



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Hendrik Tewinkel

Fahrzeugkonzept für eine autonom- gesteuerte Lastenplattform

*Fakultät Technik und Informatik
Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Automotive and
Aeronautical Engineering*

Hendrik Tewinkel

**Fahrzeugkonzept für eine autonom-
gesteuerte Lastenplattform**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Fahrzeugbau
am Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüfer: Prof. Gregor Johannes Schimming
Zweitprüfer: Prof. Dr. Dirk Adamski

Abgabedatum: 02.08.2022

Zusammenfassung

Hendrik Tewinkel

Thema der Bachelorarbeit

Fahrzeugkonzept für eine autonom-gesteuerte Lastenplattform

Stichworte

Fahrzeugkonzept, Bauraumkonzept, Lastenplattform, autonomes Fahren, Package, TIQ, Fahrwerk, Karosserie, Lenkung, Einzelradlenkung, Mobilitätslösung, item-Profil, Europalette

Kurzzusammenfassung

An der HAW Hamburg werden im Zuge des Forschungsprojekts „Testfeld intelligente Quartiersmobilität“ (TIQ) fakultätsübergreifend elektrisch betriebene Roboterfahrzeuge entwickelt. Das Ziel der vorliegenden Arbeit stellt hierbei die konzeptionelle Beschreibung der größten der drei Fahrplattformen dar. Als Grundlage der Package-Konzeptionierung dient sowohl ein Vergleich autonomer Lastenplattformen als auch die Analyse und Bewertung eines bisherigen Konzeptentwurfs. In der Ausarbeitung werden Fahrwerkskomponenten und Rahmenkonstruktion hinsichtlich der Eignung zur Erfüllung der Anforderungen der Use-Cases analysiert und basierend hierauf konzipiert. Die auf diese Weise entwickelte Fahrplattform wird mit Hilfe des CAD-Systems Siemens NX konstruktiv beschrieben. Aufgrund der konzeptionellen Ausarbeitung bedarf es vor Beginn der Fertigung des Fahrzeugs weiterführend einer exakten Auslegung der einzelnen Komponenten.

Hendrik Tewinkel

Title of the paper

Vehicle concept of an autonomously controlled loading platform

Keywords

vehicle concept, design concept, loading platform, autonomous driving, package, TIQ, suspension, bodywork, steering, single wheel steering, mobility solution, item-profil, EUR-pallet

Abstract

At the HAW Hamburg, electrically operated robotic vehicles are being developed across faculties as part of the research project " Test Area Intelligent Quartier Mobility" (TIQ). The aim of this work is the conceptual design of the largest of the three driving platforms. The basis for the package design is a comparison of autonomous loading platforms as well as the analysis and evaluation of a previous conceptual design. During this elaboration, chassis components and frame construction are analyzed with regard to their suitability for fulfilling the requirements of the use-cases and designed based on this. The driving platform developed in this way is structurally described with the help of the CAD system Siemens NX. Due to the conceptual elaboration, an exact design of the individual components is required before the start of the production of the vehicle.



Aufgabenstellung Abschlussarbeit

Name: Hendrik Tewinkel

Thema: Fahrzeugkonzept für eine autonom-gesteuerte Lastenplattform

1. Einführung

Das Forschungsprojekt „Testfeld intelligente Quartiersmobilität“ (TIQ) an der HAW Hamburg zielt auf use-case-basierte langsame Mobilitätslösungen für kurze Distanzen. *TIQ fügt sich in die Initiativen zur Verbesserung und Gestaltung des Wandels der Mobilität der Stadt Hamburg gut ein.*(1) Wesentlicher Bestandteil werden elektrisch betriebene Roboterfahrzeuge sein, die departmentübergreifend prototypisch entwickelt werden.

In der Abschlussarbeit soll die größte der drei Fahrplattformen konzeptionell beschrieben werden. Der abzugebende Entwurf soll dort, wo es möglich ist, die finale Konstruktion schon zeigen. Die Arbeit dient aber vorrangig als Package-Konzept, dem eine Validierung vor Bau des Fahrzeugs noch folgen muss.

(1) TIQ-Antrag Ankerprojekt 10/2020

2. Aufgabenstellung in Arbeitsschritten

- Wettbewerbsanalyse für unbemannte Lastenfahrzeuge
- Überprüfung und Ergänzung des bisherigen Lastenhefts
- Überprüfung, was von den bisherigen Konzepten der TIQ-Plattformen übernommen werden kann
- Recherche der notwendigen Zukauf-Komponenten
- Konstruktion des Chassis in NX inkl. Packagevorhalt der elektr. Komponenten sowie der Radaufhängung und Lenkung
- Überführung der Daten in eine Stückliste

Hamburg, den 29.04.2022

Inhalt

1	Einleitung	1
2	Situationsanalyse	2
2.1	Wettbewerbsvergleich	2
2.1.1	Ducktrain.....	2
2.1.2	Neolix.....	3
2.1.3	Clevon 1.....	4
2.2	Vorstellung des bisherigen Konzepts.....	5
2.2.1	Bisherige Use-Cases	5
2.2.2	Bisherige Konzeptionierung	6
2.2.3	Bisheriges Lastenheft	7
2.3	Überprüfung und Ergänzung des bisherigen Konzepts	8
2.3.1	Analyse und Erweiterung der Use-Cases	8
2.3.2	Analyse der Konzeptionierung	10
2.3.3	Änderung des Lastenhefts.....	10
3	Konzeptentwicklung.....	12
3.1	Vorüberlegungen Bauraumkonzept	12
3.2	Antrieb	13
3.3	Radaufhängung	14
3.3.1	Grundlagen.....	14
3.3.2	Bauformen von Achsen	15
3.3.3	Auswahl des Achssystems	17
3.3.4	Feder-Dämpfer System.....	17
3.3.5	Konstruktive Umsetzung der Radaufhängung	19
3.4	Reifen	22
3.5	Lenkung.....	25
3.5.1	Anforderungen an Lenkungen	25
3.5.2	Lenkungsarten	25
3.5.3	Anforderungen an die Lenkung der Fahrplattform	27
3.5.4	Auswahl des Lenksystems.....	27
3.5.5	Integration des Lenksystems	29
3.6	Bremssystem	35
3.7	Rahmen	37

3.7.1 Leiterraahmen.....	37
3.7.2 Rahmenstruktur	40
3.7.3 Verfügbarer Bauraum	41
3.8 Weitere Bauteile	42
4 Erweitertes Lastenheft	44
5 Zukaufteile und Stückliste	46
6 Zusammenfassung des Konzepts.....	48
7 Ausblick.....	49
8 Literaturverzeichnis.....	51

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Ducktrain Prototyp beladen Seitenansicht [DRO22-2].....	2
Abbildung 2: Ducktrain Prototyp beladen Heckansicht [DRO22-2].....	3
Abbildung 3: Neolix Microvan mit Schließfachmodul [NEO22-2].....	4
Abbildung 4: Neolix Microvan Plattform ohne Modul [NEO22-2].....	4
Abbildung 5: Clevon 1 mit verschiedenen Aufbauten [CLE22-3].....	5
Abbildung 6: Bauraumkonzept des bisherigen Entwurfs [GRB21-1].....	6
Abbildung 7: Konzeptionierung eines Radelements des bisherigen Konzepts [GRB21-1].....	7
Abbildung 8: Rahmenstruktur mit Bauraumvorhalt des bisherigen Konzepts [GRB21-1].....	7
Abbildung 9: Rollstuhlrampe am Campus der HAW Hamburg mit Abmessungen des Kurvenbereichs [Eigene Darstellung].....	9
Abbildung 10: Package-Konzepte der großen Fahrplattform mit der Ladefläche a zwischen Vorder- und Hinterachse b zwischen den Hinterrädern c zwischen Vorder- und Hinterachse mit Querausrichtung d über der Hinterachse a-c [GRB21-1] d [Eigene Abbildung].....	12
Abbildung 11: Schematische Darstellung einer a Radialflussmaschine b Axialflussmaschine [GIE22].....	13
Abbildung 12: Aufteilung von Radaufhängungen in Starrachsen, Halbstarrachsen, Einzerradaufhängungen [FRO19].....	16
Abbildung 13: Schwingungsersatzmodelle für ein Fahrzeug a mit separatem Feder-Dämpfer System b ohne separates Feder-Dämpfer System [Eigene Abbildung].....	18
Abbildung 14: Profilschnitt des Stahlträgers der Vorderachse mit Maßangaben [Eigene Abbildung] ..	19
Abbildung 15: Schematische Darstellung der Pendelachse mit angreifender Kraft [Eigene Abbildung].....	19
Abbildung 16: 3D-Modell der Vorderachse mit Drehgelenken für Pendeleinschlag [Eigene Abbildung].....	21
Abbildung 17: Schematische Darstellung des Einlenkverhaltens der Pendelachse mit daraus resultierenden Höhenveränderungen der Räder [Eigene Abbildung].....	22
Abbildung 18: Darstellung verschiedener Lenkungsarten: a Drehschemellenkung b Knicklenkung c Differentiallenkung d Achsschenkellenkung e Einzelradlenkung [Eigene Abbildung].....	26
Abbildung 19: Kurvenfahrt der Fahrplattform mit Betrachtung der resultierenden Lenkwinkel [Eigene Abbildung].....	29
Abbildung 20: Drehen der Fahrplattform auf der Stelle mit Betrachtung der resultierenden Lenkwinkeln [Eigene Abbildung].....	30
Abbildung 21: 3D-Modell des Lenksystems an der Starrachse der Fahrplattform [Eigene Abbildung].....	31
Abbildung 22: Geometrische Untersuchung des Lenksystems der Starrachse [Eigene Abbildung]	31
Abbildung 23: 2D-Modell der Kräftebeziehungen am Reifen aufgrund von Haftreibung [Eigene Abbildung].....	33
Abbildung 24: Beziehung zwischen Lenkmoment und Lenkrollradius [Eigene Abbildung].....	33
Abbildung 25: Abhängigkeit des max. Reifenrückstellmoments von der Radlast bei verschiedenen Reifen; 2,2 bar [EIN10].....	34
Abbildung 26: Zusammenhang zwischen Lenkmoment und veränderlichem Hebelarm der Wirkungslinie des Linearaktuators [Eigene Abbildung].....	35
Abbildung 27: 3D-Modell des Leiterraumens mit Achsen der Fahrplattform [Eigene Abbildung].....	38

Abbildung 28: Schematische Darstellung des Leiterraumens mit angreifender Streckenlast [Eigene Abbildung]	38
Abbildung 29: 3D-Modell des Rahmens und der Radhausgeometrie der Fahrplattform [Eigene Abbildung]	40
Abbildung 30: Schematische Darstellung des Kraftflusses von der Ladefläche auf den Leiterraum [Eigene Abbildung]	41
Abbildung 31: 3D-Modell der Einteilung des vorhandenen Bauraums innerhalb der Fahrplattform [Eigene Abbildung].....	42
Abbildung 32: 3D-Modell des fertigen Entwurfs der Fahrplattform [Eigene Abbildung].....	48

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Lastenheft des bisherigen Konzepts der großen Fahrplattform [GRB21-1].....	8
Tabelle 2: vorläufiges Lastenheft der großen Fahrplattform [Eigene Abbildung].....	10
Tabelle 3: Abmessungen der elektromagnetischen Bauteile der Axialflussmaschine [Eigene Abbildung]	14
Tabelle 4: Tragfähigkeitsindex LI in Abhängigkeit von der Reifenlast [KUE22].....	24
Tabelle 5: Übersicht über die Bauteilgewichte der Fahrplattform [Eigene Abbildung].....	44
Tabelle 6: Lastenheft der großen Fahrplattform [Eigene Abbildung]	45
Tabelle 7: Stückliste bereits bekannte Komponenten der großen Fahrplattform [Eigene Abbildung] ..	47

1 Einleitung

Die Veränderungen des weltweiten Klimas nehmen einen großen Einfluss auf die Entwicklung neuer Technologien im Verkehrssektor. Hierdurch wird der Ausbau nachhaltiger und effizienter Mobilitätslösungen erweitert. [WTP20]

Jedoch steigt aufgrund der fortschreitenden Urbanisierung der Mobilitätsbedarf in Großstädten stetig. Die Lösung stellt eine Reduzierung des Individualverkehrs dar. So soll neben der Verringerung des ausgestoßenen CO₂ die Lärmbelastigung reduziert und die Luftqualität verbessert werden. Allerdings muss auch in verkehrsberuhigten Stadtquartieren weiterhin die Möglichkeit des Transports von Gütern oder einer Individualmobilität gewährleistet sein. [HAW22-1]

An der HAW Hamburg wurde daher das Forschungsprojekt „Testfeld intelligente Quartiersmobilität“ (TIQ) ins Leben gerufen, um Stadtquartiere effizienter, nachhaltiger, vernetzter und sicherer zu gestalten. Als Quartier zählen beispielsweise Wohngebiete, Einkaufsviertel oder auch ein Hochschulcampus mit einem Umkreis von unter drei Kilometern. Durch die steigende Anzahl autonomer Fahrzeuge im Stadtverkehr ist das Ziel die Entwicklung eines Multi-Sensor Systems (MSS), welches die Integration autonomer mobiler Systeme in der Quartiersmobilität erleichtern soll. [PAR21]

Derzeit dient der „Husky“ als Erprobungsplattform für die Erarbeitung des autonomen Fahrens im TIQ-Projekts [HAW21]. Allerdings soll zukünftig die Entwicklung eigener elektrisch betriebener Fahrplattformen erfolgen, welche als Gemeinschaftsprojekte der vier Departments der Fakultät Technik und Informatik umgesetzt werden [HAW22-1].

Das Ziel dieser Ausarbeitung stellt die Entwicklung eines Fahrzeugkonzepts für die größte der drei Fahrplattformen dar. Hierbei werden sowohl das Fahrwerk als auch die Karosserie eines elektrischen Transportfahrzeugs auf Grundlage zuvor ermittelter Use-Cases hergeleitet. Als Grundlage dient unter anderem eine Studienarbeit, welche einen ersten Konzeptentwurf der großen Fahrplattform beschreibt. Der fertige Entwurf dient vorrangig als Package-Konzept und Bedarf im Anschluss dieser Ausarbeitung einer detaillierteren Weiterentwicklung und Auskonstruktion.

2 Situationsanalyse

Im folgenden Kapitel werden die Grundlagen dieser Bachelorarbeit beschrieben. Diese setzen sich aus einem Wettbewerbsvergleich für unbemannte Lastenfahrzeuge und der Vorstellung und Bewertung des bisherigen Konzepts zusammen.

2.1 Wettbewerbsvergleich

2.1.1 Ducktrain

Ducktrain ist ein elektrisches Leichtfahrzeug, welches als emissionsfreie Logistiklösung für den urbanen Raum konzipiert wurde (Abb.1). Er soll als kompaktes, automatisiertes Fahrzeug herkömmliche Lieferwagen ablösen und so den Verkehr in der Innenstadt entlasten. Ducktrain dient als Paket- und Essenslieferant für die urbane oder industrielle letzte Meile. Es können fünf einzelne Ducks virtuell gekoppelt werden und erreichen so eine Nutzlast vergleichbar mit der eines Lieferwagens. Das einzelne Fahrzeug besitzt eine Länge von 2,2 m und eine Breite von 1 m, wodurch es sowohl auf Straßen als auch auf Geh- und Radwegen fahren kann. [DRO22-1]



Abbildung 1: Ducktrain Prototyp beladen Seitenansicht [DRO22-2]

Als Ladung wird eine Europalette mit einer maximalen Last von 300 kg transportiert. Die Einsatzmöglichkeiten des Fahrzeugs umfassen Paketlieferungen, Essenslieferungen und individuellen Ladungstransport. [DRO22-1]

Das Konzept des Ducktrains sieht eine Lenkung der Vorderachse und die Position der Palette zwischen den Hinterrädern vor (Abb.2). Eine Beladung kann somit nur von hinten erfolgen. Gefedert wird die Plattform über ein Feder-Dämpfer System. [DRO22-1]



Abbildung 2: Ducktrain Prototyp beladen Heckansicht [DRO22-2]

Die Reichweite der Fahrzeuge liegt bei ca. 60 km [WEL22] mit einer Höchstgeschwindigkeit von 25 km/h, angepasst an die für Europa geltende Unterstützungsbegrenzung für elektrische Fahrräder [SCH22]. Bereitgestellt wird die benötigte Energie von Wechselbatterien der Marke GreenPack [ANS22]. Gezeigt wird dies in einem Bericht über den Ducktrain [NRW21].

2.1.2 Neolix

Neolix Technologies Co., Ltd. ist ein chinesisches Unternehmen [NEO22-1], welches sich auf die Entwicklung autonom fahrender Microvans spezialisiert hat (Abb.3). Die elektrischen Fahrzeuge sollen verschiedene Aufgaben im urbanen Raum übernehmen können und sind daher modular aufgebaut. Die Steuerungselektronik sowie das Fahrwerk inklusive wechselbarer Batterieeinheiten befinden sich im unteren Bereich der Fahrplattform, auf welchen die verschiedenen Module je nach Einsatzbereich aufgesetzt werden (Abb.4). Zu diesen zählen unter anderem Wärme-, Kälte-, Schließfach-, Sicherheits- und Logistikeinheiten. [NEO22-2]



Abbildung 3: Neolix Microvan mit Schließfachmodul [NEO22-2]

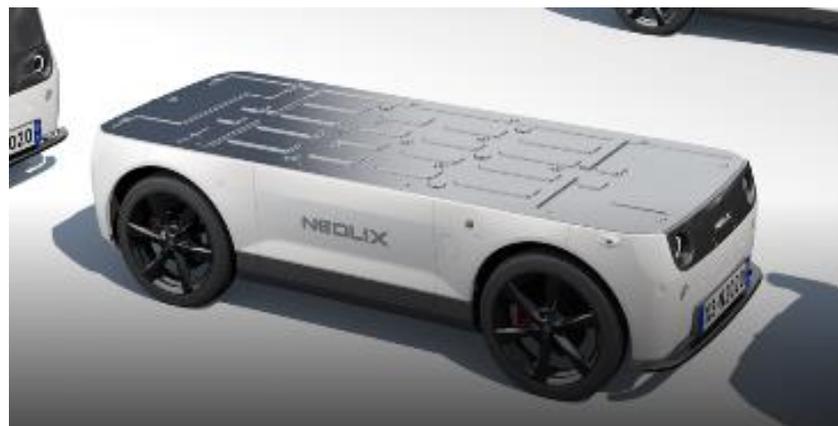


Abbildung 4: Neolix Microvan Plattform ohne Modul [NEO22-2]

Mit einem Gesamtgewicht von maximal 850 kg kann das Fahrzeug eine Geschwindigkeit von 50 km/h erreichen, ist jedoch aufgrund der Sensortechnik auf 20 km/h begrenzt [NIK19]. Einschließlich des Aufbaus erreicht der Neolix eine Länge von 2767 mm, eine Breite von 1096 mm und eine Höhe von 1825 mm [WAN21]. Wie in einem Werbevideo gezeigt, ist jedes Rad mit einem eigenen Feder-Dämpfer System ausgestattet und die Plattform an der Vorderachse gelenkt [NET21].

2.1.3 Clevon 1

Das in Estland gegründete Technologieunternehmen Cleveron Mobility hat sich auf die Entwicklung von Software- und Hardwarelösungen spezialisiert, um die Letzte-Meile Logistik zu verbessern [CLE22-1]. Eines ihrer entwickelten elektrischen Fahrzeuge ist der Clevon 1

(Abb.5). Dieser soll sich fahrerlos im Straßenverkehr bewegen können, wodurch eine Person zehn Plattformen überwachen kann. [CLE22-2]



Abbildung 5: Clevon 1 mit verschiedenen Aufbauten [CLE22-3]

Der Clevon 1 besteht aus einer Fahrplattform, welche mit verschiedenen Modulen bestückt werden kann, um so diverse Waren zu transportieren [CLE22-2]. Insgesamt kann er mit einer Nutzlast von 150 kg beladen werden [CLE22-2] und erreicht so ein maximales Gesamtgewicht von ungefähr 470 kg [CLE22-3].

Ohne Aufbau misst die Plattform eine Länge von 2,47 m, eine Breite von 1,15 m und eine Höhe von 1,55 m. Geladen wird der Clevon 1 per Plug-in oder kabellos und erreicht dabei eine maximale Reichweite von 80km. [CLE22-3]

Die Fahrplattform besitzt eine Vorderradlenkung und erreicht eine maximale Geschwindigkeit von 50 km/h, ist aufgrund der estländischen Transportverwaltung allerdings auf 25 km/h gedrosselt [CLE22-2].

2.2 Vorstellung des bisherigen Konzepts

In **Grbavac 2021** wird die größte der drei Fahrplattformen im Rahmen einer Studienarbeit konzeptionell beschrieben, welche als Grundlage dieser Bachelorarbeit dient. Das folgende Unterkapitel stellt eine Zusammenfassung der Ergebnisse der Arbeit von Mirko Grbavac dar.

2.2.1 Bisherige Use-Cases

Die Fahrplattform soll dazu genutzt werden, Güter, Waren, Werkzeuge und Baumaterialien innerhalb eines Quartiers mit einem maximalen Gewicht von 1000 kg autonom zu befördern. Daher wird der Transport einer Europalette mit einer Grundfläche von 1200 mm in der Länge und 800 mm in der Breite als modulare Ausgangsplattform festgelegt [VAH12].

