung des Pufferstoßes (Schwingungsamplitude bis 11 mm) sollte durch Reduzierung der Aufprallgeschwindigkeit vermindert werden
- Eine Gewichtsreduktion durch Optimierung der Steherquerschnitte ist grundsätzlich möglich.
 - Mit über die Höhe abnehmende (metallische) Steherquerschnitte kann Material eingespart werden und eine gezielte Beeinflussung der Eigenfrequenz des Regals erreicht werden.

Literaturverzeichnis

- Adamakos, K., & Vayas, I. (2014). Tragverhalten von Palettenregalsystemen unter Erdbebenbeanspruchung. *Stahlbau* 83. Heft 1, S. 35 - 46.
- Azka, A., Fischer, G., Mittwollen, M., Milushev, V., & Padhy, M. (2021). Shuttle-Systeme: Dynamik und Wechselwirkung auf den Regalbau. *Logistics Journal : Proceedings, Vol. 2021*.
- Bachmayer, M., Schipplick, M., Thümmel, T., Kessler, S., Ulbirch, H., & Günther, W. (2008). Nachschwingungsfreie Positionierung elastischer Roboter durch numerische und analytische Trajektorienplanung am Beispiel Regalbediengerät. *Elektrisch-mechanische Antriebssysteme - Innovationen - Trends - Mechatronik / 3. VDE/VDI-Tagung*. Böblingen.
- Baumgartner, J., & Bruder, T. (2012). An efficient meshing approach for the calculation of notch stresses. *Welding in the World* 57(1), S. 137 - 145.
- Blume, J. A. (1973). *Seismic investigation of steel industrial storage racks*. San Francisco, CA: Report prepared for the Rack Manufacturer's Institute.
- Castiglioni, C. A. (2016). *Seismic Behavior of Steel Storage Pallet Racking Systems*. Cham, Schweiz: Springer International Publishing.
- Castiglioni, C. A., Carydis, P., Negro, P., Calado, L., Degée, H., & Rosin, I. (2009). Seismic behaviour of steel storage racking systems. In F. Mazzolani, J. M. Ricles, & R. Sause, *Behaviour of Steel Structures in Seismic Areas: STESSA 2009* (S. 757 - 764). London: Taylor & Francis Group.
- Conductix-Wampfler. (2022). *Belastungsdiagramme - Programm 0180 Cell - Puffer*. Von https://www.conductix.de/sites/default/files/downloads/KAT0180-0002-DE_Belastungsdiagramme_Cell-Puffer.pdf - 27.09.2022 abgerufen
- Daifuku. (Januar 2016). Regalsicherheit: Maßnahmen zum nachhaltigen Schutz von Hochregallagern. *Logistik Heute*, S. 34 - 35.
- Dietzel, M. (1999). Beeinflussung des Schwingungsverhaltens von Regalbediengeräten durch Regelung des Fahrtriebs. *Wissenschaftliche Berichte des Institutes für Fördertechnik und Logistiksysteme der Universität Karlsruhe (TH)*. 48.
- DIN 15185-1:1991-08. (1991). *Zurückgezogen - Lagersysteme mit leitliniengeführten Flurförderzeugen; Anforderungen an Boden, Regal und sonstige Anforderungen*. Berlin: Beuth.
- DIN EN 15512:2010-09. (2010). *Ortsfeste Regalsysteme aus Stahl - Verstellbare Palettenregale - Grundlagen der statischen Bemessung*. Berlin: Beuth.
- DIN EN 15620:2021-11. (2021). *Ortsfeste Regalsysteme aus Stahl - Grenzabweichungen, Verformungen und Freiräume*. Berlin: Beuth.
- DIN EN 15629:2010-09. (2010). *Ortsfeste Regalsysteme aus Stahl - Spezifikation von Lagereinrichtungen*. Berlin: Beuth.

