

Markus Salchner

**Entwicklung eines dreirädrigen, elektrisch angetriebenen
Fahrzeugs für den innerstädtischen Individualverkehr**

Diplomarbeit

Fakultät für
Maschinenbau

Technische Universität Graz
Fachrichtung: Verkehrstechnik

Institut für Fahrzeugtechnik
Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Fischer
Betreuer: Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr. techn. Mario Hirz

Graz, 22.08.2013

Restricted access until 22.08.2015

Danksagung

Die ersten Zeilen dieser Arbeit möchte ich nutzen, um mich bei allen die meinen persönlichen Werdegang begleitet, geprägt und nicht zuletzt gefördert haben, recht herzlich zu bedanken.

An erster Stelle möchte ich mich bei meinem Betreuer Herrn. Dr. Mario Hirz für die hervorragende Betreuung bedanken. Er stand mir jederzeit mit seiner persönlichen und umfangreichen fachlichen Kompetenz zur Seite und unterstützte mich in jeglicher Hinsicht. Des weiteren möchte ich mich bei den Mitarbeitern und Diplomanden des Institutes für Fahrzeugtechnik für das sehr kollegiale, freundliche und produktive Arbeitsumfeld bedanken. Das Arbeitsklima, die fachliche Kompetenz und die Hilfsbereitschaft aller Mitarbeiter war für die Entstehung dieser Arbeit wichtig. Für die konstruktive Unterstützung und die sehr gute Zusammenarbeit möchte ich mich bei Herrn DI Martin Prenner bedanken.

Großer Dank gilt Herrn Thomas Schenk, Geschäftsführer der onoi Kg, für die Projektvergabe und die gute Zusammenarbeit. Ich möchte mich des Weiteren bei Frau Mag. Veronika Besau und Herrn Mag. Mark Wallerberger für die fruchtende Zusammenarbeit sehr herzlich bedanken.

Meinen Studienkollegen, meinem Freundes- und Bekanntenkreis möchte ich an dieser Stelle für jegliche Unterstützung danken. Besonderer Dank gilt meiner Freundin Magdalena Regele, die mich stets sowohl während meines Studiums als auch bei der Erstellung dieser Diplomarbeit unterstützt hat.

Bei meiner Familie, insbesondere meinen Eltern, die mein Studium grundsätzlich ermöglichten und mir immer mit Rat und Tat zur Seite standen, möchte ich mich sehr bedanken.

Herzlichen Dank

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am
(Unterschrift)

Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit der Entwicklung eines neuartigen, elektrisch angetriebenen Fahrzeugs für den innerstädtischen Individualverkehr. Durch die steigende Urbanisierung und Motorisierung der Weltbevölkerung müssen neue Mobilitätskonzepte erarbeitet, entwickelt und umgesetzt werden. Das im Zuge der Arbeit behandelte Konzept soll den individuellen Personenverkehr verbessern, erleichtern und zur Lösung der üblichen Verkehrsprobleme in Stadtgebieten beitragen. Dieser aufstrebende Zukunftsmarkt der Mikromobilität bietet große Chancen und Potenziale für neue Fahrzeugkonzepte.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde ein neuartiges Fahrzeugkonzept zunächst konstruktiv entwickelt und anschließend als Hardwareprototyp umgesetzt. Das Fahrzeug wurde für den Bereich der zirkulären Mobilität entwickelt und optimiert. Dies beinhaltet nicht nur eine kompakte Bauweise und ein geringes Fahrzeuggewicht sondern bietet auch eine Möglichkeit zum Ziehen des Fahrzeugs, einen innovativen Klappmechanismus, ein stabiles Fahrverhalten und vieles mehr. Der dreirädrige Fahrzeugaufbau mit zwei Vorderrädern und einem Hinterrad erforderte die Konstruktion und die Auslegung einer aufwendigen Fahrzeuglenkung. Für die Kurvenfahrt war aus fahrdynamischer Sicht zusätzlich eine Neigungsbewegung des Fahrzeugs erforderlich. Eine weitere Herausforderung stellte der Klappmechanismus dar, welcher den gesamten Fahrzeugaufbau beeinflusste und prägte. Durch die starke Koppelung aller Einzelteile war die konstruktive Entwicklung aufwendig und komplex. Die nötige Antriebsleistung wird durch eine elektrische Antriebs Einheit am Hinterrad bereitgestellt, wobei die Reichweite durch die modulare Akkueinheit an der Lenksäule auf den jeweiligen geforderten Aktionsradius angepasst werden kann. Des Weiteren musste ein Kompromiss zwischen einem gelungenen Fahrzeugdesign und der bestmöglichen technischen Lösung gefunden werden. Im Zuge dieser Diplomarbeit wurden zwei fahrbereite Prototypengenerationen gefertigt und getestet.

Derzeit wird der aktuelle Prototyp ausgiebig getestet und verbessert. In naher Zukunft soll eine Kleinserie in Zusammenarbeit mit einem potentiellen Serienproduzenten gestartet werden.

Abstract

This thesis deals with the development of a novel, electrically driven vehicle for urban individual mobility. Due to the increasing urbanization and motorization of the world population, new mobility concepts have to be developed, designed and implemented. The concept is to improve the individual transport, facilitate and contribute to the solution of the usual traffic problems in urban areas. This growing market of future micro-mobility offers great opportunities and potentials for new vehicle concepts.

Within the present work, an innovative vehicle concept was both developed and produced. The model was developed and optimized for the daily mobility sector. This includes not only a compact design, low weight and a way to pull the vehicle, but also an innovative folding mechanism, stable handling and further more. The three-wheeled vehicle body with two front wheels and one rear wheel required the construction and layout of a complex vehicle steering. For a dynamic driving behavior a rolling motion was necessary for the cornering ability. Another challenge was the folding mechanism, which affects the entire vehicle structure and shape. Due to the strong coupling of all parts the constructive development was costly and complex. The required drive power is provided by an electric drive unit at the rear wheel. The cruising range can be adjusted by the modular battery unit on the steering column to the particular required operation range. Furthermore, the best compromise between a felicitous vehicle design and the optimal technical solution has to be worked out. As part of this thesis two generations of roadworthy prototypes were fabricated and tested.