Als Verkehrsraum beschränkt sich die Plattform auf Geh- und Radwege, aber auch Schotterstraßen in Kleinbaustellen sollen befahrbar sein. Das größte zu überfahrende Hindernis ist ein Tastborstein für Sehbehinderte mit einer Höhe von 60 mm [NUL22-2]. Um die Bodenfreiheit, definiert als der Abstand zwischen Fahrzeug-Unterboden und der Fahrbahn [TRZ17], sicher

gewähren zu können, wird eine maximale Höhe von 100 mm betrachtet. Des Weiteren fährt die Plattform mit einer Höchstgeschwindigkeit von 20 km/h. [GRB21-1]

Aus den oben genannten Anforderungen wurde in der Studienarbeit folgende übergeordnete Zielformulierung ausgearbeitet:

„Autonom fahrende, modular bestückbare Lasten-Fahrplattform mit Aufnahme für eine Europopalette, entwickelt für den Transport von Gütern und Arbeitsgerät auf Geh- oder Radwegen zu Kleinbaustellen innerhalb des Quartieres, zur Unterstützung von kommunalen Mitarbeitern oder Bauarbeitern.“ [GRB21-1]

2.2.2 Bisherige Konzeptionierung

Die Dimension der Fahrplattform wird im Wesentlichen durch die Maße der Europalette definiert. Da als breitester Verkehrsteilnehmer auf Fußwegen ein Rollstuhlfahrer mit 900 mm betrachtet wird [NUL22-1], kann die Europalette nur in Längsrichtung des Fahrzeugs transportiert werden. So darf einerseits die maximale Breite der Plattform 900 mm nicht überschreiten, andererseits benötigt diese eine Mindestlänge von 1200 mm. Da die Differenz der maximalen Breite der Fahrplattform und der Breite der Europalette nur 100mm beträgt, wird ein Konzept gewählt, welches die Antriebs- und Lenkungsblöcke vor und hinter der Palette anordnet (Abb.6). [GRB21-1]

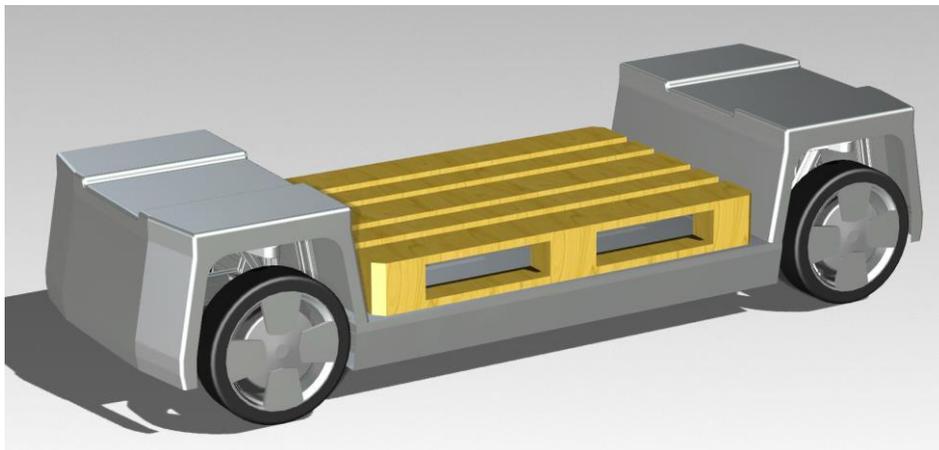


Abbildung 6: Bauraumkonzept des bisherigen Entwurfs [GRB21-1]

Die Antriebs- und Lenkblöcke bestehen aus zwei individuellen Radelementen. Jedes Radelement besitzt ein eigenes Feder-Dämpfer System, einen Radnabenmotor und einen Lenkungsmotor, welcher eine 360° Drehung des Rads ermöglicht (Abb.7). Die gewählten Radnabenmotoren, welche sich im Inneren der Felge befinden, verfügen über einen Durchmesser von 220 mm und eine Länge von 110 mm. Die Reifen weisen einen Durchmesser von 400 mm und eine aus der Antriebslänge resultierende Länge von ebenfalls 110 mm auf. Die elektrische Energie wird von sechs GreenPack Wechselakkus [ANS22] geliefert, welche sich im Grundrahmen unter der Europalette befinden (Abb.8). Durch die Möglichkeit, leere Akkus mit vollen zu tauschen, wird die Standzeit im Vergleich zu herkömmlichen Ladezeiten stark reduziert. [GRB21-1]



Abbildung 7: Konzeptionierung eines Radelements des bisherigen Konzepts [GRB21-1]

Der Rahmen wird aus item-Profilen [ITE22-1] der Dimensionen 80x40 und 40x40 zusammengesetzt und von 2 mm dicken Aluminiumblechen verkleidet. Unter der Ladefläche und zwischen den Radmodulen befindet sich der Bauraum für die Steuerungselektronik (Abb.8). [GRB21-1]

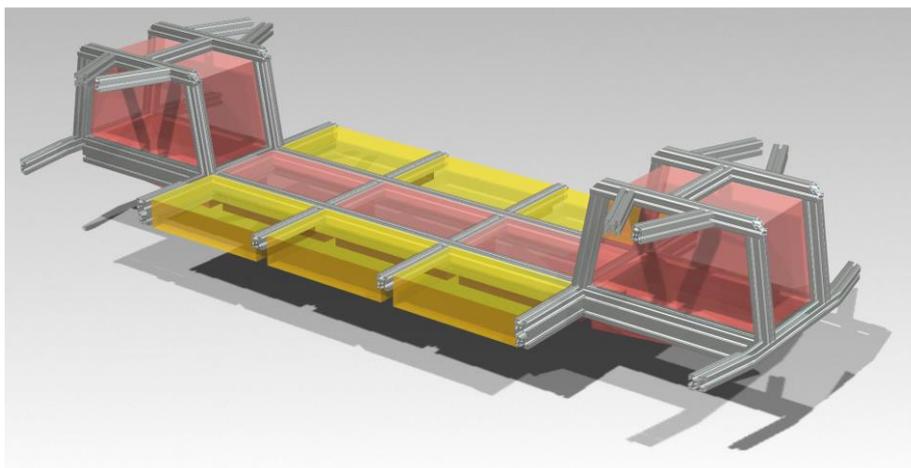


Abbildung 8: Rahmenstruktur mit Bauraumvorhalt des bisherigen Konzepts [GRB21-1]

2.2.3 Bisheriges Lastenheft

In dem Lastenheft sind die Ziele und Anforderungen an die Plattform festgehalten (Tabelle 1). Des Weiteren sind die Abmessungen des Fahrzeugs detailliert beschrieben. Hierbei ist anzumerken, dass der Wendekreis nicht wie aufgelistet bei 0 m liegt. Dieser ist definiert als doppelter Abstand zwischen dem Mittelpunkt der Kreisfahrt, auch Momentanpol genannt, und dem davon am weitesten entfernten Fahrzeugteil [PFE13]. Bei diesem Konzept der

Fahrplattform liegt der Wendekreis bei ungefähr 2,5 m, gemessen am CAD-Modell der Ausarbeitung [GRB21-2].

Tabelle 1: Lastenheft des bisherigen Konzepts der großen Fahrplattform [GRB21-1]

TIQ-Lastenheft große Fahrplattform			Anmerkung
		Wert [mm]	
Abmessungen	Höhe	532	Kein Begrenzung bzw. nicht im relevanten Bereich
	Länge	2406	
	Breite	900	Begrenzt durch Zweirichtungs-Radweg / Breitester Verkehrsteilnehmer Fußweg
	Bodenfreiheit	90,5	Niedrige Bordsteinkanten und andere Hindernisse überwinden
	Ladekante	220	Höhe zu Be- und Entladen / Batterieeinheit
	Raddurchmesser	400	Überwinden von niedrigen Bordsteinkanten / Begrenzt durch Radnarbenmotor
	Spurtweite	790	
	Radstand	1800	
	Wendekreis	0	Omnidirektionale Lenkung ermöglicht Drehen auf der Stelle
Technische Daten	Höchstgeschwindigkeit	20 km/h	Zulassungstechnische Vorgaben
	Max. Zuladung	1000 kg	
	Batteriekapazität	8,4 kWh	6 x 1,4 kWh GreenPack Wechselakkus im Unterflur
	Reichweite		Abhängig von Beladung, Geschwindigkeit, Gelände
	Leergewicht	Ca. 190 kg	Bei einem geschätzten Gewicht von 80 Kg für alle 8 Motoren (ausgenommen Gewicht Akku)
	Angabe		
Antriebskonzept	4x elektrische Radnarbenmotoren, Durchmesser 220 mm		
	6 x GreenPack Wechselakkus in Unterflureinheit		
	Steuerungselektronik in vorderem und hinterem Antriebsblock / Verkabelung im Mittelkanal der Ladefläche		
Lenkkonzept	4 gefederte Fahr-Dreh-Module		
	Lenkungsaktuatoren an jedem Fahrwerkseinheit		
	Theoretische 360° Drehung jedes Aktuators möglich		

2.3 Überprüfung und Ergänzung des bisherigen Konzepts

In dem folgenden Unterkapitel wird überprüft, welche Bestandteile des bisherigen Konzepts übernommen oder abgeändert werden können, um eine Zielformulierung für das neue Fahrzeugkonzept herzuleiten. Hierzu werden nacheinander zunächst die Use-Cases und im Anschluss die Konzeptionierung sowie das Lastenheft untersucht.

2.3.1 Analyse und Erweiterung der Use-Cases

Der Transport einer Europalette stellt weiterhin den wichtigsten Use-Case dar. Die zu transportierende Nutzlast orientiert sich jedoch an den Vergleichsfahrzeugen Ducktrain mit 300 kg [DRO22-1] und Clevon 1 mit 150 kg [CLE22-2]. So wird die maximale Zuladung von 1000 kg reduziert. Das neue Fahrzeugkonzept soll vorerst in der Lage sein, eine Mindestlast von 200 kg zu transportieren.

Die Fahrplattform verkehrt nur auf Geh- und Radwegen, Innenhöfen und öffentlichen Plätzen. Schotterstraßen in Baustellenbereichen werden nicht befahren, da in diesen Bereichen die

Straßenverhältnisse und die daraus resultierenden Anforderungen an das Fahrzeug nicht mit ausreichend hoher Sicherheit abzuschätzen sind. Aus diesem Grund und sowie aufgrund der reduzierten Nutzlast entfällt der Transport von Baumaterialien und Werkzeugen als Use-Case.

Fahrzeuge mit einer bauartbedingten Höchstgeschwindigkeit von maximal 6 km/h gelten in Deutschland als zulassungsfrei [BUN11]. Daher wird die Höchstgeschwindigkeit der Plattform auf 6 km/h festgelegt.

In der bisherigen Konzeptionierung galt der Tastbordstein für Sehbehinderte mit einer Höhe von 60 mm als höchstes zu überfahrendes Hindernis. Dieser wird allerdings nur in getrennten Überquerungsstellen in Kombination mit einer kantenlosen Absenkung auf 0 mm für Rollstuhl- und Rollatornutzer verbaut, welche bei der autonomen Fahrt zu bevorzugen ist. In Kreuzungsbereichen, die aus Platzgründen keine getrennte Überquerungsstelle aufweisen können, werden gemeinsame Überquerungsstellen verbaut. Diese besitzen eine Bordsteinhöhe von 30 mm mit einem Kantenradius von 20 mm und stellen so das neue höchste zu überfahrende Hindernis dar. [NUL22-2]

Eine weitere Anforderung an die Fahrplattform besteht darin, die barrierefreie Rampe am Campus Berliner Tor der HAW Hamburg vor Gebäude BT 7 zu befahren, da dieser als Versuchsbereich des Gemeinschaftsprojekts TIQ dient [HAW22-1]. Barrierefreie Rampen besitzen eine maximale Steigung von 6 % [NUL22-3], welche gleichzeitig die größte durch das Fahrzeug befahrbare Steigung darstellt. Außerdem beinhaltet die Befahrung der Rampe eine Kurvenfahrt mit einem Durchmesser von 3,8 m (Abb.9). Somit wird der Durchmesser des Wendekreises der Plattform auf maximal 3,8 m beschränkt. Des Weiteren benötigt die Fahrplattform eine sehr präzise Lenkung, um die Position des Fahrzeugs bei autonomer Fahrt exakt berechnen zu können. Auch die Möglichkeit, auf der Stelle zu drehen, wird bei der Konzeptauswahl bevorzugt, stellt jedoch keine notwendige Bedingung dar.

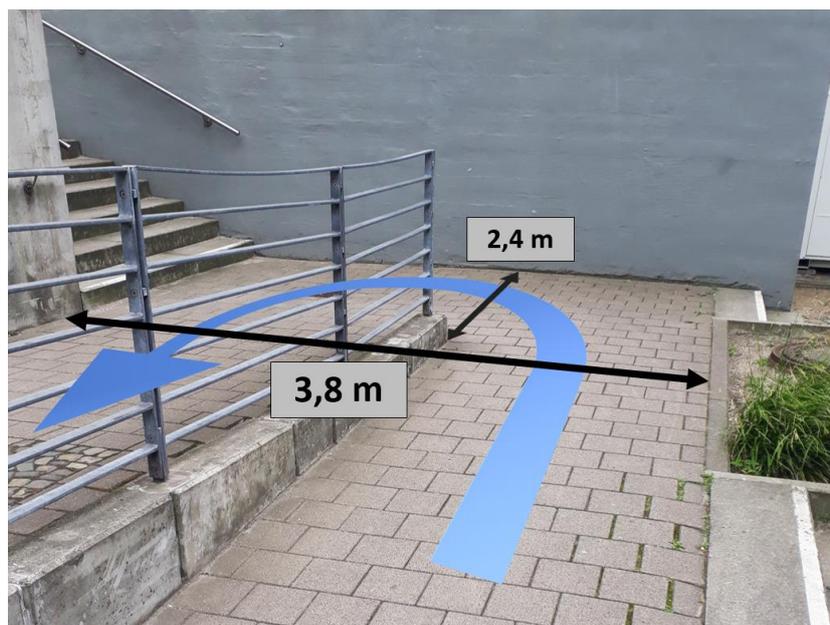


Abbildung 9: Rollstuhlrampe am Campus der HAW Hamburg mit Abmessungen des Kurvenbereichs [Eigene Darstellung]

Aus den geänderten Anforderungen an die Fahrplattform lässt sich für die vorliegende Arbeit eine neue übergeordnete Zielformulierung ableiten:

Autonom fahrende, modular bestückbare Lasten-Fahrplattform mit Aufnahme für eine Europoolpalette, entwickelt für den Transport von Gütern und Arbeitsgerät auf Geh- oder Radwegen innerhalb des Quartieres, zur Unterstützung von kommunalen Mitarbeitern.

2.3.2 Analyse der Konzeptionierung

Die bisherige Ausarbeitung stellt ein Package-Konzept dar, welches die in 2.2.1 erwähnten Use-Cases erfüllt. Durch die geänderten Anforderungen wird in diesem Unterkapitel überprüft, welche Lösungen des bestehenden Konzepts für die Verfolgung der neu formulierten Zielstellung übernommen werden können.

Durch die Senkung der Höchstgeschwindigkeit von 20 km/h auf 6 km/h werden geringer Kräfte und Momente des Untergrundes auf das Fahrwerk der Plattform übertragen. Außerdem verkehrt das Fahrzeug nicht mehr in Baustellenbereichen und das höchste zu überfahrende Hindernis wurde ebenso verringert. Mit der zusätzlichen Reduzierung der Nutzlast wird in 3.3.4 geprüft, ob ein eigenständiges Feder-Dämpfer System weiterhin erforderlich ist.

Aufgrund der genauen Zieldefinition des benötigten Wendekreises von 3,8 m wird im späteren Verlauf der Ausarbeitung die Notwendigkeit einer 360° Drehung der Räder untersucht.

Der Antrieb erfolgt weiterhin über vier Radnabenmotoren, welche von sechs GreenPack Wechselakkus mit Energie versorgt werden. Die Motorengröße und daraus resultierenden Abmessungen des Rades werden in 3.2 und 3.4 untersucht.

Die Konstruktion des Rahmens aus item-Profilen der Dimensionen 80x40 und 40x40 stellt eine gute Lösung für die Entwicklung im Prototypenstatus dar, da erforderliche Änderungen auch kurzfristig nach deren Auftreten leicht umgesetzt werden können. Aus diesem Grund wird der item MB Systembaukasten [ITE22-1] in das folgenden Konzept übernommen.

2.3.3 Änderung des Lastenhefts

In diesem Unterkapitel ist das überarbeitete Lastenheft beschrieben. Dieses beinhaltet die Ziele und Anforderungen an die Fahrplattform. Es umfasst vorerst keine genauen Abmessungen, da diese erst nach Vorstellung des neuen Konzeptentwurfs in das Lastenheft aufgenommen werden.

Die folgende Übersicht stellt somit das vorläufige Lastenheft dar (Tabelle 2):

Tabelle 2: vorläufiges Lastenheft der großen Fahrplattform [Eigene Abbildung]

Lastenheft Große Fahrplattform			
	Angabe	Wert	Kommentar
<i>Abmessungen</i>	Länge	min. 1200 mm	Länge Europalette
	Breite	max. 900 mm	Breite Rollstuhlfahrer
	Höhe	-	
<i>Fahrwerk</i>	Wendekreis (Ø)	max. 3800 mm	ggf. Drehen auf Stelle
	Verkehrsraum	-	Geh- und Radwege
	Größtes Hindernis	30 mm	Abgesenkter Bordstein
<i>Antrieb</i>	Motoren	-	4 Radnabenmotoren
	Energieversorgung	8,4 kWh	6 Greenpacks (je 1,4 kWh)
	Höchstgeschwindigkeit	6 km/h	
	Steigung	max. 6%	Entspricht 3,43°
<i>Transport</i>	Abmessungen	1200 x 800 mm	Maße Europalette
	Nutzlast	min. 200 kg	

3 Konzeptentwicklung

Das folgende Kapitel beschreibt die Entwicklung und Ausarbeitung des Package-Konzepts der großen Fahrplattform. Zu Beginn wird eine Vorüberlegung über das Bauraumkonzept vorgestellt. Im Anschluss hieran werden die einzelnen Komponenten des Fahrwerks und des Aufbaus erarbeitet.

3.1 Vorüberlegungen Bauraumkonzept

Bei dem bisherigen in 2.2 vorgestellten Konzept wurde die Ladefläche der Europalette zwischen den Antriebs- und Lenkblöcken der Plattform angeordnet (Abb.10a). Hierdurch entsteht ein langer Radstand, der zu einem großen Wendekreis führt. Neben diesem Bauraumkonzept wurden in **Grbavac 2021** zwei weitere Konzepte untersucht (Abb.10b,c), welche aufgrund ihrer zu hohen Breite der Karosserie verworfen wurden. Ein weiteres Bauraumkonzept mit einem geringeren Radstand und eingehaltener Breite von 900 mm wird in dieser Ausarbeitung angestrebt. Bei diesem befindet sich die Ladefläche über der gelenkten Hinterachse (Abb.10d). Diese Anordnung ist vergleichbar mit dem in 2.1.3 vorgestelltem Clevon 1. Somit lässt sich der Radstand von 1800 mm [GRB21-1] auf 1250 mm reduzieren. Als nachteilig zu betrachten ist der erhöhte Schwerpunkt der Transportgüter, da sich dieser negativ auf die Fahrdynamik bei Kurvenfahrten auswirkt [MIT14]. Durch das Herabsetzen der Höchstgeschwindigkeit von 20 km/h auf 6 km/h verliert der erhöhte Schwerpunkt jedoch an Relevanz, da die auftretenden Seitenkräfte bei geringerer Geschwindigkeit abnehmen. Ein weiterer Vorteil dieses Package-Konzepts besteht darin, dass die Europalette nicht nur von der Seite, sondern auch von hinten auf die Fahrplattform aufgeladen werden kann.

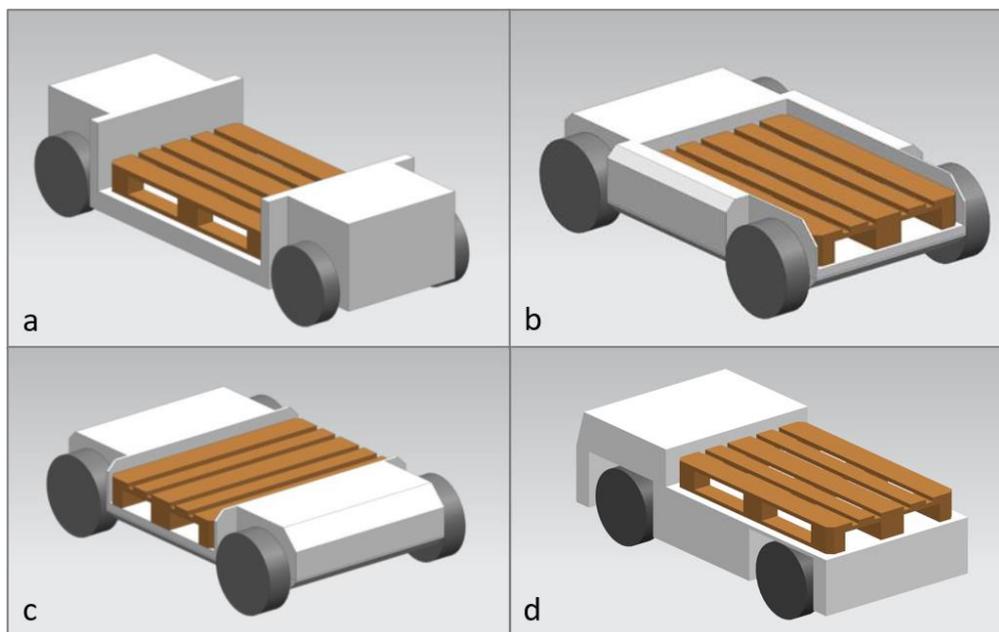


Abbildung 10: Package-Konzepte der großen Fahrplattform mit der Ladefläche **a** zwischen Vorder- und Hinterachse **b** zwischen den Hinterrädern **c** zwischen Vorder- und Hinterachse mit Querausrichtung **d** über der Hinterachse **a-c** [GRB21-1] **d** [Eigene Abbildung]

3.2 Antrieb

Für den Antrieb der Fahrplattform werden vier Radnabenmotoren im Inneren des Rades verbaut. Diese übertragen ihre Kraft ohne Getriebe direkt auf den Reifen.

Als Motor dient eine Axialflussmaschine, die derzeit im Labor für Elektrische Mobilität (LEM) an der HAW Hamburg entwickelt wird [CLA22]. Hauptverantwortlich für dieses Projekt ist Vanessa Linda Claus. Eine Axialflussmaschine unterscheidet sich durch ihren Aufbau stark von den hauptsächlich in elektrischen Maschinen verbauten Radialflussmaschinen und bietet hierbei eine Vielzahl an Vorteilen. Bei klassischen Radialflussmaschinen verläuft durch ihre Bauform zweier ineinander drehender Zylinder der Luftspalt im Querschnitt radial und der magnetische Luftspaltfluss normal zur Rotationsachse (Abb.11a). Bei der Axialflussmaschine hingegen sind zwei oder mehrere Platten mit Luftspalten in axialer Richtung übereinander angeordnet (Abb.11b). Aufgrund dieser Bauform verläuft der magnetische Fluss parallel zur Rotationsachse. [HAW22-2]

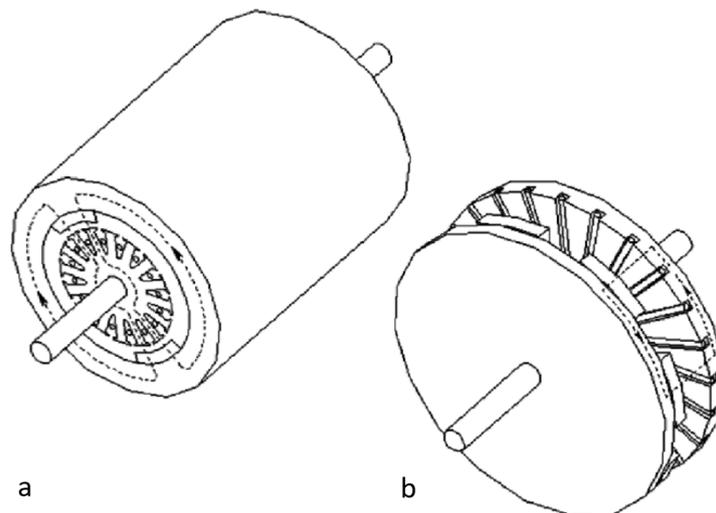


Abbildung 11: Schematische Darstellung einer **a** Radialflussmaschine **b** Axialflussmaschine [GIE22]

Durch diese Anordnung erreicht die Axialflussmaschine eine erhöhte Leistungsdichte. Auch eignet sich diese Bauform durch ihre geringe axiale Länge und größeren Durchmesser ideal für die Integration als Radnabenmotor. [CLA22]

Für die Motoren der Fahrplattform gelten folgende Anforderungen: Sie müssen das ungefähr 600 kg schwere, vollbeladene Fahrzeug mit einer Geschwindigkeit von 6 km/h bewegen können. Außerdem soll die Plattform eine Steigung von 6% erklimmen können. Der Strömungswiderstand wird aufgrund der geringen Geschwindigkeit vernachlässigt. Zusätzlich wird ein Raddurchmesser von 460 mm angenommen.