- DIN EN 15635:2009-08. (2009). *Ortsfeste Regalsysteme aus Stahl - Anwendung und Wartung von Lagereinrichtungen*. Berlin: Beuth.
- DIN EN 15878:2011-01. (2011). *Ortsfeste Regale aus Stahl - Begriffe*. Berlin: Beuth.
- DIN EN 16681:2016-12. (2016). *Ortsfeste Regalsysteme aus Stahl - Verstellbare Palettenregale - Leitsätze für die erdbebensichere Bemessung*. Berlin: Beuth.
- DIN EN 1990:2021-10. (2021). *Eurocode: Grundlagen der Tragwerksplanung*. Berlin: Beuth.
- DIN EN 1993-1-1:2020-08. (2020). *Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten - Teil 1-1: Allgemeine Bemessungsregeln und Regeln für den Hochbau*. Berlin: Beuth.
- DIN EN 1998-1:2010-12. (2010). *Eurocode 8: Auslegung von Bauwerken gegen Erdbeben - Teil 1: Grundlagen, Erdbebeneinwirkungen und Regeln für Hochbauten*. Berlin: Beuth.
- Dresig, H., & Fidlin, A. (2014). *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme - Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese*. Berlin: Springer Verlag.
- FEM 9.831. (2012). *FEM 9.831: Berechnungsgrundlage für Regalbediengeräte – Toleranzen, Verformungen und Freiräume im Lagersystem; Teil 1: Allgemeines, einfach tiefe und doppelt tiefe Palettenregale*. Frankfurt: VDMA.
- FEM 9.832. (2001). *FEM 9.832: Berechnungsgrundlagen für Regalbediengeräte - Toleranzen, Verformungen und Freimaße im automatischen Kleinteilelager (keine Silobauweise)*. Frankfurt: VDMA.
- FEM 9.860. (2017). *FEM 9.860 Guideline Cycle time calculation for automated vehicle storage and retrieval systems*. VDMA Verlag.
- Filiatrault, A., & Wanitkorkul, A. (2004). *Shake table testing of Frazier industrial storage pallet racks*. Buffalo, NY: University of Buffalo, State University of New York.
- Filiatrault, A., Bachman, R. E., & Mahoney, M. G. (2006). Performance-based seismic design of pallet-type steel storage racks. *Earthquake Spectra*, 22(1), S. 47 - 64.
- Fricke, W. (2012). *IIW Recommendations for the Fatigue Assessment of Welded Structures By Notch Stress Analysis*. Cambridge, UK: Woodhead Publishing.
- Gebhardt, M., Eder, J., & Schindler, C. (2017). *Deutschland Patentnr. DE102015008506A1*.
- Günther, W. A., & Hübner, K.-T. (2009). Untersuchung von dynamischen Regalbelastungen. *ANSYS Conference & 27. CADFEM Users` Meeting*. Leipzig.
- Hübner, K.-T. (2010). *Tragsicherheit automatisierter Hochregallager unter stoßartigen Beschickungslasten durch Regalbediengeräte*. München: TU München.
- Krawinkler, H., Cofie, N. G., Asitz, M. A., & Kircher, C. A. (1979). *Experimental study on the seismic behavior of industrial storage racks*. Stanford, CA: Stanford University.
- Kuczera, T., Nikic, I., & Vorwerk, C. (2010). Analyse des dynamischen Verhaltens von Schwerlast-Regalbediengeräten. *Logistics Journal: Proceedings, Vol. 06*.

- Kühn, I. (2001). Untersuchung der Vertikalschwingungen von Regalbediengeräten. *Wissenschaftliche Berichte des Institutes für Fördertechnik und Logistiksysteme des Karlsruher Instituts für Technologie; 53*. Karlsruhe.
- Mathiak, F. (2010). *Die Methode der finiten Elemente (FEM) - Einführung und Grundlagen*. Neubrandenburg: Hochschule Neubrandenburg.
- MECALUX. (14. August 2017). *Chile: Das Versuchslabor für das Verhalten von Regalsystemen bei Erdbeben*. Von <https://www.mecalux.de/logistik-artikel/erdbebensichere-regalsystem-chile> abgerufen
- Padhy, M., Fischer, G., Mittwollen, M., Weber, S., & Milushev, V. (2022). Paletten-Shuttle-Lager: Dynamik und Wechselwirkung auf den Regalbau. *Logistics Journal : Proceedings, Vol. 2022*.
- Piazza, H.-M., & Schiffler, U. (Juni 2012). Lagertechnik setzt weiter auf Shuttles. *FM - Das Logistik-Magazin*, S. 10 - 17.
- PSI Technics. (November 2014). Schwingungsarme Positionierung. *DHF-Magazin*, S. 40 - 41.
- PSI Technics. (2016). *Sichere und effiziente Regelung von Regalbediengeräten und anderer linear geführter Industriefahrzeugen*. Urmitz.
- Schmuck, W. (2017). *BITO PROMotion Shuttle - Das Kompaktlager mit Shuttle von BITO*.
- Schumacher, M. (1994). Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Einmast-Regalbediengeräten. *Wissenschaftliche Berichte des Institutes für Fördertechnik der Universität Karlsruhe ; 42*.
- Siemens AG, & Dematic GmbH. (2008). *Europa Patentnr. EP1754674A2*.
- SSI Schäfer GmbH. (Januar 2017). Erdbebensichere Lagertechnik. *dhf Intralogistik*.
- Technische Logistik. (September 2020). *Größtmögliche Durchsatzleistung - Multiple Lösungen für zuverlässige Energieversorgung von Shuttle-Systemen*. Technische Logistik 48 - 49.
- Thomas, H. (2013). Berücksichtigung von Erdbebenlasten bei Regalanlagen. *Verband für Lagertechnik und Betriebseinrichtungen*.
- TU Dortmund - Fakultät Bauwesen - Fachgebiet Stahlbau. (2014). *Chancen für den Stahlbau im Hochregallagerbau durch Optimierung der Konstruktion und den Einsatz höherfester Stähle*. Düsseldorf: Forschungsvereinigung Stahlanwendung e.V. FOSTA.
- TU Dortmund - Fakultät Bauwesen - Fachgebiet Stahlbau. (2018). *Bestimmung der effektiven Schubsteifigkeit von Ständerrahmen zur Sicherung von Stabilität und Gebrauchstauglichkeit von Regalsystemen*. Düsseldorf: Forschungsvereinigung Stahlanwendung e.V. FOSTA.
- VDI-Fachbereich Technische Logistik. (2015). *VDI-Richtlinie: VDI 2692 Blatt 1 Shuttle-Systeme für kleine Ladeeinheiten*. VDI-Gesellschaft Produktion und Logistik.
- Willumeit, H.-P. (1998). *Modelle und Modellierungsverfahren in der Fahrzeug-dynamik*. Teubner - ISBN 978-3-663-12247-0.

Wiltz, J. (2022). *Verhalten eines Paletten-Shuttle-Lagers beim Aufprall des Shuttles gegen die Schienenbegrenzung*. KIT Karlsruhe: Masterarbeit, Betreut vom Institut für Fördertechnik und Logistiksysteme (IFL) and Karlsruher Institut für Technologie (KIT).