At present, the current prototype is extensively tested and improved. In the near future, a small-scale series should be launched in collaboration with a potential series producer.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	i
Eidesstattliche Erklärung	ii
Kurzfassung	iii
Abstract	iv
Inhalt	vii
Abkürzungen	viii
Symbole	ix
1. Einleitung	1
1.1. Allgemein	2
1.2. Energieentwicklung	4
2. Marktanalyse	6
2.1. Elektrofahrräder	6
2.2. Elektroscooter	9
2.2.1. Zweirädriger Scooter	9
2.2.1.1. EGRET ONE	9
2.2.2. Dreirädrige elektrisch angetriebene Scooter	11
2.2.2.1. UCARVER	11
2.2.2.2. Scuddy	12
2.2.2.3. Trikke uPT	13
2.2.2.4. kickTrike	15
2.3. Zusammenfassung der Marktanalyse	16
3. Scooley	17
3.1. Das Konzept	17
3.2. Anforderungen an ein elektrisches Fahrzeug für den individuellen Stadtverkehr	18
3.3. Technische und funktionelle Merkmale des Scooleys	19
3.3.1. Fahrmodus	20
3.3.2. Trolleymodus	20

3.3.3.	Abstellmodus	21
3.3.4.	Technisches Datenblatt des Scooleys	21
4.	Auswahl der erforderlichen Grundkomponenten	23
4.1.	Akkumulatoren	23
4.1.1.	Blei-Akkumulatoren	25
4.1.2.	Nickel-Akkumulatoren	25
4.1.3.	Lithium-Ionen-Akkumulatoren	26
4.2.	Elektromotoren	27
4.2.1.	Gleichstrommaschine	29
4.2.2.	Asynchronmaschine	31
4.2.3.	Synchronmaschine	33
4.2.4.	Bürstenloser Gleichstrommotor (BLDC)	34
4.3.	Reifen	35
4.4.	Bremsen	38
4.4.1.	Trommelbremse	39
4.4.2.	Felgenbremse	39
4.4.3.	Scheibenbremse	41
4.5.	Weitere Grundkomponenten	42
4.5.1.	Lenkkopflager	42
4.5.2.	Gelenkköpfe	43
4.5.3.	Gleitlager	44
4.5.4.	Kreuzgelenk	44
5.	Kinematische Betrachtungen	45
5.1.	Antriebs- und Bremsleistung	45
5.2.	Betrachtung unterschiedlicher Lenkmechanismen	51
5.2.1.	Schwenkachslenkung	51
5.2.2.	Knicklenkung	52
5.2.3.	Achsschenkellenkung	53
5.2.4.	Ackermannlenkung	53
5.3.	Trittbrettneigung	54
6.	Erster Funktionsprototyp	57
6.1.	Konstruktive Ausführung des ersten Prototypen	57
6.1.1.	Gelenkpunkte des ersten Prototypen	57
6.1.2.	Umgesetzte Fahrzeuglenkung des ersten Prototypen	63
6.2.	Produktionsablauf	66
6.3.	Ergebnisse und Auswertung	69
7.	Zweite Prototypengeneration	72
7.1.	Konstruktive Ausführung des zweiten Prototypen	73
7.1.1.	Vorderradeinheit	74
7.1.2.	Lenksäuleneinheit	76

7.1.3. Verbindungsträgereinheit	79
7.1.4. Trittbrett- und Hinterradeinheit	83
7.1.5. Sitzsystem	84
7.2. Produktionsablauf	85
7.3. Ergebnisse	87
8. Festigkeitsbetrachtungen	91
8.1. Handrechnung	91
8.2. Finite-Element-Methode	96
8.2.1. Grundlagen der FE Berechnung	96
8.2.2. Durchgeführte Berechnungen	102
9. Zusammenfassung und Ausblick	109
Abbildungsverzeichnis	I
Tabellenverzeichnis	IV
Literaturverzeichnis	V
A. Anhang	VII

Abkürzungen

AG	Aktiengesellschaft
ASM	Asynchronmaschine
ATZ	Automobiltechnische Zeitschrift
BLDC	Bürstenloser Gleichstrommotor
BMS	Batterie-Management-System
CNC	Computergestützte numerische Steuerung
FFG	Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft
FVO	Fahrradverordnung
GM	Gleichstrommaschine
GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
KG	Kommanditgesellschaft
MIV	Motorisierter Individualverkehr
ÖV	Öffentliche Verkehrsmittel
PKW	Personenkraftwagen
PT	Prototyp
SM	Synchronmaschine
SOC	State of Charge
StVO	Straßenverkehrsordnung
TU	Technische Universität

Formelzeichen

Lateinische Zeichen

a	$[ms^{-2}]$	Beschleunigung
A_F	$[m^2]$	Anströmfläche
a_R	$[-]$	Rollwiderstandskoeffizient
c_W	$[-]$	Luftwiderstandsbeiwert
F_B	$[N]$	Bremskraft
F_{beschl}	$[N]$	Beschleunigungswiderstandskraft
F_{BN}	$[N]$	Bremsnormalkraft
F_{Bo}	$[N]$	Bowdenzugkraft
F_F	$[N]$	Zentrifugalkraft
F_{luft}	$[N]$	Luftwiderstandskraft
F_P	$[N]$	Zentripetalkraft
F_R	$[N]$	Reibkraft
F_{roll}	$[N]$	Rollwiderstandskraft
F_{steig}	$[N]$	Steigungswiderstandskraft
F_z	$[N]$	Aufstandskraft
g	$[ms^{-2}]$	Erdbeschleunigung
M	$[kgmol^{-1}]$	Molare Masse
m	$[kg]$	Masse
M_R	$[Nm]$	Rollwiderstandsmoment
n	$[m]$	Nachlaufstrecke
P	$[W]$	Leistung
p	$[Pa]$	Druck
R	$[Jmol^{-1}K^{-1}]$	Gaskonstante
r_0	$[m]$	Lenkrollradius
r_o	$[m]$	undeformierter Reifenradius
r_s	$[m]$	statischer Reifenradius
s	$[m]$	Weg
T	$[K]$	Temperatur
v	$[ms^{-1}]$	Geschwindigkeit