Aus den vorangegangenen Anforderungen wurden am Labor für Elektrische Mobilität folgende Abmessungen der erforderlichen elektromagnetisch Bauteile der Axialflussmaschine errechnet (Tabelle 3):

Tabelle 3: Abmessungen der elektromagnetischen Bauteile der Axialflussmaschine [Eigene Abbildung]

Gesamtmaße	Bauteil	Wert [mm]
<i>Innendurchmesser</i>		120
<i>Außendurchmesser</i>		280
<i>Axiale Länge</i>	Statorjoch	20
	Zahn	20
	Luftspalt	1
	Magnete	4
	Rotorjoch	15
	Summe	60

Mit diesen Abmessungen werden die Radnabenmotoren in der Ausarbeitung der vorliegenden Arbeit als Package-Blackbox betrachtet. Auf die detaillierte Auslegung und Auskonstruktion des Motors wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen.

3.3 Radaufhängung

In dem folgendem Unterkapitel wird die Radaufhängung der Fahrplattform erarbeitet. Zu Beginn werden die Grundlagen in Form der allgemeinen Anforderungen an Radaufhängungen und deren Bewertungskriterien mit Bezug zur Fahrplattform vorgestellt. Im Anschluss wird die Systematik verschiedener Radaufhängungen erläutert und auf Grundlage der zuvor erarbeiteten Bewertungskriterien analysiert. Darauf folgen die Vorstellung und Wahl eines geeigneten Feder-Dämpfer Systems. Abschließend wird die Umsetzung der Radaufhängung der Fahrplattform erläutert.

3.3.1 Grundlagen

Die Aufgabe der Radaufhängung ist die Verbindung zwischen Rad und Fahrzeug. Dabei werden die auf den Reifen wirkenden fahrdynamischen Kräfte in die Karosserie geleitet. In der Regel ermöglicht die Radaufhängung dem Rad einen Freiheitsgrad in Form der Bewegung in vertikaler Richtung. Dies wird als Einfedern des Rades bezeichnet. Hierdurch ergibt sich eine Relativbewegung zwischen dem Fahrzeug und der Fahrbahn. Durch diese lassen sich Stoßkräfte auf die Karosserie, verursacht durch Unebenheiten und Schäden des Untergrundes, reduzieren. [TRZ17]

Ziel der Radaufhängung ist es, zu jeder Zeit den maximal möglichen Bodenkontakt aller Reifen herzustellen, wodurch das Gewicht des Fahrzeugs gleichmäßig auf alle Räder verteilt werden kann. [TRZ17]

Laut **Trzesniowski 2017** lassen sich die allgemeinen Anforderungen an Radaufhängungen in vier Kategorien unterteilen:

- Fahrverhalten, Fahrsicherheit
- Fahrkomfort
- Bauraumbedarf
- Kosten

In Bezug auf die zu erfüllenden Anforderungen an die Fahrplattform sind diese Bewertungskriterien unterschiedlich stark zu gewichten. Ausschlaggebend für die Gewichtung sind im Fall dieser Ausarbeitung die geringe Höchstgeschwindigkeit von 6 km/h und der zu befahrende Untergrund. Es werden nur Geh- und Radwege befahren und das höchste zu überwindende Hindernis ist ein abgesenkter Bordstein mit einer Höhe von 30 mm. Zusätzlich hat das Transportgut ebenfalls einen Einfluss auf die Gewichtung. Es werden ausschließlich Gegenstände und keine Personen befördert.

Aufgrund dieser im Vergleich zu Straßenfahrzeugen niedrigen Anforderungen an eine Radaufhängung hat die Kategorie „Fahrverhalten, Fahrsicherheit“ nur einen geringen Einfluss auf die Bewertung. Auch der „Fahrkomfort“ ist aufgrund des ausschließlichen Transports von Gütern zu vernachlässigen. Entscheidend für die Fahrplattform sind daher die Kategorien „Bauraumbedarf“ und „Kosten“.

Ein geringer Bauraumbedarf ist zu bevorzugen, damit bei gleichem Gesamtvolumen mehr Platz für die weiteren Komponenten des Fahrzeugs zur Verfügung steht. Da sich die Ladefläche der Fahrplattform über der Hinterachse befindet, ist eine Radaufhängung zu bevorzugen, bei welcher der Bauraumbedarf oberhalb des Rades gering ist, um den Schwerpunkt der Ladung möglichst niedrig zu halten.

Die Kosten der Radaufhängungen werden grob anhand zweier Punkte verglichen. Der erste berücksichtigt die Anzahl der verwendeten Bauteile, der zweite beurteilt die Komplexität dieser. Je weniger Elemente verwendet werden und je einfacher sich diese fertigen lassen, desto niedriger fallen die Kosten aus.

3.3.2 Bauformen von Achsen

Die Bauformen von Radaufhängungen lassen sich in drei verschiedene Bauformen unterteilen. Dies sind die Starrachsen, die Halbstarrachsen sowie die Einzelradaufhängungen (Abb.12). [FRO19]

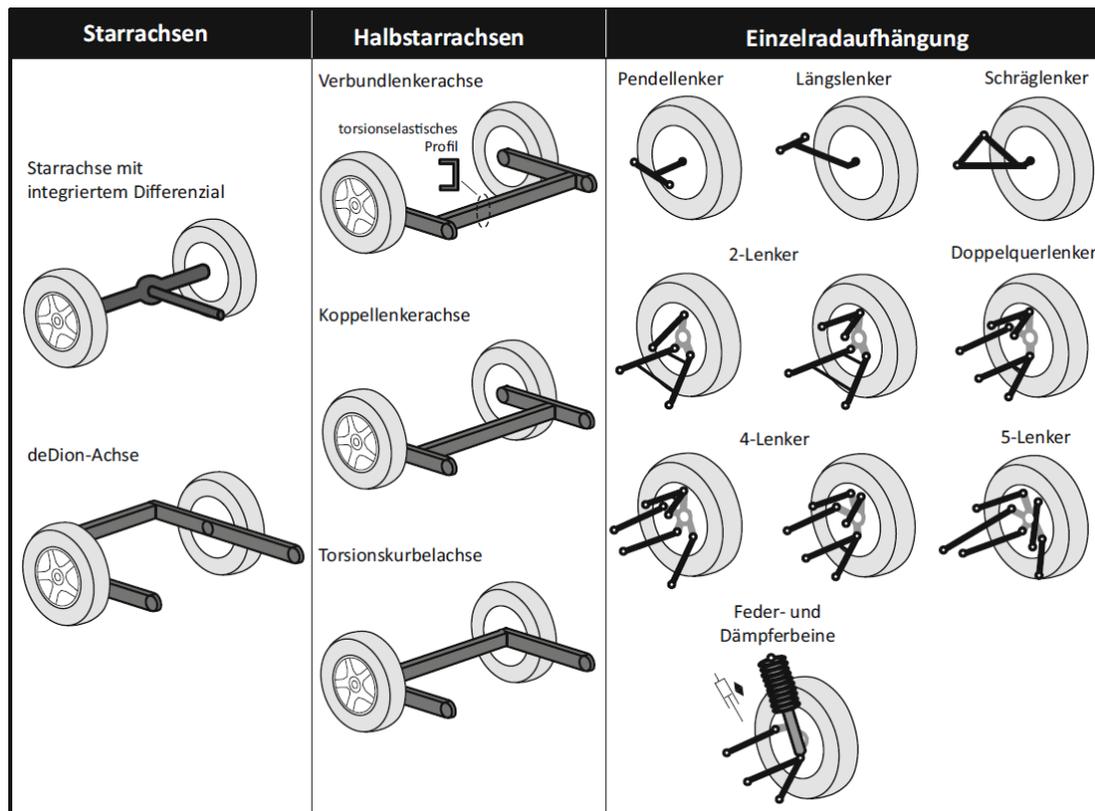


Abbildung 12: Aufteilung von Radaufhängungen in Starrachsen, Halbstarrachsen, Einzelradaufhängungen [FRO19]

Bei Starrachsen sind beide Räder durch eine Achse fest miteinander verbunden. So beeinflussen sie sich stets gegenseitig, wodurch fahrdynamische Nachteile entstehen, da das Einfedern eines Rades eine Winkeländerung des anderen Rades gegenüber dem Untergrund hervorruft. Die direkte Verbindung der gesamten Achse mit den Rädern anstatt mit dem Rahmen führt zu einer hohen ungefederten Masse. Allerdings sind Starrachsen durch ihre simple Bauform sehr belastbar und zeichnen sich durch eine hohe Wirtschaftlichkeit aus. Außerdem benötigen sie nur einen geringen Bauraum. [FRO19]

Halbstarrachsen zeichnen sich ebenfalls durch die direkte Verbindung der Räder mit einer Achse aus. Allerdings beeinflussen sich die Räder aufgrund der eingebrachten Elastizität im Verbindungselement weniger stark. Diese elastische Verbindung wird durch ein eingeschweißtes Torsionsprofil hervorgerufen, welches durch seine Lage die Bauform der Halbstarrachse bestimmt. Halbstarrachsen besitzen gegenüber Starrachsen eine geringere ungefederte Masse. [FRO19]

Bei Einzelradaufhängungen sind alle Räder unabhängig voneinander über verschiedene Lenker mit der Karosserie verbunden, wodurch sich die Räder nicht gegenseitig beeinflussen. Dies führt zu einer besseren Fahrzeugperformance, einer geringen ungefederten Masse und einem hohen Optimierungspotential, welches von der Anzahl der Lenker abhängt. Allerdings führt die Bauform zu einer hohen Komplexität und einem hohen Bauraumbedarf. [FRO19]

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Starrachse mit ihrer Bauform den einfachsten Aufbau darstellt. Allerdings zeigt sie durch ihre Verbindung der Räder schlechtere

Fahreigenschaften als die anderen Achstypen. Einzelradaufhängungen bieten ein hohes Optimierungspotential im Bereich der Fahrzeugperformance. Dies hat jedoch eine hohe Komplexität der Radaufhängung zur Folge. Halbstarrachsen bilden durch ihre verbundenen Räder und den verbesserten Fahreigenschaften gegenüber der Starrachse eine Kombination aus den jeweiligen Vor- und Nachteilen der anderen beiden Achstypen.

3.3.3 Auswahl des Achssystems

Im folgenden Abschnitt wird die Radaufhängung der Plattform anhand der in 3.3.1 erarbeiteten Bewertungskriterien ausgewählt.

Durch die Anforderungen wurde herausgearbeitet, dass der benötigte Bauraum und die Kosten die entscheidenden Faktoren bei der Auswahl eines passenden Achssystems für die Fahrplattform darstellen.

Wie in 3.3.2 beschrieben bietet die Einzelradaufhängung die beste Fahrperformance, benötigt gleichzeitig jedoch einen großen Bauraum. Starrachsen besitzen durch ihre gegenseitige Beeinflussung der Räder schlechtere Fahreigenschafteneinen, haben jedoch einen geringeren Bauraumbedarf.

Die Kosten werden mithilfe der Anzahl benötigter Bauteile und deren Komplexität bewertet. Die Starrachse ist die am einfachsten aufgebaute Radaufhängung. Sie kann im Vergleich zur Einzelradaufhängung mit sehr wenigen und einfach aufgebauten Elementen konstruktiv umgesetzt werden. Die Halbstarrachse besitzt ebenfalls einen einfachen Aufbau, benötigt jedoch ein detailliert ausgelegtes und verschweißtes Torsionsprofil.

Aufgrund des einfachen Aufbaus und des geringen Platzbedarfs wird die Starrachse als Achssystem der Fahrplattform ausgewählt.

3.3.4 Feder-Dämpfer System

Feder-Dämpfer Systeme bilden das elastische Zwischenglied zwischen dem Reifen und der starren Karosserie. Ihre Aufgabe besteht wie bei den meisten Fahrwerkskomponenten darin, zu jeder Zeit den größtmöglichen Kontakt zwischen dem Reifen und der Fahrbahn zu gewährleisten. Die Aufgabe der Feder ist es, Kraftspitzen in Form von Stößen, verursacht durch Unebenheiten der Fahrbahnoberfläche, aufzunehmen, sodass diese nicht in den Aufbau weitergeleitet werden. Für die Federung können diverse Materialien wie Metalle, Kunststoffe, Elastomere oder Gase verwendet werden. Die häufigsten Federarten sind Blattfedern, Schraubenfedern, Gummiblöcke, Torsionsstäbe und Luftbälge. Die Aufgabe der Schwingungsdämpfer besteht darin, die von der Feder aufgenommenen Kräfte kontrolliert abzugeben und so ein sofortiges, starkes Zurückfedern zu verhindern. Bei Serienfahrzeugen besteht das Ziel vor allem darin, für Fahrsicherheit und Komfort zu sorgen. [TRZ17]

Es gibt jedoch auch Fahrzeuge, bei denen der Aufbau direkt mit den Rädern verbunden ist, wodurch sie als ungefederte Kraftfahrzeuge bezeichnet werden. Beispiele für diese Fahrzeuge

sind Ackerschlepper, Baumaschinen und unbeladene, blattgedederte Lkw und Kraftfahrzeuganhänger. Diese Fahrzeuge besitzen trotz ihres Namens ein Feder-Dämpfer System, da sie auf ihren Reifen schwingen. In Abbildung 13a wird der theoretische Aufbau eines Schwingungsersatzmodells für ein Serienfahrzeug dargestellt. Abbildung 13b zeigt das theoretische Modell eines ungefederten Fahrzeugs, bei dem der luftgefüllte Reifen das einzige Feder-Dämpfer System darstellt. Durch die direkte Verbindung des Aufbaus mit dem Rad, können hier die radbezogenen Massen und die Masse des Aufbaus zusammengefasst werden. Die Feder- und Dämpfungswirkung des Reifens sind jedoch im Vergleich zu einem eigenständigen System klein. Daher besitzen ungefederte Fahrzeuge einen deutlich schlechteren Fahrkomfort und gelten für den Straßenverkehr als fahrunsicher, wodurch ihre Höchstgeschwindigkeit auf vergleichsweise niedrig Werte reduziert ist. [MIT14]

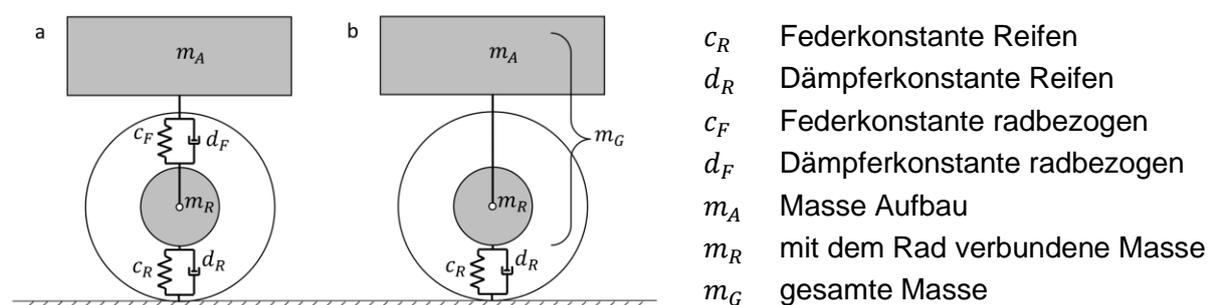


Abbildung 13: Schwingungsersatzmodelle für ein Fahrzeug
a mit separatem Feder-Dämpfer System **b** ohne separates Feder-Dämpfer System [Eigene Abbildung]

Die Fahrplattform in der vorliegenden Arbeit fährt auf Geh- und Radwegen mit einer Höchstgeschwindigkeit von 6 km/h. Zusätzlich nimmt durch den ausschließlichen Transport von Gütern der Fahrkomfort eine untergeordnete Rolle ein. Aufgrund dessen wird auf ein zusätzliches Feder-Dämpfer System verzichtet. Die Stoßaufnahme und -abgabe erfolgen allein über einen luftgefüllten Reifen, welcher in Kapitel 3.4 erläutert wird. Somit ist die gesamte Radaufhängung einfacher aufgebaut, wodurch Zukaufteile und Kosten eingespart werden. Außerdem wird deutlich weniger Bauraum benötigt.

Zusätzlich wird die vordere Starrachse in der Mitte pendelnd gelagert mit dem Aufbau verbunden. Diese Bauform ist mit dem Aufbau bestimmter Hinterachsen von Gabelstaplern zu vergleichen [ANO21]. So wird auch bei der Anhebung oder Absenkung eines Rades durch Bodenwellen oder andere Geh- und Radwegsschäden sichergestellt, dass alle Reifen stets Bodenkontakt halten. Dies ist einerseits erforderlich, um die autonome Fahrt der Plattform präzise berechnen zu können. Andererseits bewirkt diese Bauform bis zum maximalen Einschlag der Pendelachse eine lediglich geringe Übertragung von Torsionskräften der Achsen auf den Aufbau. Um einen Kraftstoß auf den Aufbau bei maximaler Einlenkung der Pendelachse zu verhindern, werden zwischen der Achse und dem Rahmen parabolische Silentpuffer [GMP22-1] eingefügt. Diese übertragen bei höherem Drehwinkel kontinuierlich Torsionskräfte auf den Rahmen.

3.3.5 Konstruktive Umsetzung der Radaufhängung

In diesem Unterkapitel wird die konstruktive Umsetzung der zuvor beschriebenen Radaufhängung erläutert. Die gesamte Radaufhängung wird überschlägig als statischer Festigkeitsnachweis berechnet und daher mit großen Sicherheiten ausgelegt. Als Grundlage dieser Berechnungen dient **Wittel et al. 2021**. Ziel ist es, die Konstruktion derart zu gestalten, dass diese mit wenig Aufwand im Prototypenbau umsetzbar ist.

Die Starrachse wird aus einem Vierkantrohr des Werkstoffs Stahl S235 gefertigt. Die Maße lassen sich Abbildung 14 entnehmen. Die Länge des Rechteckrohrs wird durch die maximale Fahrzeugbreite (900 mm) abzüglich der Räderbreiten und der Räderbefestigung definiert. Hier wird überschlägig mit einer Länge von 700 mm gerechnet.

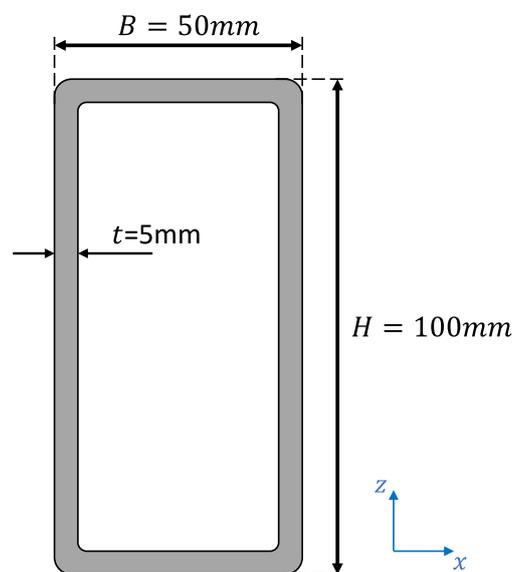


Abbildung 14: Profilschnitt des Stahlträgers der Vorderachse mit Maßangaben [Eigene Abbildung]

Die Belastung der Pendelachse lässt sich schematisch durch eine Einzellast in der Mitte der Achse darstellen (Abb.15). Diese bewirkt eine Biegung der Starrschse um die x-Achse. Daher wird im Folgenden die Beanspruchung der Achse durch Biegung berechnet.

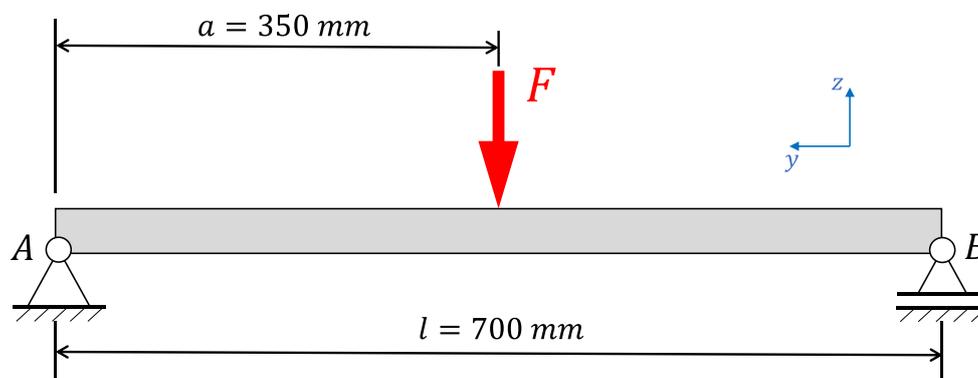


Abbildung 15: Schematische Darstellung der Pendelachse mit angreifender Kraft [Eigene Abbildung]

Zuerst wird die Achslast F berechnet. Diese ergibt sich aus dem Gesamtgewicht der Fahrplattform geteilt durch die Anzahl der Achsen.

$$\text{Achslast: } F = \frac{m}{2} \cdot g$$

$$F = \frac{600 \text{ kg}}{2} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 2943 \text{ N}$$

m : Masse der Fahrplattform [kg]

g : Erdbeschleunigung [m/s^2]

Das höchste Biegemoment liegt in der Mitte der Achse an. Es lässt sich über Freischneiden des Kraftangriffspunkt gemäß der Darstellung in Abbildung 15 berechnen.

$$\text{Biegemoment: } M_{bA,max} = F_A \cdot a$$

$$M_{bA,max} = 1472 \text{ N} \cdot 0,35 \text{ m} = 515 \text{ Nm}$$

F_A : vertikale Kraft in Punkt A [N]

Für die Berechnung der Biegespannung wird das axiale Widerstandsmoment W_b benötigt. [WIT21]

$$\text{Axiales Widerstandsmoment: } W_b = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6H}$$

$$W_b = \frac{50 \text{ mm} \cdot (100 \text{ mm})^3 - 40 \text{ mm} \cdot (90 \text{ mm})^3}{6 \cdot 100 \text{ mm}} = 34733 \text{ mm}^3$$

B : Breite Vierkantrohr Außen

H : Höhe Vierkantrohr Außen

b : Breite Vierkantrohr Innen

h : Höhe Vierkantrohr Innen

Aus dem maximalen Biegemoment und dem axialen Widerstandsmoment wird die maximale Biegespannung der Pendelachse ermittelt. [WIT21]

$$\text{Maximale Biegespannung: } \sigma_{bL,max} = \frac{M_{bA,max}}{W_b}$$

$$\sigma_{bL,max} = \frac{515 \text{ Nm}}{34733 \text{ mm}^3} = 14,8 \text{ N/mm}^2$$

Die Streckgrenze R_e für Stahl S235 liegt bei 235 N/mm^2 [WIT21]. Bei Überschlagsrechnungen statischer Festigkeitswerte gilt für die Biegebeanspruchung von Stahl: [WIT21]

$$\text{Biegefließgrenze: } \sigma_{bF} \approx 1,1 \cdot R_e$$

$$\sigma_{bF} \approx 1,1 \cdot 235 \frac{N}{mm^2} = 259 N/mm^2$$

Somit ergibt sich ein Sicherheitsfaktor S von:

$$S = \frac{259 N/mm^2}{14,8 N/mm^2} = 17,5$$

Der Sicherheitsfaktor von 17,5 bedeutet, dass die maximale Biegespannung das 17,5 fache des errechneten Wertes erreichen müsste, bevor das Bauteil sich plastisch verformt. Dieser Wert erscheint bei erster Betrachtung sehr hoch. Zu beachten ist jedoch, dass nur statische Kräfte des Eigengewichts der Fahrplattform berücksichtigt wurden. Dynamische Kräfte, die während der Fahrt auftreten, wurden für diese überschlägige Berechnung vernachlässigt.

Um die Krafteinleitung der Achse an den Radanbindungspunkten zu verbessern, werden diese mit Rundstahl verstärkt (Abb.16). Durch die Radstellung und den Winkel der Lenkachse bestehen viele Möglichkeiten das Fahrverhalten des Fahrzeugs zu beeinflussen [TRZ17]. Da nur geringe Anforderungen an das Fahrverhalten der Fahrplattform gestellt werden und ein einfacher Aufbau bevorzugt wird, wird eine parallele Stellung der Räder senkrecht zur Fahrbahn mit einer vertikalen Lenkachse angestrebt.

Die Anbindung der Pendelachse an den Rahmen erfolgt über zwei Lagerböcke (Abb.16). Diese ermöglichen ein Drehen der Pendelachse um die x-Achse. Es wurden zwei Lagerböcke gewählt, um das Spiel einer Drehung um die z-Achse zu reduzieren. Die Böcke werden mit einer Stahlplatte verschraubt, welche mitsamt Verstärkungsplatten an der Starrachse verschweißt wird.

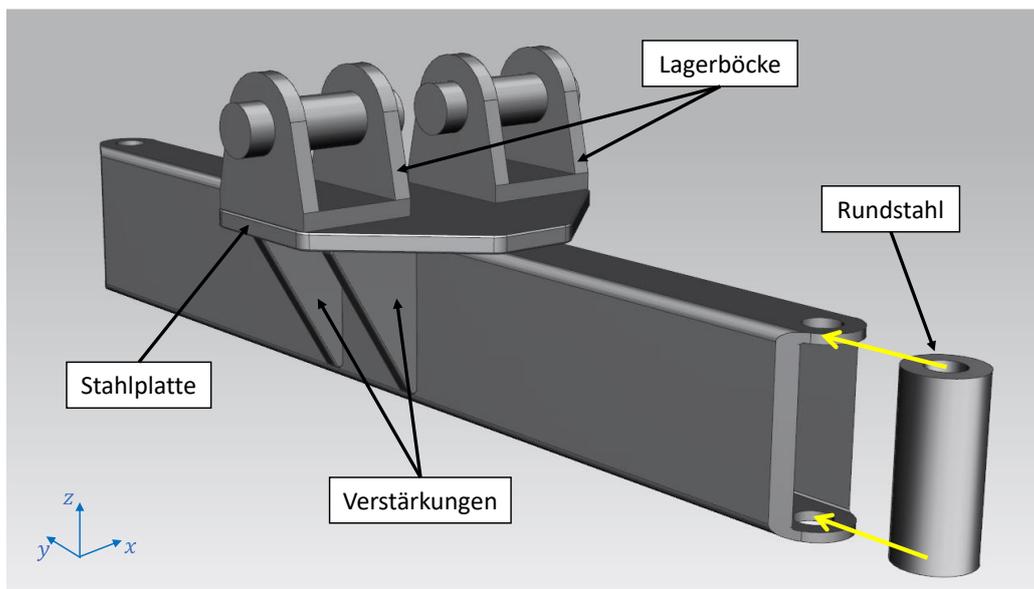


Abbildung 16: 3D-Modell der Vorderachse mit Drehgelenken für Pendeleinschlag [Eigene Abbildung]

Die Hinterachse ist wie die pendelnde Vorderachse aufgebaut, um den Aufwand der Fertigung und somit die Kosten zu verringern. Die Achsen unterscheiden sich jedoch bei ihrer Rahmenanbindung. Da die Hinterachse nicht pendelnd gelagert ist, wird sie über Vierkantrohre ohne Lagerung mit dem Rahmen verbunden. Hierdurch entstehen zwei Krafteinleitungspunkte in die

Achse, die den Abstand der Rahmenbreite aufweisen. Aufgrund dieser verteilten Kraftübertragung ist die maximale Biegespannung an der Hinterachse niedriger als an der Vorderachse. So kann die Bauweise der Vorderachse ohne erneute Berechnung an der Hinterachse übernommen werden.

Der maximale Drehwinkel α der pendelnden Vorderachse um den Drehpunkt P wird auf 9° festgelegt (Abb.17). Der Abstand des Drehpunktes P zur Achsmitte beträgt $a_p = 90$ mm. Somit ergibt sich beim maximalen Pendeleinschlag der Vorderachse eine Höhendifferenz h_p der beiden Vorderräder von ungefähr 125 mm.

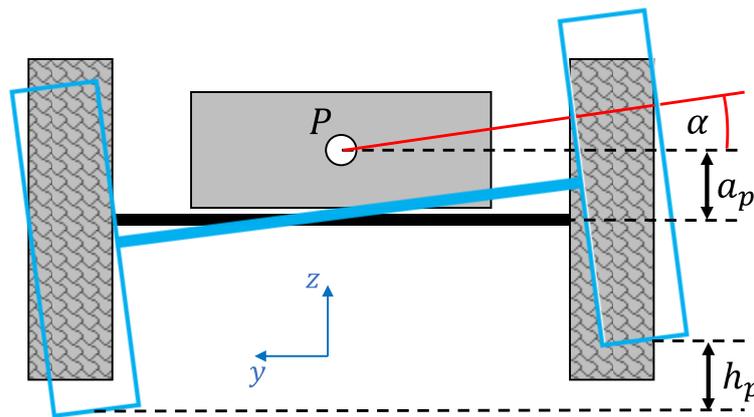


Abbildung 17: Schematische Darstellung des Einlenkverhaltens der Pendelachse mit daraus resultierenden Höhenveränderungen der Räder [Eigene Abbildung]

3.4 Reifen

Der Reifen stellt die einzige Verbindung zwischen dem Fahrzeug und der Fahrbahn her. Daher ist er eines der wichtigsten Einzelbauteile des Fahrzeugs. Zu seinen Anforderungen gehört es, das Fahrzeuggewicht zu stützen. Außerdem muss der Reifen sämtliche Kräfte und Momente auf den Untergrund übertragen. Die Wahl des Reifens bestimmt dabei den Komfort, das Fahrverhalten und die Fahrsicherheit des Fahrzeugs. Ebenso wird die Wirtschaftlichkeit durch die Laufleistung und den Kraftstoffverbrauch beeinflusst. [TRZ17]

Reifenbezeichnungen setzen sich aus den Größenbezeichnungen und den Angaben zu Tragfähigkeit und Geschwindigkeit zusammen und werden anhand des folgenden Beispiels erläutert [TRZ17]:

- 245/40 R 18 88 Y mit
- 245: Breite [mm]
 - 40: Querschnittsverhältnis [%]
 - R: Reifenbauart (Radial- oder Diagonalreifen)
 - 18: Felgendurchmesser [Zoll]
 - 88: Lastindex (legt Tragfähigkeit fest)
 - Y: Geschwindigkeitssymbol (Höchstgeschwindigkeit)

Die Anforderungen der Fahrplattform an den Reifen sind im Vergleich zu Serienfahrzeugen sehr gering. Durch die geringe Geschwindigkeit von maximal 6 km/h wird die maximal fahrbare Geschwindigkeit des Reifens vernachlässigt. Allerdings ist das zu übertragende Fahrzeuggewicht zu beachten. Weiter wird die Reifenwahl durch die geforderten geometrischen Abmessungen beeinflusst. Da die Fahrplattform kein Feder-Dämpfer System besitzt, sondern nur über den Reifen federt, ist die Höhe des Reifens von Relevanz. Aus einem niedrigen Querschnittverhältnis lässt sich eine geringe Flankenhöhe ableiten, welche das Federungspotential des Reifens verringert [KUE22].

Der Innendurchmesser des Reifens wird durch den Außendurchmesser des Radnabenmotors definiert. Dieser liegt, wie in Kapitel 3.2 beschrieben, bei 280 mm. Da der gesamte Motor inklusive Felge als Blackbox angenommen wird, wird der Innendurchmesser auf 304,8 mm festgelegt. Dies entspricht einem Wert von 12 Zoll.

Die Breite des Reifens beeinflusst die Größe des Radhauses und sollte daher im Fall der Fahrplattform möglichst schmal sein. Die Reifenbreite wird unter anderem durch die Breite der Felge bestimmt. Da der Antrieb durch einen Radnabenmotor erfolgt, muss dieser im Inneren des Reifens Platz finden. Die axiale Länge der elektrisch relevanten Komponenten des Motors beträgt 60 mm. Ebenfalls ist ein Bremssystem 3.6 im Reifeninneren unterzubringen. Somit wird im Rahmen dieser Ausarbeitung eine Reifenbreite von 100 mm angenommen.

Durch den Außendurchmesser des Reifens lässt sich bei festgelegtem Innendurchmesser die Flankenhöhe definieren, welche aufgrund ihres Einflusses auf die Federwirkung möglichst groß sein sollte. Jedoch sollte der Außendurchmesser aus Bauraumgründen möglichst klein sein. Daher wird vorerst ein theoretischer Außendurchmesser des Reifens von 460 gewählt.

Aus dem Außendurchmesser d_A und dem Innendurchmesser d_I lässt sich die Höhe des Reifens errechnen:

$$\text{Flankenhöhe: } h = \frac{d_A - d_I}{2} = \frac{460 \text{ mm} - 304,8 \text{ mm}}{2} = 77,6 \text{ mm}$$

Mit der Flankenhöhe und der Breite b des Reifens lässt sich das Querschnittsverhältnis berechnen [TRZ17]:

$$\text{Querschnittsverhältnis: } \frac{h}{b} \cdot 100\% = \frac{77,6 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} \cdot 100\% = 77,6\%$$

Das Querschnittsverhältnis wird auf 80 % aufgerundet.

Das Gesamtgewicht der beladenen Plattform liegt bei 600 kg. Gleichmäßig auf die vier Reifen verteilt ergibt sich eine Radlast von 150 kg. Aufgrund einer möglichen Verschiebung des Schwerpunktes wird die Radlast mit einem Sicherheitsfaktor von 1,4 multipliziert. Es ergibt sich eine maximale Radlast von 210 kg. Aus Tabelle 4 lässt sich ein benötigter Tragfähigkeitsindex LI von mindestens 54 entnehmen.

Tabelle 4: Tragfähigkeitsindex LI in Abhängigkeit von der Reifenlast [KUE22]

Tragfähigkeitsindex LI	„Last“ je Reifen m [kg]						
51	195	69	325	87	545	105	925
52	200	70	335	88	560	106	950
53	206	71	345	89	580	107	975
54	212	72	355	90	600	108	1000
55	218	73	365	91	615	109	1030
56	224	74	375	92	630	110	1060
57	230	75	387	93	650	111	1090
58	236	76	400	94	670	112	1120
59	243	77	412	95	690	113	1150
60	250	78	425	96	710	114	1180
61	257	79	437	97	730	115	1215
62	265	80	450	98	750	116	1250
63	272	81	462	99	775	117	1285
64	280	82	475	100	800	118	1320
65	290	83	487	101	825	119	1360
66	300	84	500	102	850	120	1400
67	307	85	515	103	875	121	1450
68	315	86	530	104	900	122	1500

Aus den zuvor genannten Abmessungen und der erforderlichen Tragfähigkeit wird ein Reifen mit folgenden Eigenschaften benötigt:

Breite:	100 mm
Querschnittsverhältnis:	80 %
Felgendurchmesser:	12 Zoll
Lastindex:	54

Die Reifenbauart und das Geschwindigkeitssymbol werden bei der Auswahl vernachlässigt. Da die geforderten Reifendimensionen bei Serienkraftfahrzeugen nicht verbaut werden, wird ein Rollerreifen mit einer abgerundeten Lauffläche ausgewählt. Aus Sicht des Fahrverhaltens eignet sich ein solcher Reifen durch seine geringere Kontaktfläche mit der Fahrbahn weniger gut für ein vierrädriges Fahrzeug, allerdings sind die fahrdynamischen Anforderungen an den Reifen der Fahrplattform sehr gering. Aufgrund seiner abgerundeten Lauffläche benötigt der Rollerreifen beim Einlenken einen kleineren Bauraum als ein Reifen mit einer flachen Lauffläche. Außerdem ist eine runde Lauffläche bei einem Pendeleinschlag der Vorderachse von Vorteil, da Rollerreifen für vergleichsweise große Winkeländerungen zur Fahrbahn ausgelegt sind.

Die Alternative, einen eigenen Reifen für die Plattform zu entwickeln, wird aus Kostengründen nicht in Betracht gezogen.

3.5 Lenkung

In dem folgenden Unterkapitel wird das Konzept für die Lenkung der Fahrplattform erarbeitet. Zu Beginn werden allgemeine Aufgaben und Anforderungen an ein Lenksystems beschrieben, wobei auf verschiedene Lenkungsarten eingegangen wird. Im Anschluss hieran werden die spezifischen Anforderungen an die Lenkung der Fahrplattform erläutert. Auf Grundlage dieser erfolgt die Auswahl eines geeigneten Lenksystems. Abschließend wird die technische Umsetzung der Lenkung in Form des Aufbaus und der Berechnung des erforderlichen Lenkmoments dargestellt.

3.5.1 Anforderungen an Lenkungen

Die Aufgabe der Lenkung besteht darin, angestrebte Richtungsänderungen des Fahrzeugs umzusetzen, sodass die Lenkung eine der wichtigsten Funktionen des Fahrwerks übernimmt. Hierbei sind verschiedene Anforderungen an die Lenkung von Bedeutung. Um eine gute Wendigkeit des Fahrzeugs zu ermöglichen, wird ein möglichst großer Lenkwinkel angestrebt. Aus diesem resultiert ein kleinerer Wendekreis. Durch eine gute Leichtgängigkeit werden benötigte Lenkkräfte reduziert. Allerdings sollte eine Lenkung spielfrei sein, um präzise Lenkvorgänge durchführen zu können. Aufgrund ihres großen Einflusses auf das Fahrverhalten eines Fahrzeugs spielt die Sicherheit der Lenkung eine wichtige Rolle. Wie bei allen Fahrwerkskomponenten wird auch bei der Lenkung ein geringer Bauraumbedarf angestrebt, um alle erforderlichen Komponenten des Fahrwerks integrieren zu können. [TRZ17]

3.5.2 Lenkungsarten

Für die Umsetzung einer beabsichtigten Richtungsänderung existieren verschiedene Lösungen, die je nach Einsatzgebiet ihre Vor- und Nachteile aufweisen. In diesem Unterkapitel werden die gängigsten Lenkungsarten vorgestellt.

Die Drehschemellenkung ist eine Art der Lenkung, bei der eine Starrachse unter dem Fahrzeug um ihre vertikale Achse gedreht wird (Abb.18a). Sie findet vor allem bei Kutschen oder Anhängern von Gliederzügen Gebrauch. Ein Vorteil der Drehschemellenkung ist ihr einfacher Aufbau, wodurch sich diese kostengünstig und mit vergleichsweise geringem Aufwand Fertigen lässt. Allerdings benötigt sie durch die Drehung der gesamten Achse einen großen Bauraum und wird bei stärkerem Lenkeinschlag kippempfindlich. Zusätzlich erzeugt der vergleichsweise lange Abstand zwischen dem Rad und der Lenkachse einen großen Hebelarm, wodurch die Lenkungsart bei ungleicher Anregung der Räder durch die Fahrbahn störempfindlich ist. [HIL16]

Bei der Knicklenkung werden zwei Fahrzeugteile mit Achsen über ein Knickgelenk miteinander verbunden (Abb.18b). Durch ein Einknicken der Fahrzeugteile um die Drehachse wird eine Winkeländerung der Fahrzeugachsen zueinander hervorgerufen. Diese Lenkung wird vorzugsweise von Baufahrzeugen wie Radladern oder Baustellenkippern verwendet und

eignet sich schlecht für höhere Geschwindigkeiten. Außerdem ist die Standsicherheit bei größeren Lenkwinkeln gefährdet. [HIL16]

Die Differentiallenkung oder Panzerlenkung wird bei Kettenfahrzeugen, Panzern oder Baufahrzeugen wie Kompaktladern verbaut (Abb.18c). Durch eine unterschiedlich hohe Raddrehzahl der beiden Fahrzeugseiten, bildet sich ein Moment um die vertikale Achse des Fahrzeugs aus, wodurch eine Drehbewegung entsteht. Hierdurch lässt sich eine große Wendigkeit erreichen, bei der es dem Fahrzeug teilweise möglich ist, eine Drehung auf der Stelle durchzuführen. Allerdings belastet die Differentiallenkung durch auftretende Reibungskräfte sowohl das Fahrzeug als auch die Fahrbahn. [HIL16]

Die bei Personenwagen, Lastkraftwagen und Omnibussen am häufigsten verwendete Lenkung ist die Achsschenkellenkung (Abb.18d). Bei dieser besitzen die gelenkten Räder je eine eigene Lenkachse, sind jedoch über eine Spurstange miteinander verbunden. Infolge der Kinematik der Lenkungsart muss das kurveninnere Rad weiter einlenken als das kurvenäußere Rad. Die Umsetzung erfolgt über das sogenannte Lenktrapez. Durch ihre Bauweise ist die Achsschenkellenkung platzsparend und bietet sowohl einen hohen Komfort als auch eine hohe Sicherheit. Aufgrund der einzelnen Lenkachsen gewährleistet sie ebenfalls bei großem Lenkeinschlag einen sicheren Stand. [HIL16]

Die Einzelradlenkung befindet sich für Serienfahrzeuge noch im Prototypenzustand. Diese Lenkung ist mit der Achsschenkellenkung zu vergleichen (Abb.18e). Allerdings sind hierbei die Räder nicht über eine Spurstange miteinander verbunden, sondern werden von Motoren individuell angesteuert. Es besteht somit nur eine elektronische und keine mechanische Verbindung zwischen dem Lenkrad und den gelenkten Rädern. [HE113] Bei einem anderen Konzept der Einzelradlenkung liegen Lenkachse und Radmittelpunkt übereinander. Durch ihren Aufbau lässt sich das Rad um 360° drehen. [PRO19]

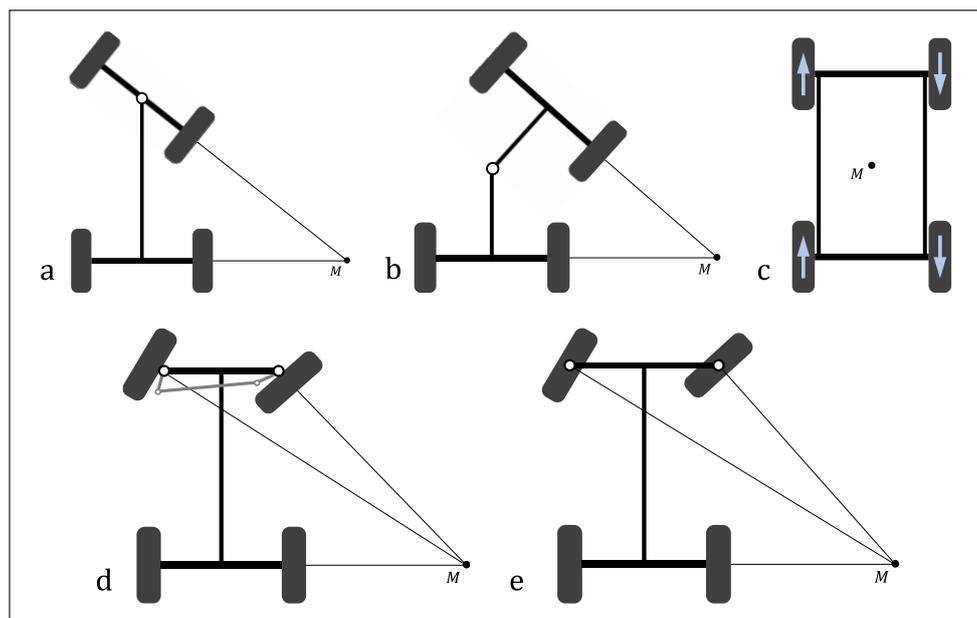


Abbildung 18: Darstellung verschiedener Lenkungsarten: **a** Drehschemellenkung **b** Knicklenkung **c** Differentiallenkung **d** Achsschenkellenkung **e** Einzelradlenkung
[Eigene Abbildung]

3.5.3 Anforderungen an die Lenkung der Fahrplattform

An die Lenkung der Fahrplattform werden verschiedene spezifische Anforderungen gestellt. Sie sollte einen möglichst kleinen Bauraum einnehmen und mit dem in 3.1 vorgestellten Bauraumkonzept umzusetzen sein. Des Weiteren soll mit dem angestrebten Lenkkonzept ein Wendekreis mit einem Durchmesser kleiner als 3800 mm umsetzbar sein. Vorzugsweise ermöglicht die Lenkung der Fahrplattform eine Drehung auf der Stelle, um deren Wendigkeit zu verbessern. Für diese Anforderungen ist keine wie in dem bisherigen Konzept verbaute 360 ° Drehung der Räder erforderlich. Da die Fahrplattform mit einer Höchstgeschwindigkeit von 6 km/h fährt, treten nur geringe fahrdynamische Kräfte auf. Aus diesem Grund werden die während der Fahrt auf die Lenkung wirkenden Antriebs-, Brems- und Seitenkräfte vernachlässigt. Allerdings wirkt sich das maximale Fahrzeuggewicht von 600 kg auf die Lenkung aus und muss bei der Berechnung des Lenkmoments berücksichtigt werden. Für die genaue Berechnung der Position des Fahrzeugs während der autonomen Fahrt wird eine sehr präzise Lenkung benötigt. Um die Genauigkeit zu gewährleisten, stellt die Ackermann-Bedingung eine weitere wichtige geometrisch-konstruktive Bedingung dar. Diese definiert den Solllenkwinkel jedes einzelnen Rades bei einer Kurvenfahrt [HIL16]. Um die Ackermann-Bedingung zu erfüllen, müssen die Drehachsen aller Räder bei Kurvenfahrt im Kurvenmittelpunkt aufeinandertreffen. Dies gilt jedoch nur bei langsamen Geschwindigkeiten ohne Seitenkräfte.