Chemische Zeichen

<i>Cd</i>	Cadmium
<i>Cl</i>	Chlor
<i>Co</i>	Cobalt
<i>Fe</i>	Eisen
<i>H</i>	Wasserstoff
<i>Li</i>	Lithium
<i>MH</i>	Metallhydrid
<i>Mn</i>	Magnesium
<i>Ni</i>	Nickel
<i>O</i>	Sauerstoff

Elektrische Zeichen

<i>A</i>	$[m^2]$	Fläche
<i>B</i>	$[T]$	magnetische Flussdichte
<i>D</i>	$[-]$	Diode
<i>f</i>	$[Hz]$	Frequenz
<i>F</i>	$[N]$	Lorenzkraft
<i>H</i>	$[\frac{A}{m}]$	Feldstärke
<i>I</i>	$[A]$	Stromstärke
<i>I_e</i>	$[A]$	Erregerstrom
<i>K</i>	$[F]$	Kapazität
<i>k_m</i>	$[-]$	Motorkonstante
<i>M_A</i>	$[Nm]$	Anlaufmoment
<i>M_K</i>	$[Nm]$	Kippmoment
<i>M_N</i>	$[Nm]$	Nennmoment
μ	$[Hm^{-1}]$	magnetische Permeabilität
<i>N</i>	$[-]$	Wicklungsanzahl
<i>n</i>	$[s^{-1}]$	Drehzahl
<i>n_{sy}</i>	$[s^{-1}]$	synchrone Drehzahl
<i>p</i>	$[-]$	Polpaarzahl
Φ	$[Wb]$	magnetischer Fluss
<i>R_V</i>	$[\Omega]$	Vorwiderstand
<i>s</i>	$[-]$	Schlupf
<i>t</i>	$[s]$	Zeit
<i>T</i>	$[-]$	Transistor
<i>U</i>	$[V]$	Spannung
<i>u_i</i>	$[V]$	induzierte Spannung
<i>W</i>	$[W]$	Leistung

Griechische Zeichen

α	Steigungswinkel
γ	Sturzwinkel
δ	Lenkwinkel
ϵ	Nachlaufwinkel
η	Wirkungsgrad
μ	Reibzahl
ρ	Dichte
σ	Spreizwinkel
φ	Neigungswinkel
ω	Winkelgeschwindigkeit

1. Einleitung

Diese Arbeit beinhaltet die Entwicklung eines dreirädrigen, elektrisch angetriebenen Fahrzeugs für den innerstädtischen Individualverkehr. Die Arbeit gliedert sich in die Darstellung der grundsätzlichen Notwendigkeit neuer Fahrzeugkonzepte im urbanen Umfeld und anschließend wird auf bestehende Konzepte und Fahrzeuge eingegangen.

Aufbauend auf diese Marktanalyse werden das Konzept, die Funktionalität und die technischen Merkmale des entwickelten Fahrzeugs verdeutlicht. Die konstruktive Umsetzung mit den definierten Eigenschaften, erforderte die Auswahl der nötigen Grundkomponenten. Hierzu zählen beispielsweise der Motor, der Akku und die Fahrzeugbremsen.

Daran anschließend werden die grundlegenden kinematischen Beziehungen, die Besonderheiten des dreirädrigen Fahrzeugaufbaus und die möglichen Lenkmechanismen erklärt.

Da sich die Prototypengenerationen in einigen Punkten grundlegend unterscheiden, sind die detaillierten Ausführungen den gesonderten Kapiteln zu entnehmen. In diesen Kapiteln ist jeweils die konstruktive Umsetzung, der Produktionsablauf und ein abschließendes Resümee zu finden.

Die Arbeit wird schlussendlich mit einer Zusammenfassungen und einem Ausblick abgerundet.

1.1. Allgemein

Der Begriff Mobilität hat in unserer Gesellschaft einen hohen Stellenwert eingenommen. Viele Menschen haben das Bestreben diverse Wegstrecken möglichst schnell, unkompliziert, bequem und kostengünstig zurückzulegen. Dieser Wunsch wurde mit der Entwicklung von Fahrrädern, Motorrädern, PKWs und Flugzeugen recht gut realisiert. Natürlich versuchen auch die öffentlichen Verkehrsmittel, den immer größer werdenden Anforderungen gerecht zu werden. Die steigende Urbanisierung der Bevölkerung birgt große Probleme im Personenverkehr und es müssen neue Mobilitätskonzepte für diesen kommenden Spannungsbereich entwickelt werden.

Diese Arbeit soll zur Mobilitätsverbesserung und -steigerung beitragen und beinhaltet die Entwicklung eines innovativen Transportkonzepts. Der Begriff der Mobilität kann grundsätzlich in zwei übergeordnete Kategorien eingeteilt werden. [5]

- vertikale Mobilität
- horizontale Mobilität

Unter vertikaler Mobilität wird jegliche Art von sozialer Bewegung (Auf- oder Abstieg) verstanden. Der zweite Begriff, auch als geographische oder physische Mobilität bekannt, bezeichnet die Bewegung zwischen unterschiedlichen Orten. Die horizontale Mobilität wird in weiterer Folge in Wandermobilität (z.B. Umzug) und in die zirkuläre Mobilität unterteilt. Nachfolgende Abbildung veranschaulicht die vereinfachte Einteilung des Mobilitätsbegriffes. [5]

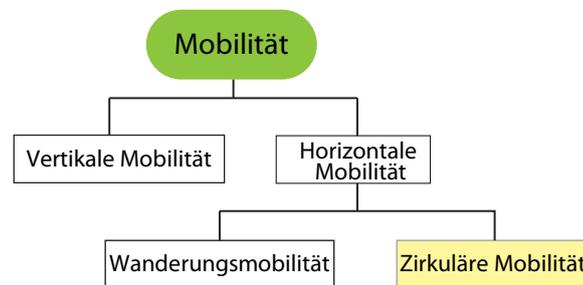


Abbildung 1.1.: Einteilung des Mobilitätsbegriffs, in Anlehnung an [5]

Die Definition der zirkulären Mobilität beschreibt die Bewegung zwischen zwei Orten, wobei meist eine tägliche Rückkehr an den Ausgangspunkt erfolgt. Somit umfasst sie beispielsweise den klassischen Berufspendler, den Einkaufsweg und vieles mehr. Liegt der Bewegungsradius im Stadtgebiet bzw. im urbanen Bereich, spricht man häufig von Mikromobilität. An dieser Stelle soll das entwickelte Fahrzeugkonzept eingreifen und zur verbesserten individuellen Fortbewegung beitragen. [5]

Aus den charakteristischen Daten des Berichtes „Verkehr in Zahlen“ vom Bundesministe-

rium für Verkehr, Innovation und Technologie Abteilung V/Infra 5 aus dem Jahr 2007 lassen sich Entwicklungstendenzen erkennen. Somit betrug die durchschnittliche Weglänge in Österreich im Jahr 1995 in etwa 9,5 km. Männer legten im Schnitt 12 km und Frauen 7,1 km zurück, wobei die einzelne Wegstrecke im Durchschnitt 3,7 mal an einem Werktag zurückgelegt wurde. Daraus ergibt sich eine gemittelte Tagesweglänge an einem Werktag von rund 30 km. Nachfolgendes Diagramm 1.2 veranschaulicht die zurückgelegten Distanzen in Abhängigkeit vom benutzten Verkehrsmittel (Modalsplit). Fußgänger legten beispielsweise eine gemittelte Wegstrecke von 0,9 km zurück. [11]

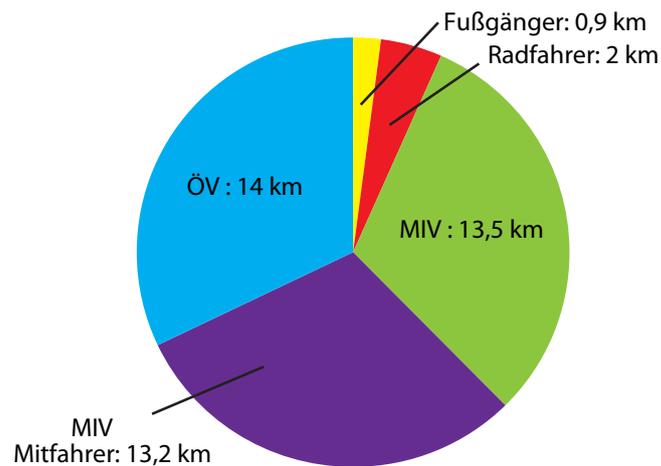


Abbildung 1.2.: Modalsplit der durchschnittlichen Wegstrecke, [11]

Die Abbildung 1.3 schlüsselt das benutzte Verkehrsmittel in Abhängigkeit vom Wegzweck auf. Berufspendler bedienen sich in erster Linie der Kategorie des motorisierten Individualverkehrs (MIV), an zweiter Stelle stehen die öffentlichen Verkehrsmittel (ÖV). Auffallend ist die Verteilung der benutzten Transportmittel im Bereich Freizeit und der privaten Erledigungen. In diesen beiden Kategorien werden öffentliche Verkehrsmittel kaum genutzt, sondern es gibt eine nahezu gleichmäßige Aufteilung auf die anderen vier Bereiche, wobei das zu Fuß gehen bei privaten Erledigungen, und im Freizeitbereich die MIV-Mitfahrer an erster Stelle stehen. [11]

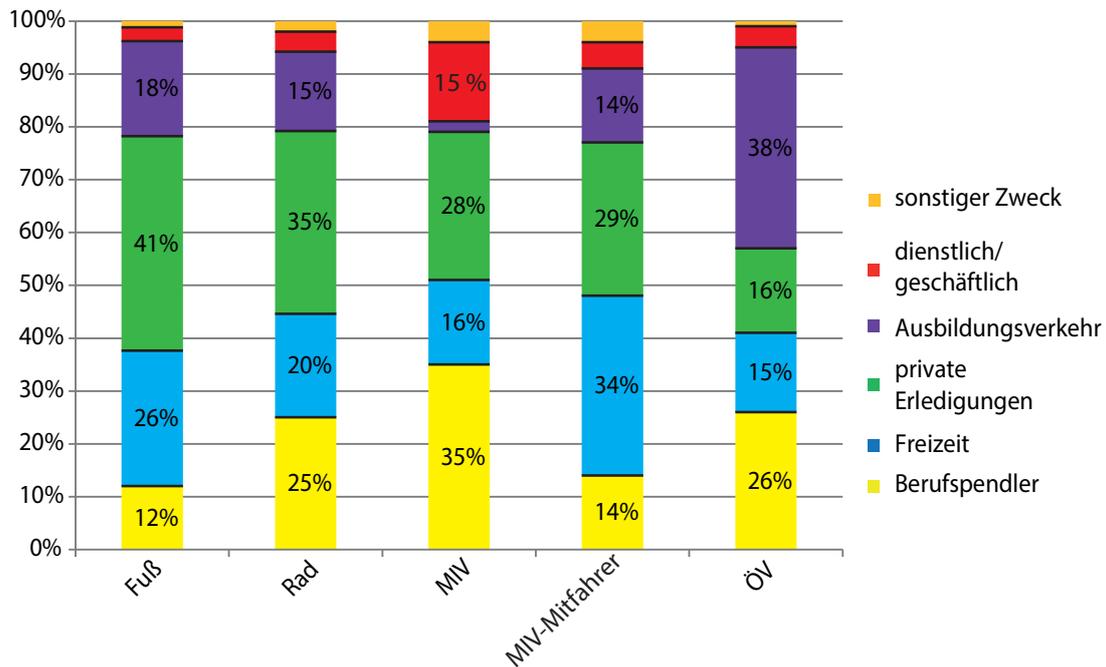


Abbildung 1.3.: Modalsplit nach Wegzweck, [11]