3.5.4 Auswahl des Lenksystems

In diesem Unterkapitel wird anhand der in 3.5.2 vorgestellten Lenkungsarten das für die Fahrplattform am besten geeignete Lenksystem ausgewählt. Hierzu werden die Lenksysteme mit Bezug zu den in 3.5.4 beschriebenen Anforderungen untersucht.

Bei den Anforderungen an das Lenksystem der Fahrplattform ist ein Bewertungskriterium von entscheidender Bedeutung und muss definitiv erfüllt werden. Die Lenkung muss präzise sein, um bei autonomer Fahrt den exakten Fahrweg vorausberechnen zu können. Dies bedeutet, dass die Räder während der Kurvenfahrt tangential zum Kurvenmittelpunkt stehen. Bis auf die Differentiallenkung können alle Lenkungsarten dieses Kriterium erfüllen. Daher entfällt die Differentiallenkung als mögliches Lenkkonzept für die Fahrplattform.

Weitere zu vergleichende Punkte stellen der möglichst geringe Bauraumbedarf, die Standsicherheit bei großen Lenkwinkeln und die Möglichkeit, die Lenkungsart bei dem angestrebten Konzept zu verwenden, dar. Sowohl die Knicklenkung als auch die Drehschemellenkung benötigen einen großen Bauraum und sind kippanfällig bei größeren Lenkwinkeln. Zusätzlich ließe sich die Knicklenkung nur schwer in das geplante Bauraumkonzept integrieren, da die Fahrplattform in zwei Teile aufgeteilt werden müsste. Die Achsschenkellenkung und die Einzelradlenkung ähneln sich in ihrem Aufbau. Beide Lenkungsarten ermöglichen eine hohe Standsicherheit des Fahrzeugs und erfordern einen vergleichsweise geringen Platzbedarf. Zusätzlich lassen sich beide Lenkungen in dem in 3.5.2 gezeigten Konzept verbauen. Daher werden im Folgenden ausschließlich die Achsschenkellenkung und die Einzelradlenkung genauer betrachtet.

Da eine 360 ° Drehung der Räder mit einem komplexeren Aufbau verbunden ist und solch eine Drehung für die erforderlichen Fahrmanöver nicht benötigt wird, wird die betrachtete Einzelradlenkung wie eine Achsschenkellenkung aufgebaut. Somit befindet sich die Lenkachse nicht über dem Radmittelpunkt, sondern neben dem Rad. Der einzige Unterschied ist hierbei, dass bei der Achsschenkellenkung beide Räder über eine Spurstange verbunden sind und ein Lenktrapez bilden. Bei der Einzelradlenkung sind die Räder nicht verbunden und werden einzeln von Motoren gelenkt.

Beide Lenkungsarten können die Ackermann-Bedingung erfüllen. Allerdings kann die Achsschenkellenkung diese nur stets für einen Lenkwinkel erfüllen. Bei anderen Lenkeinschlägen ist dies nur näherungsweise gegeben [HIL16]. Im theoretischen Modell kann die Einzelradlenkung die Ackermann-Bedingung für alle Lenkwinkel erfüllen, da die Räder einzeln tangential zum Kurvenmittelpunkt ausgerichtet werden können. In der Praxis ist diese Lenkung allerdings anfälliger für Störungen, die den theoretischen Soll-Lenkeinschlag verändern. Grund hierfür ist, dass auftretende Kräfte, die von Fahrbahnstörungen in das Rad geleitet werden, ausschließlich auf den Motor übertragen werden. Bei der Achsschenkellenkung werden diese Kräfte zusätzlich über die Spurstange auf das zweite mit der Achse verbundene Rad übertragen und ausgeglichen. Auf diese Weise kann die Differenz zwischen theoretischem Soll- und realem Ist-Lenkwinkel bei der Einzelradlenkung größer sein als bei der Achsschenkellenkung und erfordert einen stärkeren Ausgleich.

Bei gleichzeitig gelenkten Vorder- und Hinterrädern besitzt die Einzelradlenkung gegenüber der Achsschenkellenkung eine Vielzahl an Vorteilen hinsichtlich der Wendigkeit des Fahrzeugs. So kann die Fahrplattform auf der Stelle gedreht werden oder diagonal fahren. Außerdem ermöglicht die Einzelradlenkung eine X-Stellung der Räder. Diese verhindert in Parkposition das Wegrollen des Fahrzeugs.

Einen Nachteil der Einzelradlenkung stellen die Anschaffungskosten dar. Da für jedes Rad ein einzelner Lenkungsmotor benötigt wird, verdoppelt sich die Anzahl der Motoren von zwei auf vier Stück. Zusätzlich ist die Steuerung der vier einzelnen Motoren aufwendiger. Allerdings benötigen diese nur ungefähr die halbe maximale Kraft oder das halbe maximale Drehmoment, um den Lenkvorgang durchzuführen.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sowohl die Achsschenkellenkung als auch die Einzelradlenkung ihre Vor- und Nachteile besitzen. Allerdings ermöglicht die Einzelradlenkung eine bessere Wendigkeit, wodurch sie von dem Informatikbereich, der die Steuerung der Fahrplattform umsetzt, als Lenkungstyp bevorzugt wird. Außerdem kann diese Lenkung den bevorzugten Use-Case in Form der Drehung auf der Stelle erfüllen.

Aufgrund der zuvor genannten Vorteile wird im Zuge der vorliegenden Arbeit die Einzelradlenkung als Lenkungsart der Fahrplattform ausgewählt.

3.5.5 Integration des Lenksystems

Für die Integration des Lenksystems in die Fahrplattform müssen verschiedene Aspekte berücksichtigt werden. Zunächst werden die benötigten Lenkwinkel bei einer Kurvenfahrt für einen Wendekreis mit dem Durchmesser von kleiner als 3800 mm und bei einer Drehung auf der Stelle ermittelt. Hiernach folgt die Beschreibung des Aufbaus der Lenkung, welcher die benötigten Lenkeinschläge ermöglicht. Im Anschluss wird das erforderliche Lenkmoment berechnet und aus diesem und der Geometrie der Lenkung die erforderliche Motorenkraft ermittelt.

Zu Beginn wird festgelegt, dass sowohl Vorderachse als auch Hinterachse gelenkt werden. Dies bietet den Vorteil, dass bei gegenseitigem Lenkeinschlag der Radstand virtuell verkürzt wird, wodurch sich der Wendekreis verringert [PFE13]. Zusätzlich wird wie das Achssystem auch des Lenkungssystem von Vorder- und Hinterachse identisch aufgebaut. Somit lassen sich an beiden Achsen gleiche Lenkeinschläge umsetzen, wodurch der Radstand virtuell halbiert werden kann.

Um die benötigten Lenkwinkel zu ermitteln, werden folgende Werte benötigt:

Breite der Fahrplattform:	$b_F = 900 \text{ mm}$
Länge der Fahrplattform:	$l_F = 1930 \text{ mm}$
Radstand:	$R = 1250 \text{ mm}$
Abstand der Lenkachsen:	$a_L = 620 \text{ mm}$
Wendekreis (Radius):	$r_W < 1900 \text{ mm}$

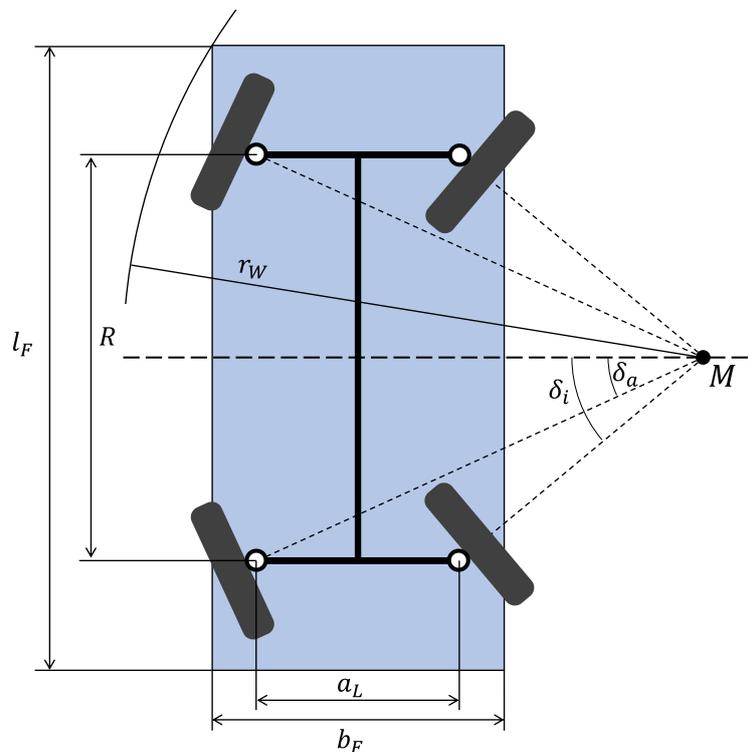


Abbildung 19: Kurvenfahrt der Fahrplattform mit Betrachtung der resultierenden Lenkwinkel [Eigene Abbildung]

Mit einem Durchmesser des Wendekreises von 3800 mm ergibt sich bei der in Abbildung 19 dargestellten Kurvenfahrt ein Lenkwinkel des kurveninneren Rades von $\delta_i = 35,5^\circ$. Dieser wird auf $\delta_i = 40^\circ$ aufgerundet, um bei der Kurvenfahrt entlang der Rollstuhlrampe der HAW Hamburg einen hinreichend großen Sicherheitsabstand zu den äußeren Begrenzungen der Rampe zu gewährleisten. Aus $\delta_i = 40^\circ$ resultiert ein neuer Durchmesser des Wendekreises von 3580 mm. Somit ergibt sich ein Lenkwinkel des kurvenäußeren Rades von $\delta_a = 24,6^\circ$.

Damit sich die Fahrplattform auf der Stelle drehen kann, muss sich der Kurvenmittelpunkt in der Mitte zwischen den Achsen befinden (Abb.20). Somit stehen alle Räder im gleichen Winkel tangential zur Fahrzeugmitte. Dieser Lenkwinkel liegt bei $\delta_d = 64^\circ$. Bei der Drehung auf der Stelle ergibt sich ein Wendekreis mit einem Durchmesser von 2130 mm.

Zusammengefasst weisen die einzelnen Räder einen Lenkwinkel mit einem Bereich von -64° bei einer Drehung auf der Stelle bis $+40^\circ$ bei der Kurvenfahrt mit dem kleinsten Wendekreis auf. Hierdurch ergibt sich ein Gesamtlenkwinkel von $\delta_G = 104^\circ$.

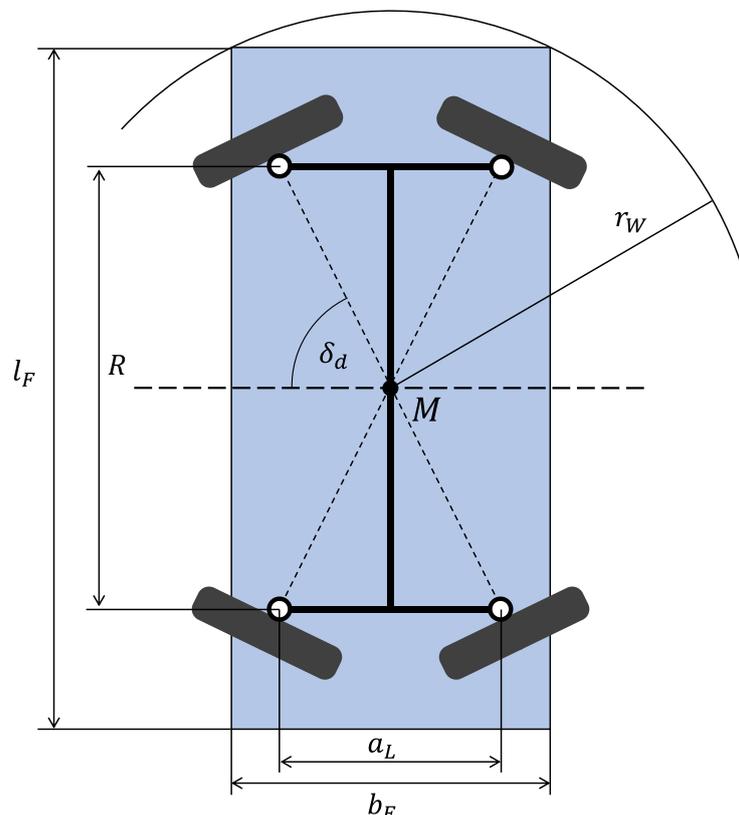


Abbildung 20: Drehen der Fahrplattform auf der Stelle mit Betrachtung der resultierenden Lenkwinkel
[Eigene Abbildung]

Wie zuvor beschrieben, ähnelt der Aufbau der Einzelradlenkung einer Achsschenkellenkung. Jedoch wird bei der Fahrplattform die Spurstange durch zwei einzelne elektrische Linearaktuatoren ersetzt (Abb.21). Bei einem Linearaktuator wird die rotatorische Bewegung eines Motors in eine gerade, lineare Bewegung umgewandelt [THO21]. Der Linearaktuator ist auf der einen Seite über Stahlplatten mit der Achse verbunden. Auf der anderen Seite ist dieser mit dem Radträger verbunden und kann so durch ein Ein- oder Ausfahren eine Drehbewegung

des Rades hervorrufen. Da der Radnabenmotor als Blackbox dargestellt ist und somit die Anbindung an den Radträger unklar ist, besteht der Radträger radseitig vorerst aus einer Stahlplatte mit ähnlich großem Durchmesser wie die Blackbox des Radnabenmotors.

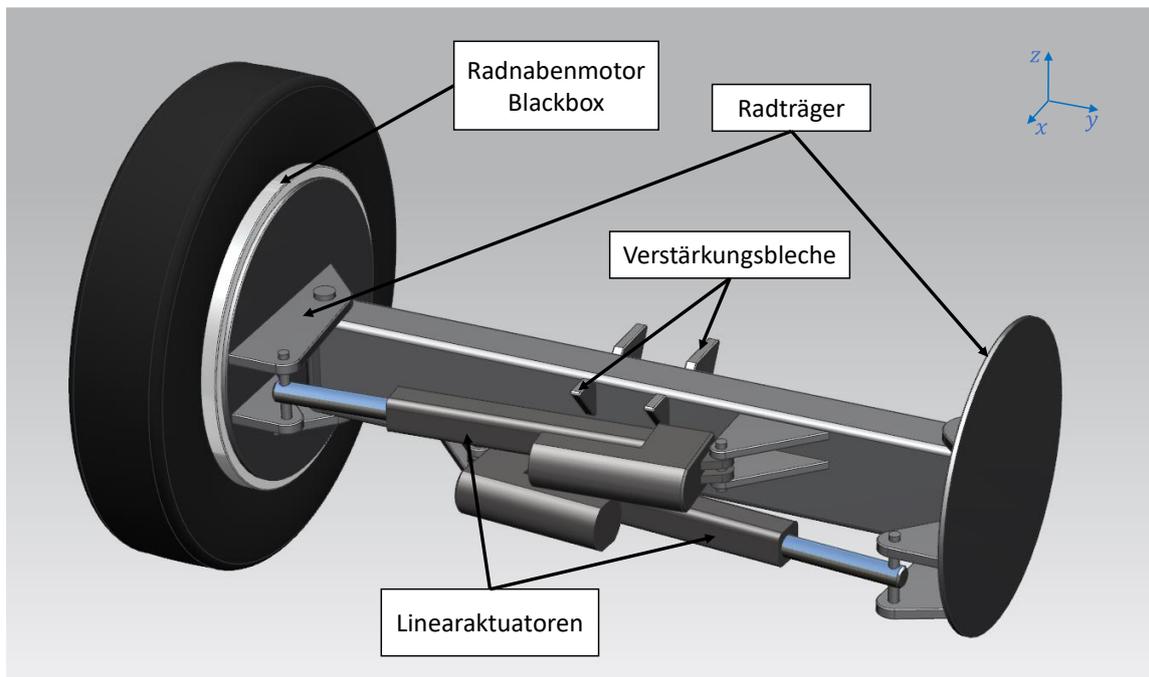


Abbildung 21: 3D-Modell des Lenksystems an der Starrachse der Fahrplattform [Eigene Abbildung]

Geometrisch wird der Aufbau der Lenkung durch die Lenkwinkel und die Position des Linearaktuators definiert (Abb.22). Hierbei ist zu berücksichtigen, dass die Länge des Spurstangenhebels l_{SH} die Hublänge des Motors l_{MH} bestimmt. Je länger der Spurstangenhebel ist, desto größer ist die Strecke, die der Linearaktuator von dem minimalen zum maximalen Lenkeinschlag zurücklegen muss. Es wird ein Spurstangenhebel mit der Länge $l_{SH} = 120 \text{ mm}$ gewählt. Daraus resultiert eine Hublänge des Motors von $l_{MH} = 189 \text{ mm}$.

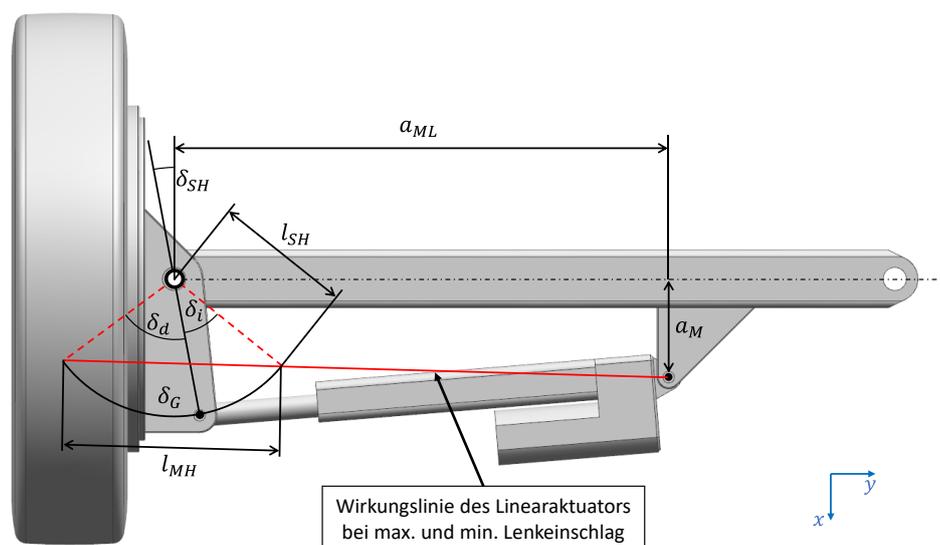


Abbildung 22: Geometrische Untersuchung des Lenksystems der Starrachse [Eigene Abbildung]

Um diese Hublänge zu gewährleisten, beträgt der Abstand zwischen Lenkachse und Anbindungspunkt des Motors $a_{ML} = 426 \text{ mm}$. Aufgrund der Verstärkungsbleche für die Lagerung der Pendelachse besitzt der Linearaktuator einen Abstand zur Mittelachse von $a_M = 85 \text{ mm}$. Die Position des Spurstangenhebels wird derart gewählt, dass bei maximalem und minimalem Lenkeinschlag der Abstand zwischen der Wirkungslinie des Linearactuators und der Lenkachse identisch ist. Aus den Winkelbeziehungen des Gesamtwinkels $\delta_G = 104^\circ$ und den Lenkwinkeln $\delta_d = 64^\circ$ und $\delta_i = 40^\circ$ ergibt sich so ein Winkel der Spurstange gegenüber der X-Achse von $\delta_{SH} = 10,5^\circ$.

Im folgenden Abschnitt wird das benötigte Drehmoment für den Lenkeinschlag überschlägig berechnet und mit Literaturwerten verglichen.

Zuerst ist zu ermitteln, welche auftretenden Kräfte bei der Berechnung des Drehmoments berücksichtigt werden müssen. Da die maximale Geschwindigkeit bei 6 km/h liegt, treten während der Fahrt nur geringe fahrdynamische Kräfte auf. Daher werden Antriebs-, Brems- und Seitenkräfte bei der Berechnung vernachlässigt. Bei Serienfahrzeugen erzeugt die Radlast F_Z aufgrund einer windschiefen Stellung der Lenkachse auch beim Lenken im Stand ein Drehmoment um die Radlenkachse [KUE22]. Da die Lenkachse jedoch vertikal verläuft, verlaufen die Wirkungslinien von Radlast und Lenkachse in dieselbe Richtung. Somit erzeugt die Radlast bei der Fahrplattform kein Drehmoment um die Lenkachse.

Weitere auftretende Kräfte sind die Reibungskräfte zwischen dem Reifen und der Fahrbahn während des Lenkens im Stand. Hierbei muss ein Lenkmoment auf den Reifen übertragen werden, welches groß genug ist, um die Grenzhaftung zwischen dem Reifen und dem Untergrund zu überwinden. Wenn die Grenzhaftung überschritten wird, beginnt der Reifen über die Fahrbahn zu gleiten [GRO19].

$$\text{Grenzhaftung: } H = \mu_0 \cdot N$$

μ_0 : Haftreibungskoeffizient

N : Normalkraft

Dabei gilt für den Haftreibungskoeffizient zwischen Autoreifen und Straße ein Wert von $\mu_0 = 0,7$ bis $0,9$ [GRO19]. Dieser wird als Ausgleich für vernachlässigte Reibungskräfte der Lager auf $\mu_0 = 1$ aufgerundet. Die Normalkraft ergibt sich aus der Radlast:

$$\text{Radlast: } F_Z = \frac{m_G}{4} \cdot g$$

$$F_Z = \frac{600 \text{ kg}}{4} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1471,5 \text{ N}$$

m_G : Masse des Gesamtfahrzeugs

g : Erdbeschleunigung

Der schematischen Darstellung Abbildung 23 lässt sich folgende Beziehung zwischen Normalkraft und Radlast entnehmen:

$$\text{Normalkraft } N = F_Z = 1471,5 \text{ N}$$

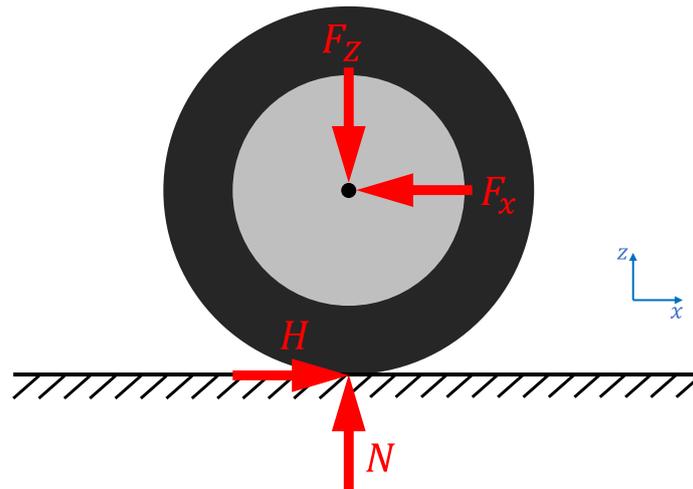


Abbildung 23: 2D-Modell der Kräftebeziehungen am Reifen aufgrund von Haftreibung [Eigene Abbildung]

Aus der Normalkraft $N = 1471,5 \text{ N}$ und dem Haftreibungskoeffizient $\mu_0 = 1$ ergibt sich für die Grenzhaftung:

$$\text{Grenzhaftung } H = \mu_0 \cdot N = 1 \cdot 1471,5 \text{ N} = 1471,5 \text{ N}$$

Um diese zu überwinden, muss in entgegengesetzter Richtung eine Kraft F_x wirken:

$$\text{Kraft } F_x = H = 1471,5 \text{ N}$$

Für die überschlägige Berechnung des notwendigen Drehmoments wird angenommen, dass die Kraft F_x in der Mitte der Reifenauflagefläche angreift (Abb.24). Zusammen mit dem Lenkrollradius $r_\sigma = 90 \text{ mm}$ ergibt sich daraus das Lenkmoment.

$$\text{Lenkmoment } M_L = F_x \cdot r_\sigma$$

$$M_L = 1471,5 \text{ N} \cdot 90 \text{ mm} = 132,4 \text{ Nm}$$

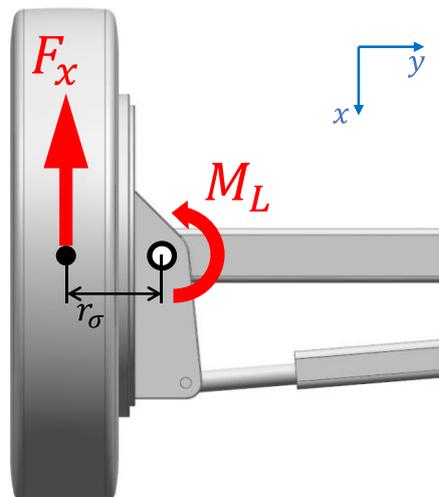


Abbildung 24: Beziehung zwischen Lenkmoment und Lenkrollradius [Eigene Abbildung]

Da mit Fahrbahnebenheiten oder weiteren veränderten Lastfällen zu rechnen ist, wird das berechnete Lenkmoment mit einem Sicherheitsfaktor von $S = 1,5$ multipliziert:

$$\text{Lenkmoment } M_{L,S} = M_L \cdot S = 132,4 \text{ Nm} \cdot 1,5 \approx 200 \text{ Nm}$$

Somit beträgt das erforderliche Lenkmoment für ein Einlenken des Rades im Stand $M_{L,S} = 200 \text{ Nm}$.