1.2. Energieentwicklung

Durch die steigenden Rohölkosten und das wachsende Bewusstsein für den Klimaschutz werden derzeit vermehrt neue Mobilitäts- und Antriebskonzepte, basierend auf erneuerbaren Energiequellen, erforscht und entwickelt. Grundsätzlich stehen einige Alternativen, wie beispielsweise erneuerbare Treibstoffe der zweiten Generation, Wasserstoff oder Brennstoffzellen, zur Verfügung, wobei derzeit der Trend in Richtung Elektromobilität deutlich zu erkennen ist. Angefangen bei Elektroautos, elektrifizierten Motorrädern, Elektrofahrrädern und Elektroscootern wurden schon einige interessante Alternativen zum klassischen Verbrennungsmotor verwirklicht.

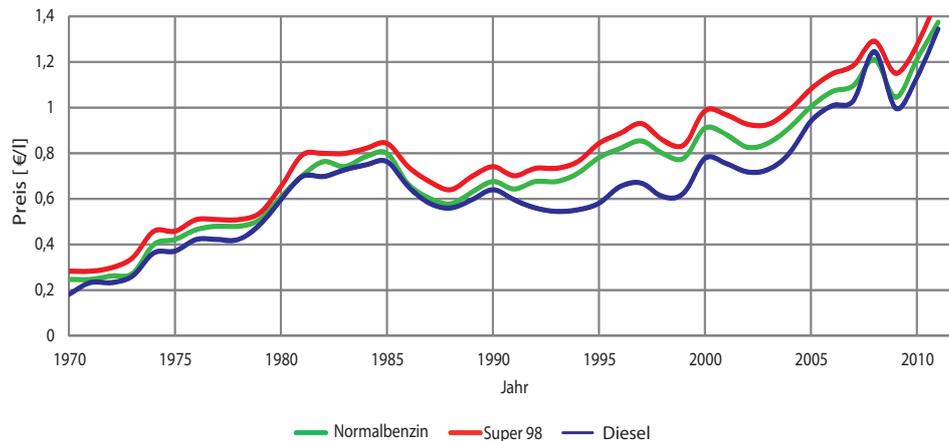


Abbildung 1.4.: Nominale Treibstoffpreisentwicklung, in Anlehnung an [11]

Abbildung 1.4 zeigt die nominale Treibstoffpreisentwicklung in Österreich von 1970 bis zum Jahr 2010. Auffallend ist der eklatante Preisunterschied zwischen Benzin und Diesel von 1990 bis 2000. Aus diesem Diagramm lässt sich des Weiteren eine Preissteigerung von rund 500% in den vergangenen 40 Jahren ablesen. Bezieht man die Lebenshaltungskosten einer vierköpfigen Familie in die Vergleichsstatistik mit ein, so ergibt sich eine deutlich moderatere, nahezu konstante Preisentwicklung. Dieser angesprochene Trend lässt sich in Abbildung 1.5 nachvollziehen.

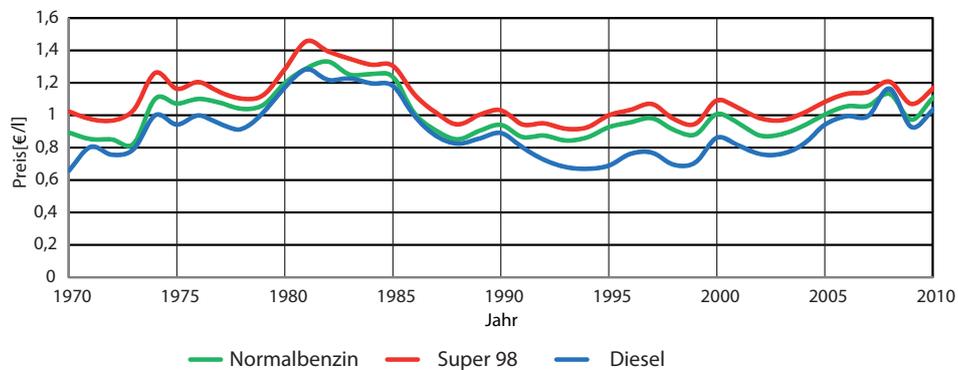


Abbildung 1.5.: Indizierte Kraftstoffpreise, in Anlehnung an [11]

Nichts desto trotz besteht eine große CO_2 -Problematik, sowie ein stark steigendes Verkehrsaufkommen im städtischen Bereich. Aus diesem Grund sind neue Konzepte sehr wichtig, um die CO_2 -Bilanz zu verbessern und die tägliche Benutzung des eigenen PKWs, durch die Verwendung von alternativen Transportmittel, zu verringern. An dieser Stelle setzt das im Zuge dieser Arbeit entwickelte Konzept an.