Für die überschlägige Berechnung wurde der Reifen als starres Objekt betrachtet, welcher auf der Fahrbahn haftet. In der Praxis wird der Reifen jedoch während des Lenkvorgangs im Stand durch eine Torsion um dessen Hochachse verformt, wodurch ein Rückstellmoment entsteht. Dieses wird als Bohrmoment bezeichnet und hängt unter anderem von dem Fülldruck, der Reifenlast und den Raddimensionen ab. In einer Versuchsreihe (Abb.25) wurde ein quasilinearer Zusammenhang zwischen der Radlast und dem maximalen Reifenrückstellmoment ermittelt. [EIN10]

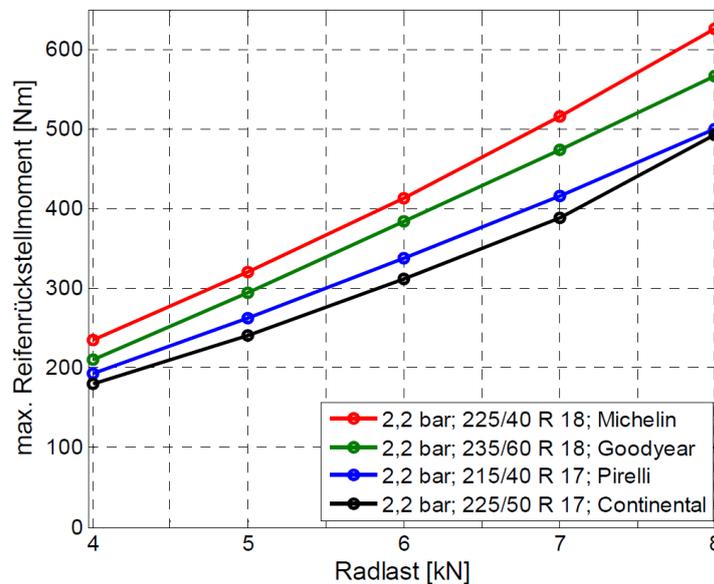


Abbildung 25: Abhängigkeit des max. Reifenrückstellmoments von der Radlast bei verschiedenen Reifen; 2,2 bar [EIN10]

Wenn die zuvor berechnete Radlast mit einem Sicherheitsfaktor von $S = 1,5$ beaufschlagt wird, liegt die zu betrachtende Radlast bei $F_{z,S} = 2205 \text{ N}$. Mit der Berechnung des maximalen Bohrmoments durch den quasilinearen Zusammenhang aus Abbildung 25 ergibt sich ein Wert von ungefähr 65 Nm . Da die Versuchsreihe nur Radlasten in einem Bereich von 4 kN bis 8 kN untersucht hat, ist davon auszugehen, dass der quasilineare Zusammenhang für eine Radlast von 2205 nicht mehr vollständig gegeben sein wird. Allerdings ist nicht davon auszugehen, dass das überschlägig errechnete Lenkmoment von 200 Nm überschritten wird.

Außerdem ist anzumerken, dass der Fülldruck der Reifen der Fahrplattform unterhalb des in der Versuchsreihe verwendeten Drucks von $2,2 \text{ bar}$ liegt. Ein geringerer Fülldruck erhöht das maximale Rückstellmoment [EIN10]. Allerdings werden deutlich schmalere Reifen verwendet, welche das Bohrmoment reduzieren [EIN10].

Daher wird ein maximales Lenkmoment von 200 Nm für die Drehung eines Rades der Fahrplattform angenommen.

Die maximal benötigte Motorenlast, um ein solches Lenkmoment aufzubringen, berechnet sich aus dem kürzesten Hebelarm zwischen der Wirkungslinie des Linearaktuators und der Lenkachse (Abb.26). Zwar beträgt die Länge des Spurstangenhebels $l_{SH} = 120 \text{ mm}$, jedoch wird der Abstand zur Lenkachse bei minimalem und maximalem Lenkeinschlag auf $l_{SH,min} = 73,8 \text{ mm}$ verkürzt. Es ergibt sich durch das Kräftegleichgewicht folgende maximale Kraft für das Drehen eines Rades im Stand:

$$\text{Lenkkraft } F_{L,max} = \frac{M_L}{l_{SH,min}}$$

$$F_{L,max} = \frac{200 \text{ Nm}}{73,8 \text{ mm}} = 2710 \text{ N}$$

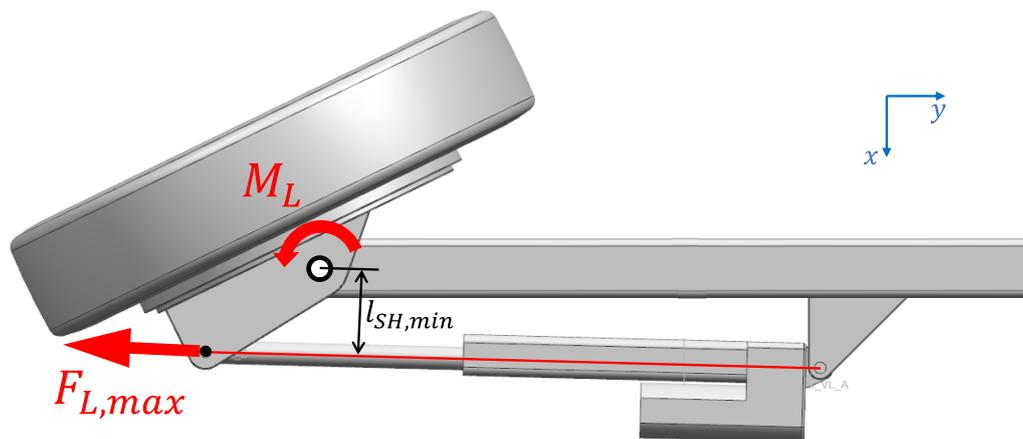


Abbildung 26: Zusammenhang zwischen Lenkmoment und veränderlichem Hebelarm der Wirkungslinie des Linearaktuators [Eigene Abbildung]

Somit wird für die Lenkung eines Rades ein Linearaktuator benötigt, welcher einen Hub von mindestens $l_{MH} = 189 \text{ mm}$ bereitstellt und eine Kraft von mindestens $F_{LA,max} = 2710 \text{ N}$ aufbringen kann.

3.6 Bremssystem

Das Bremssystem stellt eines der wichtigsten Bauteile im Fahrzeug dar. Seine Kernaufgaben lassen sich in drei verschiedenen Bereiche unterteilen:

- Beharrungsbremmung
- Verzögerungsbremmung
- Feststellbremmung

Bei der Beharrungsbremung wird das ungewollte Beschleunigen des Fahrzeugs insbesondere bei Talfahrten verhindert. Die Verzögerungsbremung verringert die Geschwindigkeit des Fahrzeugs und bringt dieses bei Bedarf zum Stehen. Die Feststellbremung sorgt dafür, dass ein abschüssig stehendes Fahrzeug in Position gehalten wird. [KUE22]

Um diese Aufgaben zu erfüllen, besitzen Straßenfahrzeuge Betriebsbremsanlagen, Hilfsbremsanlagen und Feststellbremsen. Die Betriebsbremsanlage ist zweikreisig aufgebaut und wirkt auf alle Räder. Ausgeführt wird sie als Muskel-, Hilfs- oder Fremdkraftbremse. Die Hilfsbremsanlage übernimmt bei Versagen der Betriebsbremsanlage deren Funktion in abgeschwächter Wirkung und nutzt in der Regel deren intakten Bremskreislauf. Die Feststellbremse wird auch als Handbremse bezeichnet. Sie hält das Fahrzeug in Parkposition und wird bei Pkws mechanisch über ein Gestänge oder einen Seilzug ausgeführt. [TRZ17]

An die Bremsanlage werden verschiedene Anforderungen gestellt. Das Bremssystem muss unter allen Betriebszuständen eine konstante Bremsleistung liefern. Es darf bei hohen Temperaturen kein Nachlassen der Bremswirkung auftreten. Bei einem Bremsvorgang muss die Richtungsstabilität des Fahrzeugs aufrechterhalten werden. Das Bremssystem sollte möglichst leicht sein. [TRZ17]

Die am häufigsten in Straßenfahrzeugen verbauten Bremssysteme lassen sich in Trommelbremsen und Scheibenbremsen unterteilen. Bei der Trommelbremse ist eine Bremstrommel fest mit dem Rad verbunden. Diese dreht sich um die mit Bremsbelägen versehenen Bremsbacken, welche Karosseriefest an den Radträgern befestigt sind. Bei einem Bremsvorgang drückt der Radbremszylinder die Bremsbacken mit den Bremsbelägen an die sich drehende Bremstrommel. Durch die auftretende Reibung wird das Rad abgebremst. Beim Entlasten der Bremse werden die Bremsbacken durch Rückholfedern von der Bremstrommel gelöst. Bei der Scheibenbremse ist eine Bremsscheibe fest mit dem Rad verbunden. In einem mit dem Radträger verbundenen Gehäuse befinden sich Bremsbeläge, welche durch die Bremszylinder gegen die Bremsscheibe gedrückt werden. [KUE22]

Die Anforderungen an das Bremssystem der Fahrplattform sind im Vergleich zu Straßenfahrzeugen sehr gering. Das 600 kg schwere Fahrzeug fährt mit einer Höchstgeschwindigkeit von 6 km/h über ein maximales Gefälle von 6 %. Die Bremsanlage muss die mit Höchstgeschwindigkeit fahrende, vollbeladene Fahrplattform bei einer Bergabfahrt sicher zum Stehen bringen können. Außerdem muss das Bremssystem das Fahrzeug auf einer 6 % schrägen Fahrbahn in Parkposition halten können.

Die Funktion der Feststellbremung wird bei der Fahrplattform nicht von einer Trommel oder Scheibenbremse übernommen. Durch die Einzelradlenkung ist es dem Fahrzeug möglich die Räder wie in 3.5.4 beschrieben in eine X-Position zu stellen. Hierfür lenken die Räder um je 40 ° in Richtung Fahrzeugmitte ein. Aufgrund dieser Positionierung wird ein Wegrollen der Fahrplattform verhindert.

Für die Verzögerungs- und Beharrungsbremung werden an allen vier Rädern Trommel- oder Scheibenbremsen im Inneren des Rades verbaut. Da jedoch nur die theoretischen

Abmessungen der elektronischen Bauteile des Motors bekannt sind, kann keine genaue Aussage über den verfügbaren Bauraum innerhalb des Rades gemacht werden. Das Bremssystem muss daher bei der Auskonstruktion des Radnabenmotors berücksichtigt und angepasst werden.

Aufgrund dieser Bedingung stellen die Auswahl und Erarbeitung eines Bremssystems für die Fahrplattform keinen Bestandteil der Ausarbeitung im Zuge der vorliegenden Arbeit dar.

3.7 Rahmen

In diesem Unterkapitel wird der Aufbau des Rahmens der Fahrplattform beschrieben. Dieser setzt sich aus dem Leiterrahmen zwischen den Achsen und einer Rahmenstruktur für die Unterbringung erforderlicher Elektronik mit einem vorderen Aufbau zusammen. Die beiden Strukturen werden nacheinander beschrieben. Im Anschluss wird der verfügbare Bauraum für die elektronischen Bauteile bestimmt.

Wie in Kapitel 2.3.2 beschrieben wird für die Konstruktion des Rahmens der item MB Systembaukasten [ITE22-1] verwendet. Da es sich bei dieser Ausarbeitung in erster Linie um ein Package-Konzept handelt, werden nur die Konstruktionsprofile ohne Verbindungselemente dargestellt.

3.7.1 Leiterrahmen

Der Leiterrahmen stellt die grundlegende Tragstruktur eines Nutzfahrzeugs dar. Er besteht in der Regel aus zwei U-Profil Längsträgern, die durch mehrere kürzere Querträger miteinander verbunden werden. Für Nutzfahrzeuge, die überwiegend auf öffentlichen Straßen verkehren, wird ein steifer Rahmen bevorzugt. Bei Baustellenfahrzeugen wird für eine bessere Traktion ein weicherer Rahmen präferiert, da hierbei durch eine einfachere Verwindung des Leiterrahmens der Kontakt zwischen den Rädern und dem Untergrund verbessert wird. [HIL16]

Bei der Fahrplattform in der vorliegenden Arbeit stellt ebenfalls ein Leiterrahmen die Grundstruktur des Fahrzeugs dar und verbindet Vorder- und Hinterachse miteinander (Abb.27). Da die Vorderachse pendelnd mit dem Rahmen verbunden ist, werden nur geringe Torsionskräfte auf diesen übertragen. Somit wird er hauptsächlich auf Biegung beansprucht. Im Vergleich zu den meisten Nutzfahrzeugen besitzt der Leiterrahmen keinen vorderen oder hinteren Überhang, da der erforderliche Bauraum durch die weit eingelenkten Räder bei einer Drehung auf der Stelle benötigt wird. Die Breite des Rahmens wird ebenfalls durch den Lenkeinschlag der Räder auf 300 mm beschränkt. Sowohl Längs- als auch Querträger werden aus item-Profilen des Typs „Profil 8 80x40 leicht, natur“ [ITE22-2] zusammengesetzt. Eine Ausnahme stellen die beiden vorderen Querträger dar. Diese werden aus dem gleichen Stahlprofil wie die Starrachsen gefertigt, um die Krafteinleitung der Pendelachse in den Leiterrahmen zu verstärken.

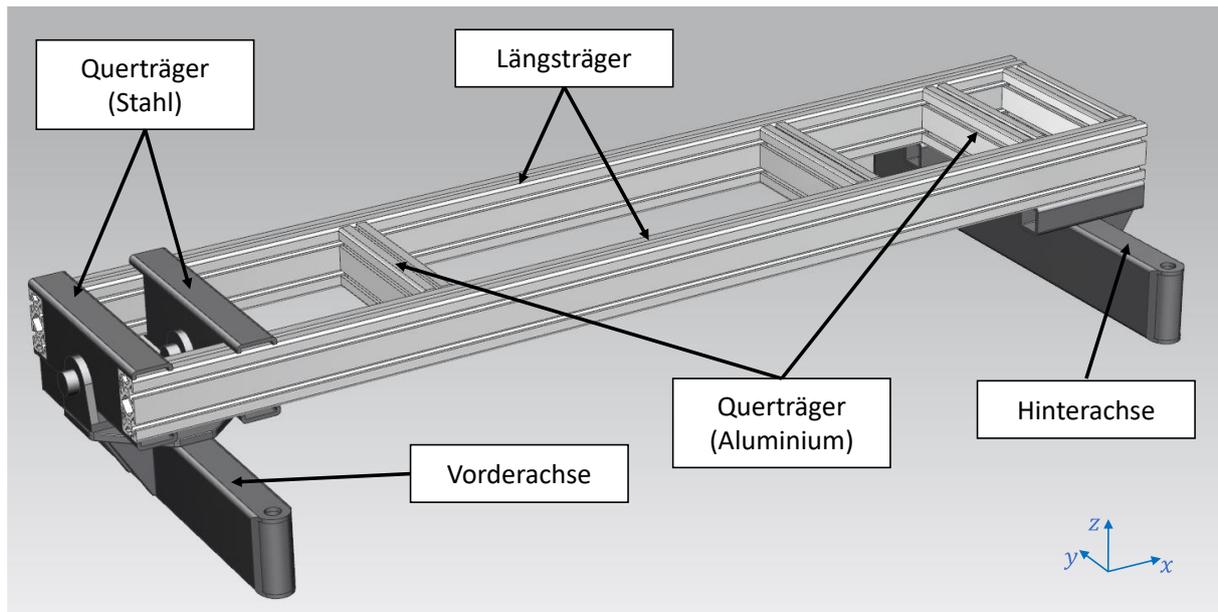


Abbildung 27: 3D-Modell des Leiterrahmens mit Achsen der Fahrplattform [Eigene Abbildung]

Um zu überprüfen, ob der Leiterrahmen aus Item-Profilen die Lasten der Fahrplattform tragen kann, wird ein überschlägiger statischer Festigkeitsnachweis durchgeführt. Hierbei wird das Gesamtgewicht der Fahrplattform von 600 kg als Streckenlast auf dem Leiterrahmen verteilt (Abb.28). Es ist anzumerken, dass in den 600 kg ebenso die Massen der Achssysteme beinhaltet sind. Da diese jedoch nicht genau bekannt sind und die Berechnung überschlägig erfolgt, wird mit der Gesamtmasse der Fahrplattform gerechnet. Die Berechnung erfolgt auf der Grundlage des in **Wittel et al. 2021** dargestellten Belastungsfalls einer Streckenlast.

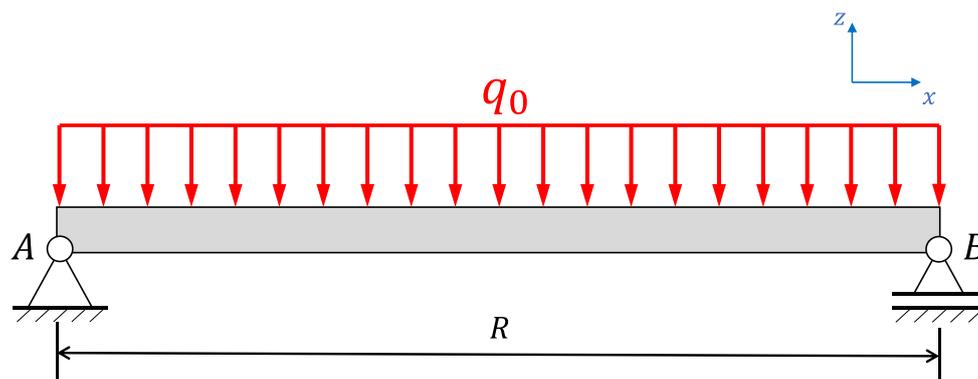


Abbildung 28: Schematische Darstellung des Leiterrahmens mit angreifender Streckenlast [Eigene Abbildung]

Die Gesamtmasse von 600 kg verteilt sich gleichmäßig auf beide Längsträger und kann daher als Streckenlast q_0 betrachtet werden. Für die Länge der Längsträger wird bei der überschlägigen Berechnung der Radstand angenommen.

$$\text{Streckenlast } q_0 = \frac{m_G \cdot g}{R \cdot x_L}$$

$$q_0 = \frac{600 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{1,25 \text{ m} \cdot 2} = 2354 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

m_G : Masse des Gesamtfahrzeugs

g : Erdbeschleunigung

R : Radstand

x_L : Anzahl Längsträger

Aus der Streckenlast und der Länge des Trägers lässt sich das maximale Biegemoment des Längsträgers errechnen [WIT21]:

$$\text{Biegemoment: } M_{bL,max} = \frac{q_0 \cdot R^2}{8}$$

$$M_{bL,max} = \frac{2354 \frac{N}{m} \cdot (1,25 \text{ m})^2}{8} = 459,7 \text{ Nm}$$

Aus dem maximalen Biegemoment und dem axialen Widerstandsmoment $W_{bL} = 17,38 \text{ cm}^3$ [ITE22-2] wird die maximale Biegespannung eines Längsträgers ermittelt [WIT21].

$$\text{Maximale Biegespannung: } \sigma_{bL,max} = \frac{M_{bL,max}}{W_{bL}}$$

$$\sigma_{bL,max} = \frac{459,7 \text{ Nm}}{17,38 \text{ cm}^3} = 26,5 \text{ N/mm}^2$$

Das Material der item-Profile besitzt eine Fließgrenze von $R_{p0,2} = 195 \frac{N}{\text{mm}^2}$ [ITE22-3]. Bei Übersichtsrechnungen statischer Festigkeitswerte kann für die Biegebeanspruchung von Aluminium folgende Annahme getroffen werden: [WIT21]

$$\text{Biegefließgrenze: } \sigma_{bF} \approx R_{p0,2}$$

$$\sigma_{bF} \approx 195 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Somit ergibt sich ein Sicherheitsfaktor S von:

$$S = \frac{195 \text{ N/mm}^2}{26,5 \text{ N/mm}^2} = 7,4$$

Der Sicherheitsfaktor von 7,4 bedeutet, dass die maximale Biegespannung das 7,4 fache des errechneten Wertes erreichen müsste, bevor das Bauteil zu fließen beginnt. Die reale statische Last ist geringer als die für die Rechnung angenommene Last. Zusätzlich verstärkt die weitere Rahmenstruktur den Leiterrahmen. Aus diesen Gründen und dem errechneten Sicherheitsfaktor von $S = 7,4$ ist anzunehmen, dass das verwendete item-Profil den Beanspruchungen standhält.