2. Marktanalyse

Die Marktanalyse gibt einen Überblick über die schwach motorisierten elektrischen Fahrzeugkonzepte für den innerstädtischen Individualverkehr. Sie zeigt das Potential dieses Zukunftsmarktes auf und gibt einen Einblick in die derzeitigen gesetzlichen Rahmenbedingungen. Statistik-Datenbanken geben derzeit meist nur eBike Zahlen wieder, weshalb sich der erste Teil der generellen Marktbetrachtung von Elektrofahrrädern widmet. Im anschließenden Abschnitt werden potentielle Konkurrenzprodukte des entwickelten Fahrzeugs (vgl. Kapitel 3) ausführlich beschrieben. Zu Beginn wird eine aktuelle, in der Automobilzeitschrift ATZ veröffentlichte Graphik der Robert Bosch GmbH in Abbildung 2.1 angeführt. Das Diagramm zeigt den stark wachsenden Markt der schwach motorisierten Elektrofahrzeuge. In dieser Studie werden sowohl eBikes, Pedelecs, eScooter als auch Scooter Style Elektric Bikes berücksichtigt und ein überdurchschnittliches Wachstum des Marktes von rund 100% bis 2018 prognostiziert. [4]

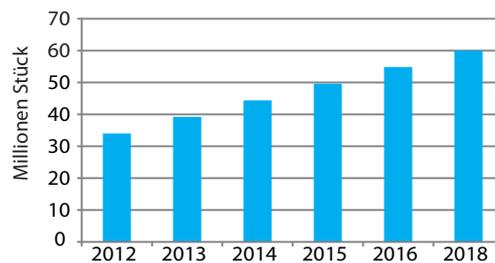


Abbildung 2.1.: Prognostizierter eScooter und eBike Markt, [4]

2.1. Elektrofahrräder

Der Markt der Elektrofahrräder ist in den letzten Jahren rasant gewachsen und hat sich in Europa laut Abbildung 2.2 von 2009 bis 2011 nahezu verdoppelt. Die Fahrradverkaufszahlen in Österreich wurden in dem Diagramm mit dem Faktor 10 multipliziert, um die Darstellung anschaulicher zu gestalten. Aus der Tabelle 2.1 gehen die E-Bike Verkaufszahlen einiger europäischer Länder hervor. Daraus lässt sich ablesen, dass sich der Bestand an Elektrofahrrädern in Österreich im betrachteten Zeitraum um das dreieinhalbfache erhöht hat.

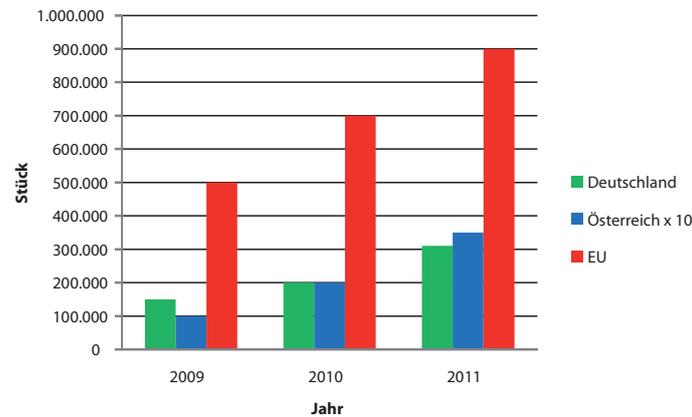


Abbildung 2.2.: Absatzzahlen von E-Bikes, [26], [11]

Auffallend an Tabelle 2.1 sind die im Vergleich zu den Einwohnerzahlen moderaten Absatzzahlen von Elektrofahrrädern in Frankreich und Italien.

Land/Region	Jahr			Einwohner
	2009	2010	2011	2012
	[Stück]	[Stück]	[Stück]	[Mio.]
Deutschland	150.000	200.000	310.000	81,8
Frankreich	23.700	40.000	40.000	63,6
Italien	30.000	50.000	50.000	60,9
Niederlande	154.000	166.000	178.000	16,7
Österreich	10.000	20.000	35.000	8,5
Schweiz	23.900	39.200	49.600	8,0
EU	500.000	700.000	900.000	503,7

Tabelle 2.1.: Absatzzahlen von E-Bikes in ausgewählten Ländern/Regionen, [26], [11]

Die EU-Richtlinie 2002/24/EG (Typgenehmigung für zweirädrige oder dreirädrige Kraftfahrzeuge), welche Elektrofahrräder von der Typenprüfung ausschließt, hat mit Sicherheit zum enormen Marktwachstum beigetragen.

„Fahrräder mit Trethilfe, die mit einem elektromotorischen Hilfsantrieb mit einer maximalen Nenndauerleistung von 0,25 kW ausgestattet sind, dessen Unterstützung sich mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit progressiv verringert und beim Erreichen einer Geschwindigkeit von 25 km/h oder früher,

wenn der Fahrer im Treten einhält, unterbrochen wird“¹

Die Tabelle 2.2 zeigt eine übersichtliche Auflistung der Zulassungsbestimmungen in unterschiedlichen Ländern, damit ein elektrisch angetriebenes Fahrzeug dem klassischen Fahrrad rechtlich gleichgestellt ist. Die Tabelle stellt keine lückenlose Auflistung dar, sondern soll die derzeitig teilweise sehr unterschiedliche Gesetzgebung vor Augen führen.

Land	maximale Leistung	maximale Geschwindigkeit	maximales Gewicht	Sonstige Beschränkungen
	[W]	[km/h]	[kg]	
Europa	250	25	30	Pedalsteuerung
England	200	25	40	Ein\Aus Schalter
Österreich	600	25	30	Ein\Aus Schalter
Kanada	500	32	nein	Ein\Aus Schalter
USA	750	32	nein	max 3 Räder
Taiwan	nein	30	40	Pedalsteuerung
Japan	nein	25	nein	Drehmomentsteuerung
China	240	20	nein	Pedale erforderlich

Tabelle 2.2.: Übersicht über die gesetzlichen Voraussetzungen zur Zulassung eines elektrisch betriebenen Fahrzeugs als Fahrrad, [30]

Die heutigen Antriebskonzepte von Elektrofahrrädern lassen sich in folgende vier Motoranordnungen einteilen, wobei auf eine detaillierte Betrachtung an dieser Stelle verzichtet wird.