3.7.2 Rahmenstruktur

Die Rahmenstruktur der Fahrplattform wird aus Item-Profilen des Typs „Profil 8 40x40 leicht, natur“ [ITE22-4] zusammengesetzt. Der Aufbau wird im Wesentlichen durch das Einlenken der Räder, die Platzierung von Sensoren und von einem möglichst vorteilhaften Kraftfluss bestimmt (Abb.29).

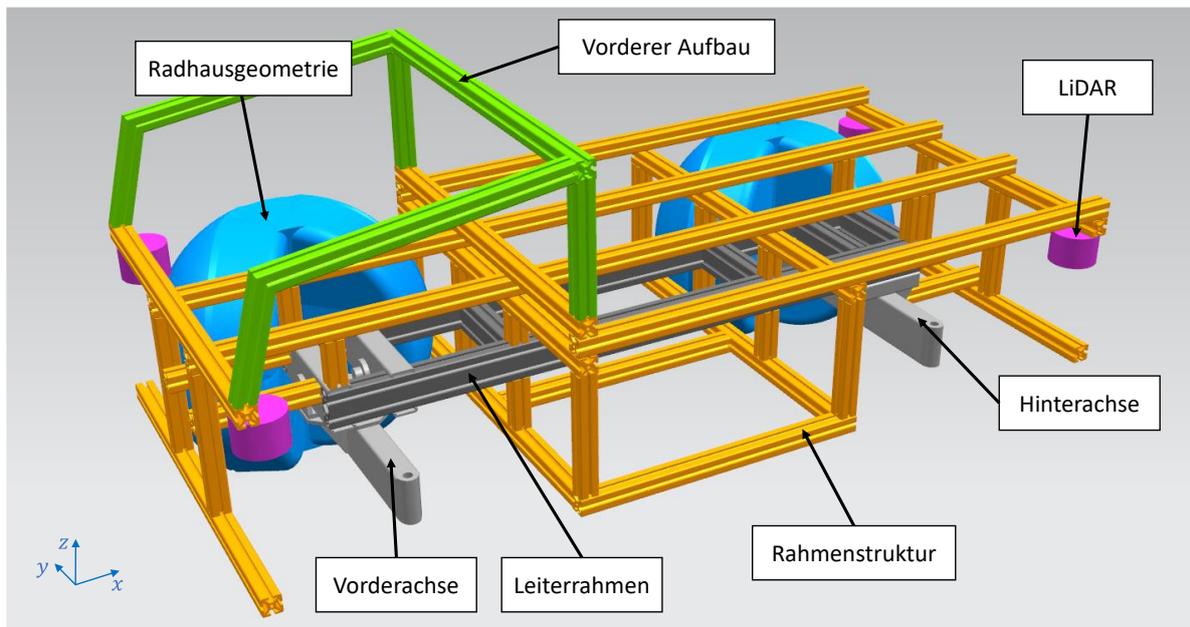


Abbildung 29: 3D-Modell des Rahmens und der Radhausgeometrie der Fahrplattform [Eigene Abbildung]

Um den Platzbedarf der Räder beim Einlenken zu bestimmen, wird eine Geometrie erstellt, welche alle möglichen Positionen des Rades abbildet. Für einen sicheren Freilauf der Räder wird diese Geometrie mit einem Offset von 30 mm beaufschlagt. Für die Fahrplattform spiegelt die Geometrie ein Rad mit einer ebenen Lauffläche wider. Da der verwendete Reifen aufgrund seiner Bauform eine abgerundete Lauffläche aufweist, ist mit einem vergrößerten Freilauf der Räder zu rechnen.

An den Ecken des Fahrzeugs sind Velodyne Puck LiDAR Sensoren verbaut [VEL22]. Diese scannen die Umgebung mit einem Laserstrahl und erstellen so ein dreidimensionales digitales Abbild der Umgebung. Die Sensoren sind innerhalb der Karosserie verbaut und stehen nicht über den Rand der Fahrplattform hinaus. Daher ist es einerseits schwerer die Umgebung zu scannen, andererseits schützt die Rahmenstruktur die Sensoren vor möglichen Beschädigungen, welche vor allem im Prototypenstadium der Fahrplattform auftreten können.

Die Rahmenstruktur ist derart aufgebaut, dass die Gewichtskraft der Ladung von der Ladefläche auf den Leiterrahmen möglichst vorteilhaft übertragen wird (Abb.30). Hierbei wird zu Beginn die Gewichtskraft durch eine 20 mm dicke Siebdruckplatte gleichmäßig auf vier Längsträger verteilt. Diese ruhen im Bereich der Ladefläche auf drei Querträgern, welche die Kraft über vertikale Profile auf den Leiterrahmen weiterleiten. Diese Anordnung sorgt dafür, dass die Verbindungselemente der Profile hauptsächlich eine positionshaltende Aufgabe

übernehmen und die Kräfte direkt über die Item-Profile geleitet werden. Somit werden die Verbindungselemente bei dem statischen Belastungsfall nicht auf Scherung beansprucht.

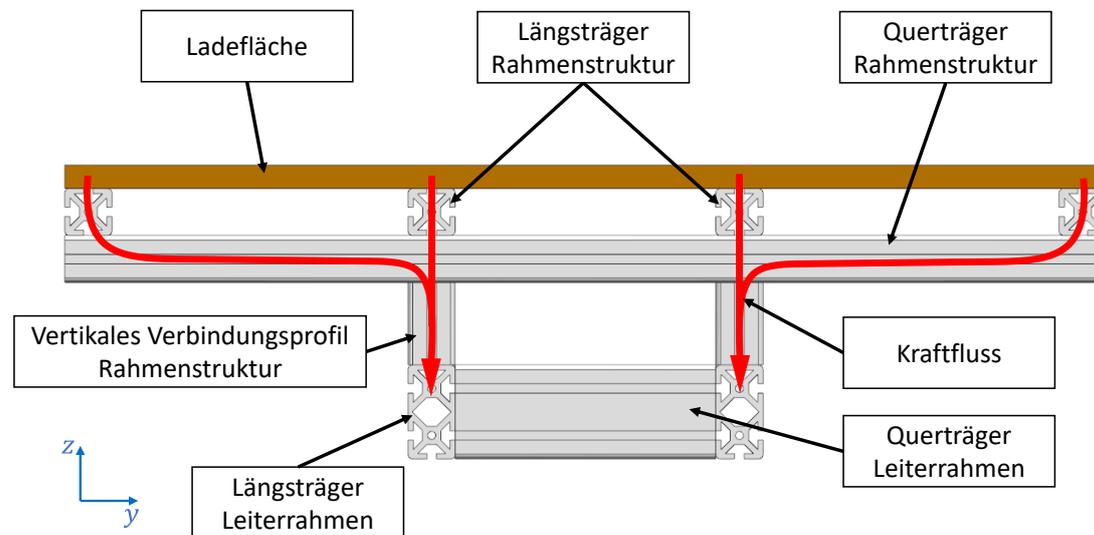


Abbildung 30: Schematische Darstellung des Kraftflusses von der Ladefläche auf den Leiterraum
[Eigene Abbildung]

Da durch die großen Lenkwinkel der Räder, wie in 3.7.1 beschrieben, keine Überhänge des Leiterraums möglich sind, werden die vorderen und hinteren Bereiche der Rahmenstruktur von den beiden mittleren Längsträgern stabilisiert. Durch ihre erhöhte Position gegenüber dem Leiterraum werden diese nicht von den Radhausgeometrien beeinträchtigt und verlaufen so über die Gesamtlänge der Fahrplattform.

Zwischen den Starrachsen ist die Rahmenstruktur derart aufgebaut, dass sie den elektronischen Bauteilen einen möglichst großen und stabilen Bauraum zur Verfügung stellt.

Über der Vorderachse der Fahrplattform befindet sich der vordere Aufbau. Dieser bietet weiteren Bauraum für diverse elektronische Bauteile. Zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Ausarbeitung können noch keine präzisen Aussagen über die benötigten elektronischen Bauteile und deren Abmessungen getroffen werden. Der vordere Aufbau ist derart konzipiert, dass er unabhängig von der übrigen Rahmenstruktur verändert werden kann. Hierdurch kann dieser bei genauerem Kenntnisstand der Bauteile an den benötigten Bauraum angepasst werden.

3.7.3 Verfügbarer Bauraum

Aus dem zuvor beschriebenen Aufbau des Rahmens der Fahrplattform ergeben sich verschiedene Bereiche, in denen elektronische Bauteile eingebaut werden können. Diese Bereiche lassen sich in drei Areale einteilen (Abb.31). Das größte Areal befindet sich in der Mitte der Fahrplattform zwischen der Vorder- und der Hinterachse. Über den Starrachsen zwischen den Rädern ist weiterer Bauraum vorhanden. Wie im vorherigen Kapitel beschrieben, befindet sich im vorderen Bereich der Fahrplattform ein Aufbau mit einer variablen Größe. Dieser stellt den dritten Bereich dar.

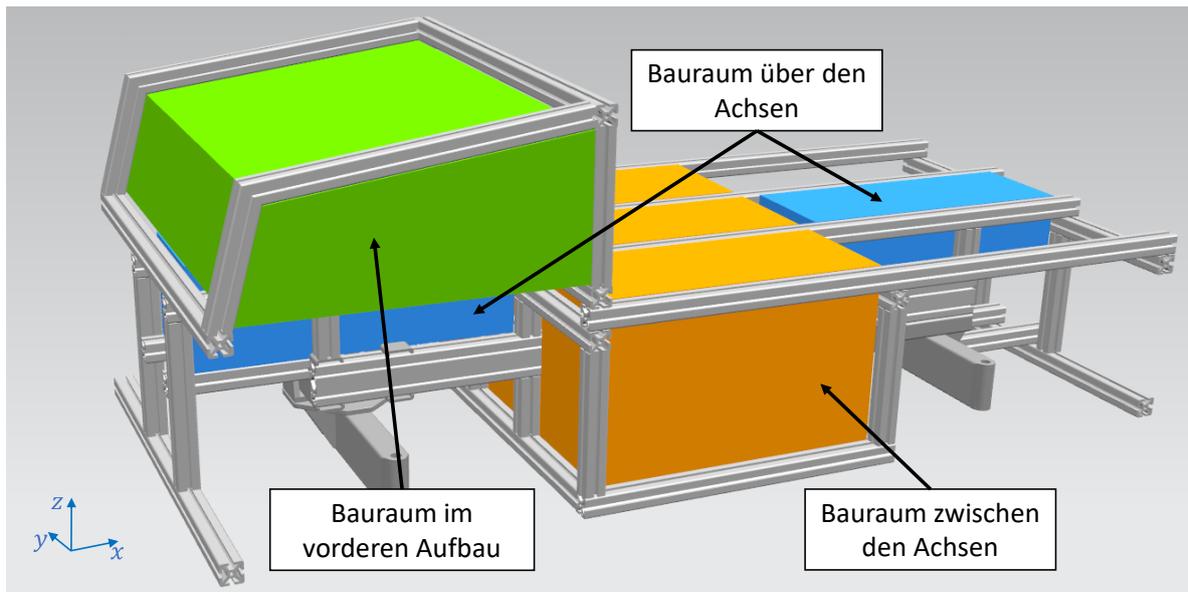


Abbildung 31: 3D-Modell der Einteilung des vorhandenen Bauraums innerhalb der Fahrplattform
[Eigene Abbildung]

Mit der vorläufigen Größe des vorderen Aufbaus ergeben sich folgende überschlägige Bauraumvolumina:

- Zwischen der Vorder- und Hinterachse: 160 dm³
- Über den Achsen zwischen den Rädern: 45 dm³
- Im vorderen Aufbau: 80 dm³

In Summe ergibt sich ein verfügbarer Bauraum für die Unterbringung elektronische Bauteile der Fahrplattform von ungefähr 260 dm³.

3.8 Weitere Bauteile

In diesem Unterkapitel werden weitere Elemente und deren Anordnung in der Fahrplattform beschrieben. Zu diesen gehören die Verkleidung des Fahrzeugs, die Ladefläche, die Akkus und die elektronischen Komponenten.

Die Verkleidung der Fahrplattform dient in erster Linie zum Schutz der inneren Bauteile vor witterungsbedingten Einflüssen und übernimmt keine tragende Funktion. Zusätzlich gestaltet sie das äußere Erscheinungsbild und sorgt so für den ersten optischen Eindruck des Fahrzeugs. Da sich die Fahrplattform in einem frühen Entwicklungsstadium befindet, wird die Verkleidung in dieser Ausarbeitung nur konzeptionell beschrieben. Daher werden keine Klappen oder Befestigungselemente dargestellt. Die Außenhaut der Fahrplattform wird aus 4 mm dicken Kunststoffplatten gefertigt, welche aufgrund der leichter zu bewerkstelligen Fertigung als ebene Flächenelemente verbaut werden.

Wie im vorherigen Unterkapitel erwähnt, wird auf den vier obersten Längsträgern der Fahrplattform eine Siebdruckplatte mit einer Dicke von 20 mm als Ladefläche verschraubt. Diese besitzt eine Grundfläche von 1250 mm mal 880 mm und ist somit etwas größer als die

zu transportierende Europalette. Neben der Ladefläche muss die Fahrplattform ein System zur Ladungssicherung besitzen. Dieses ist jedoch kein Bestandteil dieser Ausarbeitung. Allerdings würde sich ein Spanngurtsystem anbieten, welches am Rahmen befestigt wird und so die Ladung sichert.

Die Stromversorgung für die elektronischen Komponenten der Fahrplattform wird wie bei dem bisherigen in 2.2 vorgestellten Konzept über sechs Greenpack Wechselakkus [ANS22] geliefert. Es existieren zwei mögliche Anordnungen für die Akkus, welche unterschiedliche Vor- und Nachteile aufweisen.

Bei der ersten Variante werden die sechs Greenpacks nebeneinander in dem Bauraum zwischen der Vorder- und Hinterachse hochkant in drei Paaren angeordnet. Es erfolgt eine Entnahme der Wechselakkus in vertikaler Richtung. Um dies zu ermöglichen, muss die Ladefläche entweder leicht abnehmbar sein oder Bereiche der Siebdruckplatte müssen mit Klappen versehen werden. Die Vorteile dieser Anordnung liegen in der gleichmäßigen Verteilung der Gewichtskräfte der Akkus über die gesamte Fahrzeugbreite. Außerdem werden die Greenpacks durch ihr Eigengewicht in der Haltevorrichtung gehalten. Allerdings führt eine geteilte Ladefläche zu einem Stabilitätsverlust gegenüber einer durchgängigen Ladefläche. Anzumerken ist auch, dass die Akkus nur gewechselt werden können, wenn die Fahrplattform nicht beladen ist.

Bei der zweiten Variante werden die Greenpacks in den linken und rechten Bereichen zwischen der Vorder- und Hinterachse zu dritt horizontal übereinander angeordnet. Der Vorteil hierbei besteht darin, dass die Wechselakkus seitlich über Klappen in der Verkleidung herausgenommen werden können und so ein Austausch im beladenen Zustand stattfinden kann. Aufgrund der horizontalen Anordnung können die Akkus nicht durch ihr Eigengewicht in Position gehalten werden und benötigen eine zusätzliche Befestigung. Durch die ausschließliche Anordnung in den Seitenbereichen der Fahrplattform wird zudem eine höhere Belastung auf die Rahmenstruktur ausgeübt.

Da beide Anordnungen zum jetzigen Standpunkt der Entwicklung umsetzbar sind und keine anderen Bauteile beeinflusst werden, wird in dieser Ausarbeitung keine Konfiguration festgelegt.

Neben den im vorherigen Unterkapitel 3.7 erwähnten LiDAR Sensoren und den Greenpack Wechselakkus werden noch weitere elektronische Komponenten verbaut. Zu diesen gehören unter anderem Servocontroller für die Steuerung der Lenkungsmotoren, ein Computer und ein Gleichstromnetzteil. Außerdem werden vorne, an den Seiten und hinten Kameras untergebracht. Neben diesen Bauteilen werden noch weitere elektronische Komponenten benötigt, welche zum Zeitpunkt dieser Ausarbeitung jedoch noch nicht bekannt sind.

In dieser Konzeptionierung befinden sich die zuvor erwähnten Komponenten in einer vorläufigen Position. Die ideale Anordnung richtet sich einerseits nach dem Gesamtschwerpunkt, welcher sich möglichst niedrig und mittig in der Fahrplattform befindet. Außerdem sind kurze Kabelwege zu bevorzugen und eine erforderliche Erreichbarkeit der Bauteile während des Prototypenstadiums zu berücksichtigen.

4 Erweitertes Lastenheft

In diesem Kapitel wird das vorläufige Lastenheft der Fahrplattform aus dem Unterkapitel 2.3.3 erweitert. Hierzu werden soweit möglich die Massen der einzelnen Fahrzeugkomponenten mit Hilfe des verwendeten CAD-Systems Siemens NX überschlägig ermittelt. Da dies nicht für alle Bauteile möglich ist, werden fehlende Massen geschätzt. Hieraus wird das angestrebte Leergewicht der Fahrplattform auf eine realistische Umsetzbarkeit geprüft. Außerdem werden weitere Abmessungen und Informationen dem Lastenheft hinzugefügt.

Folgende Massen ergeben sich für die Bauteile (Tabelle 5):

Tabelle 5: Übersicht über die Bauteilgewichte der Fahrplattform [Eigene Abbildung]

Bauteil	Berechnung	Gewicht	Quelle
Vorderachse		28,4 kg	CAD Gewichts Berechnung
Hinterachse		19 kg	CAD Gewichts Berechnung
Leiterrahmen	$3,73 \text{ m} \cdot 3,04 \text{ kg/m}$	11,4 kg	[ITE22-2]
Rahmenstruktur	$23,56 \text{ m} \cdot 1,74 \text{ kg/m}$	41 kg	[ITE22-4]
Lenkungsmotoren	$4 \cdot 4 \text{ kg}$	16 kg	Schätzwert
Radnabenmotor/Bremsen	$4 \cdot 25 \text{ kg}$	100 kg	Schätzwert
Reifen	$4 \cdot 4 \text{ kg}$	16 kg	Schätzwert
Verkleidung		15 kg	CAD Gewichts Berechnung
Greenpack Akkus	$4 \cdot 9 \text{ kg}$	54 kg	[ANS22]
Siebdruckplatte	$1,1 \text{ m}^2 \cdot 15 \text{ kg/m}^2$	16 kg	[HAU22]
Gesamtgewicht		ca. 317kg	

Bei einem Maximalgewicht der beladenen Fahrplattform von 600 kg und einer maximalen Zuladung von 200 kg darf das Leergewicht des Fahrzeugs bei höchstens 400 kg liegen. Mit einem überschlägig berechneten Gesamtgewicht der betrachteten Bauteile von ungefähr 317 kg stehen weitere 83 kg für die elektronischen Bauteile, Verbindungselemente und weitere Komponenten zur Verfügung. Daher wird die Umsetzung eines Leergewichts der Fahrplattform in Höhe von 400 kg als realistisch betrachtet.

Aus den in Kapitel 3 erarbeiteten Fahrzeugkomponenten lässt sich das vorläufige Lastenheft erweitern. Somit ergibt sich folgendes Lastenheft für die große Fahrplattform (Tabelle 6):

Tabelle 6: Lastenheft der großen Fahrplattform [Eigene Abbildung]

Lastenheft Große Fahrplattform			
	Angabe	Wert	Kommentar
<i>Abmessungen</i>	Länge	1990 mm	
	Breite	900 mm	Breite Rollstuhlfahrer
	Höhe	884 mm	
	Radstand	1250 mm	
	Spurweite	800 mm	
	Bodenfreiheit	136 mm	
	Ladekante	550 mm	
	Leergewicht	400 kg	
<i>Fahrwerk</i>	Wendekreis (Ø)	3580 mm	Kurvenfahrt
		2130 mm	Drehen auf der Stelle
	Verkehrsraum	-	Geh- und Radwege
	Größtes Hindernis	30 mm	Abgesenkter Bordstein
	Raddurchmesser	460 mm	
	Reifenbezeichnung	100/80 X 12 54	Rollerreifen
	Feder-Dämpfer System	-	über luftgefüllte Reifen
	Pendelachse	9 ° Verdrehung	an Vorderachse
<i>Antrieb</i>	Radnabenmotoren	-	4 Axialflussmaschinen
	Energieversorgung	8,4 kWh	6 Greenpacks (je 1,4 kWh)
	Höchstgeschwindigkeit	6 km/h	
	Steigung	max. 6%	Entspricht 3,43°
<i>Transport</i>	Abmessungen	1200 x 800 mm	Maße Europalette
	Nutzlast	200 kg	

5 Zukaufteile und Stückliste

In diesem Kapitel werden benötigte Zukaufteile vorgestellt und die Bauteile der Fahrplattform in einer Stückliste zusammengefasst.

Für die Vorder- und Hinterachse sowie für die vorderen beiden Querträger des Leiterrahmens werden Rechteckrohre aus Stahl mit den Maßen 100 mm x 50 mm und einer Wanddicke von 5 mm verwendet. Zusätzlich werden für den in dieser Arbeit beschriebenen Aufbau der Achssysteme Stahlbleche der Stärken 5 mm bis 10 mm verbaut. Neben diesen genannten Komponenten werden weiter Stahlelemente in den Achssystemen verbaut. Diese werden in der Stückliste aufgeführt.

Um Torsionskräfte der Pendelachse gleichmäßig auf den Leiterraahmen zu übertragen, werden zwischen der Achse und dem Rahmen parabolische Silentpuffer eingesetzt. Diese besitzen einen Durchmesser von 30 mm, eine Höhe von 36 mm und werden mit der Starrachse verschraubt. [GMP22-2]

Für das Rad werden Reifen mit einer Breite von 100 mm, einem Querschnittsverhältnis von 80 %, einem Felgendurchmesser von 12 Zoll und einem minimalen Lastindex von 54 verwendet. Ein möglicher Reifen, welcher diese Anforderungen erfüllt, ist der „Bridgestone 100/80-12 56J Hoop B01“ [REI22].

Die Lenkungsmotoren des Fahrzeugs müssen in der Lage sein, eine Kraft von mindestens 2710 N aufbringen zu können. Zusätzlich wird ein Hub von mindestens 189 mm für die maximalen Lenkeinschläge benötigt. Hierfür wird ein Linearantrieb der Serie TA16 von TiMOTION mit einem Hub von 200 mm verbaut. Dieser kann eine Höchstlast von 3500 N aufbringen und fährt mit einer maximalen Geschwindigkeit von 58,2 mm/s ohne Last aus. Bei Vollast liegt die Geschwindigkeit bei 6,2 mm/s. Diese wird während des Betriebs der Fahrplattform jedoch nicht erreicht. [TIM22]

Der Rahmen der Fahrplattform wird aus item-Profilen zusammengesetzt. Für den Leiterraahmen werden Profile des Typs „Profil 8 80x40 leicht, natur“ mit einer Gesamtlänge von ungefähr 3,8 m verwendet [ITE22-2]. Die übrige Rahmenstruktur besteht aus Profilen des Typs „Profil 8 40x40 leicht, natur“ [ITE22-4]. Die Längsträger lassen sich zu einer Gesamtlänge von ungefähr 9,5 m addieren. Die Gesamtlänge der Querträger beträgt etwa 7,8 m und die der vertikalen Verbindungselemente liegt bei 3,5 m. Für den vorderen Aufbau werden 3,1 m benötigt. Insgesamt ergibt sich eine Länge der 40x40 item-Profile von ungefähr 24 m.