- Nabenmotor im Hinterrad
- Nabenmotor im Vorderrad
- Tretlagerantrieb
- Mittelmotor

Der Antriebsmotor ist sowohl beim Tretlagerantrieb als auch bei der Ausführung mit Mittelmotor im Bereich der Tretkurbel angeordnet. Die Kraftübertragung erfolgt beim Mittelmotor über eine zusätzliche Kette und ein gesondertes Ritzel der Tretkurbel. Der Tretlagerantrieb ist durch die Integration des Tretlagers in die Getriebeeinheit des Motors gekennzeichnet. Nähere Informationen zu den Vor- und Nachteilen der unterschiedlichen Konzepte können im Buch mit dem Titel „E-Bike-Technik“ nachgelesen werden. [30]

¹RICHTLINIE 2002/24/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 18. März 2002; Kapitel 1,1,h

2.2. Elektroscooter

In diesem Teil der Arbeit wird auf zwei- und dreirädrige elektrisch angetriebene Scooter eingegangen. Es werden unterschiedliche Fahrzeuge hinsichtlich ihrer technischen Daten, Fahreigenschaften und Verarbeitung beurteilt.

2.2.1. Zweirädriger Scooter

Dieser Fahrzeugmarkt ist mit unterschiedlichen Fahrzeugen in verschiedensten Ausführungen recht gut befüllt. Die Fahrzeuge unterscheiden sich großteils hinsichtlich des Akkus (Blei, Li-Ion), der Motorisierung (BLDC, GM), der Funktionalität, der Baugröße und des Kaufpreises. Beispielhaft für diese Fahrzeugkategorie ist der EGRET One angeführt.

2.2.1.1. EGRET ONE

Gewicht	15 kg
	max. Zuladung 100 kg
Bremsen	vorne: ungebremst
	hinten: Trommelbremse
Motor	250 W
Frontreifen	Hartgummi 160x48 mm
Hinterreifen	Hartgummi 160x48 mm
Akku	36 V 8 Ah
	288 Wh Lithium-Eisen LiFEPO4
Ladegerät	-
Ladedauer	4,5 Stunden
Geschwindigkeit	20 km/h
Reichweite +/-	23 km
Preis	995,00 €

Tabelle 2.3.: Technische Daten des EGRET ONE, [6]

Dieser Scooter ist ein Benchmark-Fahrzeug für verschiedene Projekte am Institut für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Graz. Das Fahrzeug ist zu einem Marktpreis von 995,00 € erhältlich und wird von der Gesellschaft Walberg Projektmanagement GmbH mit Hauptsitz in Hamburg vertrieben. Der EGRET One besitzt derzeit noch keine

Straßenzulassung, was möglicherweise auf die Tatsache der nicht vorhandenen redundanten Bremsausführung zurückzuführen ist (FVO §1).

Nach den durchgeführten Fahruntersuchungen kann die durchaus saubere, sichere und ansprechende Konstruktion als positives Merkmal angeführt werden. Wie in Tabelle 2.3 ersichtlich, wird dieses Fahrzeug mit Hartgummireifen ausgeliefert, welche im direkten Vergleich mit Luftreifen eine geringere Längs- und Seitenführungskraft aufbauen. Die angebrachte Federung an der Vorderachse kann fahrbahnbedingte Stöße nur im geringen Maße mindern. Das Klappgelenk im vorderen Fahrzeugbereich ist durch eine nahezu spielfreie Arretierung der Lenksäule sehr positiv zu bewerten. Das schwergängige Lösen des Spannmechanismus beim Zusammenklappen des Fahrzeugs, besonders im Anschluss an eine sportliche Fahrt, stellt einen Nachteil dar. Das Klappmaß des Fahrzeuges ist mit 930 x 140 x 300 mm durchaus praktikabel, wobei die klappbaren Lenkergriffe in erwähnenswertem Ausmaß positiv dazu beitragen. Der ausgeführte Klappmechanismus der Griffe ist in horizontaler Richtung nicht spielfrei, was aber überraschender Weise im Fahrbetrieb nicht sonderlich negativ auffällt.



Abbildung 2.3.: EGRET One, [6]

In Abbildung 2.3 ist das Gesamtfahrzeug dargestellt. Der Radnabenmotor im Hinterrad wird mit einem sogenannten Fingergas gesteuert. Ein zusätzliches Anzeigeinstrument auf der rechten Seite gibt den aktuellen Ladezustand, die Fahrgeschwindigkeit und alle weiteren Funktionen eines handelsüblichen Fahrrad Computers wieder.

2.2.2. Dreirädrige elektrisch angetriebene Scooter

2.2.2.1. UCARVER

Der UCARVER ist ein dreirädriger elektrifizierter Scooter, welcher von der Firma FM-GH FINE MOBILITY GMBH, mit Sitz in Wien entwickelt, hergestellt und vertrieben wird. Das Fahrzeug soll bereits dieses Jahr in Österreich erhältlich sein und die Fahrradbestimmungen der StVO (Straßenverkehrsordnung) und der FVO (Fahrradverordnung) einhalten. Somit wird der Scooter aus rechtlicher Sicht wie ein Fahrrad behandelt. In Tabelle 2.4 sind die technischen Daten des Fahrzeugs zusammengefasst. Der Fahrzeughersteller stellte uns ein Prototypenfahrzeug für einige Wochen zur Verfügung. Somit lassen sich die folgenden, zumeist subjektiven Aussagen über dieses Fahrzeug tätigen. [29]

Das Daumengas lässt im Zusammenspiel mit der verbauten Motorsteuerung ein exaktes und intuitives Dosieren der Antriebsleistung zu. Am UCARVER ist nur ein einzelner Bremshebel auf der rechten Seite angebracht, welcher über zwei getrennte Bowdenzüge je eine Trommelbremse am vorderen und hinteren Rad betätigt. Die Bremskraftverteilung zwischen vorne und hinten kann über die Gewindestücke am Bremshebel eingestellt und variiert werden. Diese Konstruktion lässt ungünstige Eigenschaften auf das Fahrverhalten vermuten, jedoch wurde dies bei den durchgeführten Fahrtests nur teilweise bestätigt. Das zum Patent angemeldete Carving Gelenk im hinteren Bereich des Fahrzeug ermöglicht eine Seitenneigung des Fahrzeugs, welche zu einem sportlichen Fahrgefühl führt. Der Klappmechanismus der Lenksäule ist durch eine mit zwei Exzentern vorgespannte verschiebbare Hülse ausgeführt. Leider ist dieses Gelenk und die daran anschließende Teleskopstange nicht spielfrei ausgeführt, wodurch ein etwas unsicheres Fahrgefühl vermittelt wird. Das Fahrzeug ist in Abbildung 2.4 auf der linken Seite geklappt (830x425x370 mm) und auf der rechten Seite im Fahrbetrieb dargestellt.