Als Ladefläche dient eine Siebdruckplatte mit den Maßen 1250 mm mal 880 mm und einer Dicke von 20 mm.

Der Rahmen der Fahrplattform wird mit 4 mm dicken Kunststoffplatten verkleidet.

Die Stromversorgung der Fahrplattform wird von sechs Greenpack Wechselakkus geliefert. Die Summe dieser liefert eine elektrische Arbeit von 8,4 kW/h. [ANS22]

Weitere elektronische Bauteile werden an dieser Stelle nicht aufgelistet, da diese vom Informatikbereich des TIQ-Projekts ausgewählt werden.

Die einzelnen Bauteile werden aufgrund der besseren Übersichtlichkeit in einer Stückliste (Tabelle 7) aufgelistet. Verbindungselemente für den Rahmen oder die Achssysteme werden hierbei nicht aufgeführt.

Tabelle 7: Stückliste bereits bekannte Komponenten der großen Fahrplattform [Eigene Abbildung]

Pos-Nr.	Bezeichnung	Bemerkung	Maße	Menge
1	Rechteckrohr-Stahl_1	Profil: 100x50x5 mm	670 mm	2
2	Rechteckrohr-Stahl_2	Profil: 100x50x5 mm	300 mm	2
3	Rechteckrohr-Stahl_3	Profil: 40x40x5 mm	170 mm	2
4	Rundprofil-Stahl	Durchmesser: 40 mm	90 mm	4
5	Blech-Stahl	Dicke: 8...10 mm		
6	Silentpuffer	Typ KP, Ø 30 Höhe 36 mm, AG M8x20, NK 55 [GMP22-2]		2
7	Bridgestone 100/80-12 56J Hoop B01	Rollerreifen [REI22]		4
8	TiMOTION TA16 Serie	3500 N, 200 mm Hub [TIM22]	Hub: 200 mm	4
9	Laengstraeger_1	Profil 8 80x40 leicht, natur [ITE22-2]	1425 mm	2
10	Quertraeger_1	Profil 8 80x40 leicht, natur	220 mm	4
11	Laengstraeger_2	Profil 8 40x40 leicht, natur [ITE22-4]	1930 mm	2
12	Laengstraeger_3	Profil 8 40x40 leicht, natur	1290 mm	2
13	Laengstraeger_4	Profil 8 40x40 leicht, natur	650 mm	2
14	Laengstraeger_5	Profil 8 40x40 leicht, natur	585 mm	1
15	Laengstraeger_6	Profil 8 40x40 leicht, natur	270 mm	2
16	Laengstraeger_7	Profil 8 40x40 leicht, natur	315 mm	2
17	Laengstraeger_8	Profil 8 40x40 leicht, natur	250 mm	2
18	Quertraeger_2	Profil 8 40x40 leicht, natur	880 mm	8
19	Quertraeger_3	Profil 8 40x40 leicht, natur	800 mm	2
20	Vertikelträger_1	Profil 8 40x40 leicht, natur	310 mm	2
21	Vertikelträger_2	Profil 8 40x40 leicht, natur	270 mm	8
22	Vertikelträger_3	Profil 8 40x40 leicht, natur	237 mm	2
23	Vertikelträger_4	Profil 8 40x40 leicht, natur	120 mm	4
24	Vertikelträger_5	Profil 8 40x40 leicht, natur	110 mm	2
25	Vertikelträger_6	Profil 8 40x40 leicht, natur	100 mm	2
26	Vertikelträger_7	Profil 8 40x40 leicht, natur	70 mm	4
27	Siebdruckplatte	Dicke: 20 mm	1250 x 880 mm	1
28	Kunststoffplatten	Dicke: 4 mm		
29	Greenpack Akku	[ANS22]		6

6 Zusammenfassung des Konzepts

In dem folgenden Kapitel wird das erarbeitete Konzept der Fahrplattform (Abb.32) zusammenfassend dargestellt.

Der Antrieb des Fahrzeugs erfolgt über vier Radnabenmotoren, die zusammen mit einem Bremssystem im inneren des Rades verbaut werden. Der Kontakt zur Fahrbahn wird über luftgefüllte Rollerreifen mit einem Außendurchmesser von 460 mm hergestellt. Da die Fahrplattform auf Geh- und Radwegen verkehrt wird kein eigenständiges Feder-Dämpfer System verbaut. Zur Stoßabsorption dient somit ausschließlich die Federwirkung des Reifens. Die Radmodule sind über Starrachsen mit dem Rahmen verbunden und werden von je einem Linearmotor gelenkt. So besteht die Möglichkeit die Fahrplattform auf der Stelle zu drehen. Um zu jedem Zeitpunkt der Fahrt den Kontakt aller vier Reifen zur Fahrbahn zu gewährleisten, ist die Vorderachse pendelnd um ein Drehgelenk und die Hinterachse starr mit dem Leiterrahmen verbunden. Zusätzlich wird hierdurch erreicht, dass nur geringe Torsionskräfte auf den Rahmen übertragen werden, wodurch die Stabilität erhöht wird. Der Leiterrahmen und die Rahmenstruktur bestehen aus I-Profilen und ermöglichen so eine leichte Anpassung bei anfallenden Änderungen während des Prototypenstadiums. Über der Hinterachse befindet sich die Ladefläche, welche von hinten oder den Seiten mit einer Europalette beladen werden kann. Neben den Bereichen zwischen und oberhalb der Achsen bietet ein vorderer Aufbau oberhalb der Vorderachse weiteren Bauraum für elektronische Komponenten. Um diese vor witterungsbedingten Einflüssen zu schützen, wird die Fahrplattform mit Kunststoffplatten verkleidet.

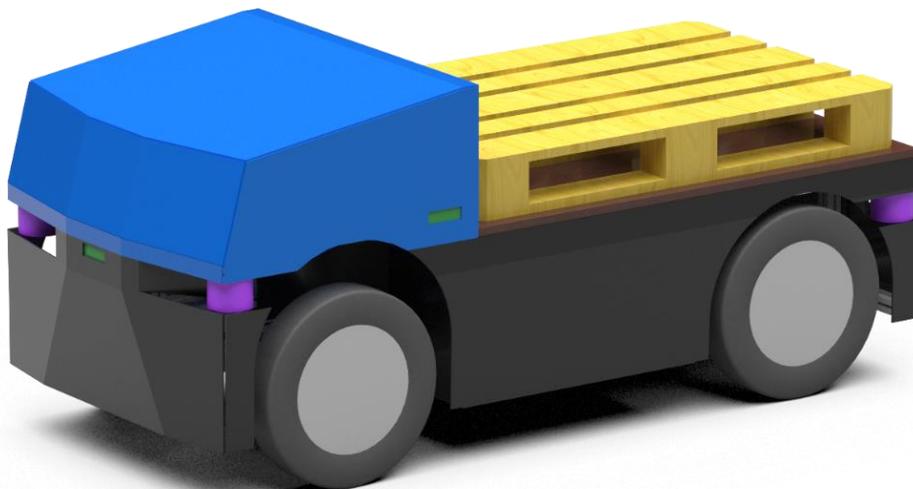


Abbildung 32: 3D-Modell des fertigen Entwurfs der Fahrplattform [Eigene Abbildung]

7 Ausblick

In diesem Kapitel wird auf Grundlage dieser Ausarbeitung das weitere Vorgehen bei der Entwicklung der großen Fahrplattform beschrieben. Dieses lässt sich grob in drei Bereiche gliedern. Da diese Ausarbeitung in erster Linie ein Package-Konzept darstellt, wurden die hier erarbeiteten Lösungen nur überschlägig berechnet und dabei mit vergleichsweise hohen Sicherheitsfaktoren beaufschlagt. Daher stellt der erste Bereich des Ausblicks die Optimierung dieser Konzeptionierung hinsichtlich des Gewichts und der Fertigungskosten dar. Der zweite Teil des weiteren Vorgehens umfasst die Weiterentwicklung und Auskonstruktion des Fahrzeugs. Wegen der konzeptionellen Darstellung wurde unter anderem auf die Integration von Verbindungselementen verzichtet. Zusätzlich wurden Bauteile wie das Radmodul aufgrund der frühen Phase der Entwicklung nur schematisch ausgearbeitet. Der letzte Bereich umfasst die Auswahl und Integration der elektrischen Komponenten für die Fahrplattform.

Bei dem vorgestellten Konzept der Fahrplattform lassen sich im Wesentlichen zwei Bereiche optimieren. Die Dimensionen der Achsen wurden lediglich überschlägig berechnet. Daher kann das gesamte Achssystem durch eine Finite-Elemente Berechnung (FEM) exakt ausgelegt werden. So kann beispielsweise geprüft werden, ob eine Verwendung von Aluminium trotz seiner geringeren Festigkeitswerte anstelle von Stahl realisierbar ist. Da Stahl in etwa die dreifache Dichte von Aluminium aufweist [WIT21], lässt sich mit einem Materialwechsel bei etwa gleichen Abmessungen erheblich Gewicht einsparen. Durch ein geringeres Leergewicht der Fahrplattform lässt sich die maximale Nutzlast erhöhen. Alternativ kann bei gleichbleibender Nutzlast die Größe der Radnabenmotoren verringert werden, wodurch weiter Gewicht eingespart wird. Neben dem Achssystem empfiehlt sich eine FEM-Analyse des Rahmens. Zwar besteht dieser bereits aus Aluminium, jedoch kann geprüft werden, ob ein leichteres Profil mit einem geringeren Widerstandsmoment ebenfalls die Festigkeitsanforderungen erfüllt.

Aufgrund der konzeptionellen Ausarbeitung bedarf es einer Weiterentwicklung und Auskonstruktion aller Bereiche des Fahrzeugs. Einer der wichtigsten Bereiche ist hierbei die Entwicklung des Radmoduls. Da nur die Abmessungen der elektromagnetisch relevanten Komponenten des Motors zum Zeitpunkt dieser Arbeit bekannt sind, wurde das Radmodul als Blackbox betrachtet. Somit hat eine Konzeptionierung eines möglichst kompakten Radmoduls bestehend aus Motor, Bremssystem und Felge zu erfolgen. Nach Abschluss der Entwicklung eines solchen Moduls ist die Umsetzbarkeit mit dem hier vorgestellten Konzept zu überprüfen und abzustimmen. Zusätzlich lässt sich auf diese Weise der Aufbau des Radträgers an das Radmodul anpassen. Neben dem Radträger bedarf es einer Auskonstruktion der Gelenkverbindungen der Radaufhängungen zwischen Radträger, Achse, Leiterraahmen und Linearmotoren. Ein weiterer Schritt ist das Einfügen von Verbindungselementen in allen Fahrzeugbereichen. In die Verkleidungen müssen Öffnungen und Klappen zur Erreichbarkeit wichtiger Komponenten oder für das Wechseln der Akkus integriert werden. Des Weiteren muss ein Konzept zur Ladungssicherung erstellt werden.

Der letzte Punkt ist die Wahl und der Einbau der elektronischen Komponenten. Zwar werden einige Bauteile schematisch dargestellt, jedoch beeinflusst sowohl die genaue Größe und

Anzahl der Komponenten als auch der daraus resultierende Kabelverlauf den inneren Aufbau der Fahrplattform. Zusätzlich können so die Abmessungen des vorderen Aufbaus bestimmt werden.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass sich die große Fahrplattform in einem frühen Stadium der Entwicklung befindet. Daher werden viele Bereiche des Fahrzeugs nur schematisch beschrieben. Allerdings bietet diese Ausarbeitung ein Konzept, auf dessen Grundlage eine präzisere Weiterentwicklung erfolgen kann.

8 Literaturverzeichnis

- [ANO21] ANONDI GMBH: *Fahrwerk eines Gabelstaplers*, 2021. <https://www.staplerberater.de/staplerarten/hubmaststapler/fahrwerk> (14.07.2022).
- [ANS22] ANSMANN AG: *GreenPack*, 2022. <https://www.greenpack.de/der-greenpack-akku/> (08.07.2022).
- [BUN11] BUNDESAMT FÜR JUSTIZ: *Verordnung über die Zulassung von Fahrzeugen zum Straßenverkehr** (*Fahrzeug-Zulassungsverordnung - FZV*), 2011. https://www.gesetze-im-internet.de/fzv_2011/BJNR013900011.html (09.07.2022).
- [CLA22] CLAUS, V.L., MUIRIER, M. de, BRÜNS, M.: *Gestaltung der Urbanen Mobilität von Morgen*, 2022. <https://www.haw-hamburg.de/hochschule/technik-und-informatik/departments/maschinenbau-und-produktion/forschung/forschungsgruppen/elektrische-mobilitaet/labor-fuer-elektrische-mobilitaet/> (11.07.2022).
- [CLE22-1] CLEVERON MOBILITY: *About us*, 2022. <https://cleveronmobility.com/about/> (04.07.2022).
- [CLE22-2] CLEVERON MOBILITY: *Clevon 1*, 2022. <https://cleveronmobility.com/clevon1/> (04.07.2022).
- [CLE22-3] CLEVERON MOBILITY: *Clevon 1 Product-sheet*, 2022. <https://cleveronmobility.com/wp-content/uploads/2022/05/Product-sheet-CLEVON1.pdf> (04.07.2022).
- [CLE22-3] CLEVERON MOBILITY: *Your on-demand autonomous delivery solution*, 2022. <https://cleveronmobility.com/> (11.07.2022).
- [DRO22-1] DROIDDRIVE GMBH: *Mach urbane Logistik smart, grün und effizient*, 2022. <https://ducktrain.io/?lang=de> (01.07.2022).
- [DRO22-2] DROIDDRIVE GMBH: *Presse*, 2022. <https://ducktrain.io/press/?lang=de> (04.07.2022).
- [EIN10] EINSLE STEFAN: *Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern*.
- [FRO19] FRÖMMIG, L.: *Grundkurs Rennwagentechnik, Einführung in das Zusammenwirken von Reifen, Fahrwerk, Aerodynamik, Differenzialsperren und Rahmen*. Wiesbaden, Heidelberg, 2019.
- [GIE22] GIERAS, J.F., WANG, R.-J., KAMPER, M.J.: *Axial flux permanent magnet brushless machines*. New York, NY, 2008.
- [GMP22-1] G-M-P SHOP: *Gummi Metall Puffer*, 2022. <https://gummi-metall-puffer-shop.de/gummi-metall-puffer> (14.07.2022).
- [GMP22-2] G-M-P SHOP: *Typ KP, Ø 30 Höhe 36 mm, AG M8x20, NK 55*, 2022. <https://gummi-metall-puffer-shop.de/parabolfeder-gummi-anschlagpuffer-30-36-typ-kp-parabolisch> (30.07.2022).
- [GRB21-2] GRBAVAC MIRKO: *Entwurf_GF, CAD-Modell*, 2021.
- [GRB21-1] GRBAVAC MIRKO: *Testfeld Intelligente Quartiersmobilität, Konzeptentwurf modular autonome Lastenplattform - große Ausbaustufe*, 2021.
- [GRO19] GROSS, D., HAUGER, W., SCHRÖDER, J., WALL, W.A.: *Technische Mechanik*. Berlin, 2019.

- [HAU22] HAUSJOURNAL.NET: *Das Gewicht einer Siebdruckplatte reduziert Nutzlast*, 2022. <https://www.hausjournal.net/gewicht-siebdruckplatte> (30.07.2022).
- [HAW21] HAW HAMBURG: *Industrieroboter „Husky“ für die Autonome Quartiersmobilität*, 2021. <https://www.haw-hamburg.de/hochschule/technik-und-informatik/departments/maschinenbau-und-produktion/forschung/forschungsgruppen/elektrische-mobilitaet/tiq-fahrplattform-husky/> (30.07.2022).
- [HAW22-2] HAW HAMBURG: *Axialflussmaschine*, 2022. <https://www.haw-hamburg.de/hochschule/technik-und-informatik/departments/maschinenbau-und-produktion/forschung/forschungsgruppen/elektrische-mobilitaet/axialflussmaschine/> (11.07.2022).
- [HAW22-1] HAW HAMBURG: *TIQ, Testfeld Intelligente Quartiersmobilität*, 2022. <https://www.haw-hamburg.de/forschung/forschungsprojekte-detail/project/project/show/tiq/> (15.07.2022).
- [HEI13] HEIßING, B., ERSOY, M., GIES, S. (Hrsg.): *Fahrwerkhandbuch, Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [HIL16] HILGERS, M.: *Chassis und Achsen*. Wiesbaden, 2016.
- [ITE22-1] ITEM INDUSTRIE-TECHNIK GMBH: *Aluminiumprofile und Zubehör*, 2022. <https://www.item24.com/de-de/mb-systembaukasten/aluminiumprofile-und-zubehoer/> (09.07.2022).
- [ITE22-4] ITEM INDUSTRIE-TECHNIK GMBH: *Profil 8 40x40 leicht, natur*, 2022. <https://www.item24.com/de-de/profil-8-40x40-leicht-natur-2633/> (29.07.2022).
- [ITE22-2] ITEM INDUSTRIE-TECHNIK GMBH: *Profil 8 80x40 leicht, natur*, 2022. <https://www.item24.com/de-de/profil-8-80x40-leicht-natur-2634/> (28.07.2022).
- [ITE22-3] ITEM INDUSTRIE-TECHNIK GMBH: *Technische Daten zu Profile*, 2022. https://catalog.item24.de/images/medienelemente/DOK/DATA/DOK_DATA_pr ofil-tech-daten__SDE__AIN__V2.pdf (29.07.2022).
- [KUE22] KÜÇÜKAY, F.: *GRUNDLAGEN DER FAHRZEUGTECHNIK, Antriebe, getriebe, energieverbrauch, bremsen, fahrdynamik, ... fahrkomfort*. [S.l.], 2022.
- [MIT14] MITSCHKE, M., WALLENTOWITZ HENNING: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, 2014.
- [NET21] NEOLIX TECHNOLOGIES: *Neolix The World's First L4 Autonomous Vehicle Gigafactory*, 2021. <https://www.youtube.com/watch?v=N4fgbb4XA3E> (03.07.2022).
- [NEO22-1] NEOLIX TECHNOLOGIES Co., LTD.: *About Us*, 2022. <http://www.neolix.ai/aboutUs.html> (04.07.2022).
- [NEO22-2] NEOLIX TECHNOLOGIES Co., LTD.: *Neolix Autonomous Vehicle*, 2022. <http://www.neolix.ai/productCenter.html> (02.07.2022).
- [NRW21] NEUE GRÜNDERZEIT NRW: *Ducktrain: Dieses eMobility-Start-up will Lieferungen automatisiert in die Innenstadt bringen*, 2021. <https://www.youtube.com/watch?v=AY6haXLD95w> (03.07.2022).
- [NIK19] NIKKEI ASIA: *Self-driving startup eyes China's \$400bn 'last-mile' delivery market*, 2019. <https://asia.nikkei.com/Business/China-tech/Self-driving-startup-eyes-China-s-400bn-last-mile-delivery-market> (03.07.2022).
- [NUL22-1] NULLBARRIERE.DE: *DIN 18040-1 Flächen, Platzbedarf*, 2022. <https://nullbarriere.de/din18040-1-flaechen.htm> (05.07.2022).

- [NUL22-3] NULLBARRIERE.DE: *DIN 18040-2 Rampen*, 2022.
<https://nullbarriere.de/din18040-2-rampen.htm> (10.07.2022).
- [NUL22-2] NULLBARRIERE.DE: *DIN 32984 Überquerungsstellen für Fußgänger*, 2022.
<https://nullbarriere.de/din32984-fussgaengerueberquerungsstellen.htm>
(09.07.2022).
- [PAR21] PAREIGIS, S., TIDEMANN, T., MUIRIER, M.A. de: *Test Area Intelligent Quartier Mobility (TIQ)*, 2021. <https://autosys.informatik.haw-hamburg.de/project/smartmobility/> (30.07.2022).
- [PFE13] PFEFFER, P., HARRER, M.: *Lenkungsbandbuch*, 2013.
- [PRO19] PROTEAN ELECTRIC: *Protean 360+, Fact Sheet*, 2019.
<https://www.proteanelectric.com/f/2019/07/Protean-360-Fact-Sheet-ENG-160719.pdf> (22.07.2022).
- [REI22] REIFENCOM GMBH: *Bridgestone 100/80 -12 56J Hoop B01*, 2022.
https://www.reifen.com/de/TyreSize/DetailTyre/Moto/100-80--12/100-80-12-56J-Hoop-B01_15199996/15199996?Reinforced=False&Runflat=False&HasAngebotderWoche=True&PageSize=12&stexs=containerOrder-online (30.07.2022).
- [SCH22] SCHOMAKERS, E.-M., KLATTE, M., LOTZ, V., BIERMANN, H., KOBER, F., ZIEFLE, M.: *Analysis of the potential of a new concept for urban last-mile delivery: Ducktrain* (2022).
- [THO21] THOMSON NEFF INDUSTRIES GMBH: *Aktuatoren*, 2021.
<https://www.thomsonlinear.com/de/produkte/actuators> (25.07.2022).
- [TIM22] TIMOTION TECHNOLOGY CO. LTD.: *TA16 Serie*, 2022.
<https://www.timotion.com/de/products/linear-actuators/ta16-series>
(30.07.2022).
- [TRZ17] TRZESNIOWSKI, M. (Hrsg.): *Fahrwerk, Handbuch Rennwagentechnik*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.
- [VAH12] VAHRENKAMP, R., KOTZAB, H., SIEPERMANN, C.: *Logistik, Management und strategien*. Munich, Germany, 2012.
- [VEL22] VELODYNE LIDAR, INC.: *Puck, Compact, Powerful, Intelligent*, 2022.
<https://velodynelidar.com/products/puck/> (29.07.2022).
- [WAN21] WANG, L., LEI, L., SONG, H., WANG, W.: *The NEOLIX Open Dataset for Autonomous Driving* (2021).
- [WEL22] WELLBROCK, W., LUDIN, D., KNEZEVIC, I.: *Letzte Meile 4.0, Potenziale innovativer Technologien für die Auslieferung im B2C-Bereich*. Wiesbaden, 2022.
- [WIT21] WITTEL, H., SPURA, C., JANNASCH, D.: *Roloff/Matek Maschinenelemente, Normung, Berechnung, Gestaltung*. Wiesbaden, 2021.
- [WTP20] WITTPAHL, V. (Hrsg.): *Klima, Politik & Green Deal, Technologie & Digitalisierung, Gesellschaft & Wirtschaft : iit-Themenband*. Berlin, Heidelberg: Open Access Springer Vieweg, 2020.



Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit – bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.*

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Tewinkel

Vorname: Hendrik

dass ich die vorliegende Bachelorarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Fahrzeugkonzept für eine autonom-gesteuerte Lastenplattform

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der -bitte auswählen- ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

01.08.2022

Datum

Unterschrift im Original