Abbildung 2.4.: UCarver, [29]

Gewicht	10 kg
	Nutzlast 100 kg
Bremsen	vorne: Trommelbremse
	hinten: Trommelbremse
Motor	250 W
Frontreifen	7x2 Zoll
Hinterreifen	7x2 Zoll
Akku	24 V 10 Ah
	240 Wh Lithium-Polymer
Ladegerät	-
Ladedauer	5 Stunden
Geschwindigkeit	20 km/h
Reichweite +/-	25 km
Preis	-

Tabelle 2.4.: Technische Daten des UCarvers, [29]

2.2.2.2. Scuddy



Abbildung 2.5.: Scuddy, [25]

Die Idee für das vorgestellte Fahrzeug stammt von zwei ambitionierten Studenten, welche sich im Zuge ihrer Masterarbeit mit der Elektromobilität beschäftigten. Da der Scooter derzeit noch nicht am Markt erhältlich ist, konnten keine detaillierten Benchmark Untersuchungen durchgeführt werden. Der Scuddy soll in zwei verschiedenen Versionen erhältlich sein, wobei für die City-Version in Deutschland eine Mofa Prüfbescheinigung und für die Sport-Ausführung ein Führerschein der Klasse M vorgeschrieben ist. Der Scooter besitzt zwei Vorderräder und ein Hinterrad, welches durch einen Riementrieb mit dem bürstenlosem Gleichstrommotor (BLDC) verbunden ist. Die Produktvideos zeigen ein ansprechendes Fahrverhalten und einen gut funktionierenden Klappmechanismus. Über die umgesetzte Neigungskinetik kann keine Aussage getroffen werden. Dieses Fahrzeug ähnelt dem neu entwickelten Fahrzeugkonzept, welches im Kapitel 3 vorgestellt wird, hinsichtlich Aufbau, Funktionalität und Strategie am meisten. [25]

	City-Version	Sport-Version
Gewicht	27,5 kg	
	Nutzlast 100 kg	
Bremsen	vorne: hydr. Scheibenbremsen	
	hinten: Generatorbremse & Trommelbremse	
Motor	BLDC 1000 W	BLDC 1500 W
Frontreifen	12,5 Zoll	
Hinterreifen	10 Zoll	
Akku	51,2 V 10 Ah	
	512 Wh Lithium-Eisen LiFEPO4	
Ladegerät	-	-
Ladedauer	4 Stunden bzw. 1 Stunde, abhängig vom Ladegerät	
Geschwindigkeit	20 km/h	35 km/h
Reichweite +/-	max 40 km	max 40 km
Preis	2.999,00 €	3.499,00 €

Tabelle 2.5.: Technische Daten des Scuddy, [25]

2.2.2.3. Trikke uPT

Das Trikke uPT wurde von der G&F Handels GesmbH entwickelt und wird in Österreich von der Firma BEKO Engineering & Informatik AG vertrieben. Dieses Fahrzeug diente, aufgrund der einfachen und schnellen Verfügbarkeit als Basisfahrzeug für die produzierten Prototypen (siehe Kapitel 6 und 7). Die durchgeführten Testfahrten mit der 48 Volt Variante lassen folgende Aussagen zu.



Abbildung 2.6.: Trikke uPT, [28]

Grundsätzlich vermittelt das Fahrzeug sehr großen Fahrspaß und fällt somit in die Kategorie der Funsport-Geräte. Beim Anfahren findet eine mäßige Drehmomentübertragung auf den Fahrbahnbelag statt, da der Radnabenmotor im vorderen Rad verbaut wurde und sich der Gesamtschwerpunkt aufgrund des konstruktiven Fahrzeugaufbaus im hinteren Fahrzeugbereich befindet. Dies bedingt eine, nach statischen Betrachtungen, kleine Aufstandskraft am Vorderrad, welche mit einer kleinen übertragbaren Reibkraft einhergeht. Die Fahrzeugbremse ist mit zwei entkoppelten, mechanisch wirkende Scheibenbremsen, welche jeweils auf ein Hinterrad wirken, ausgeführt. Überraschenderweise verursacht dieses Bremssystem keine instabilen Fahrzustände. Durch das Gelenk im unteren Bereich der Lenksäule wird eine unabhängige Bewegung der beiden hinteren Aufstandspunkte ermöglicht, was ein dynamisches Fahrgefühl vermittelt. Einigen Testern war die Standbreite etwas zu groß, was in weiterer Folge als eine unangenehme Fahrposition empfunden wurde. Durch das händische Verschieben zweier Bolzen ist es möglich, die beiden Hinterräder nach oben zu klappen. Hierbei ist anzumerken, dass sich der Mechanismus nach einer sportlichen Fahrt nur schwer lösen lässt und das Packmaß (1400x670x350 mm) recht groß ausfällt. In nachstehender Tabelle 2.6 sind die technischen Daten des Fahrzeugs zusammengefasst und die Abbildung 2.6 zeigt den geklappten und fahrbereiten Betriebszustand des Trikke uPT.[28]

	Trikke uPT Pon-e 36V	Trikke uPT Pon-e 48V
Gewicht	18,1 kg	20,4 kg
Rahmen	6061 T6 Aluminium	
Bremsen	2 Disk Brakes 126 mm an den Hinterrädern	
Motor	BLDC 250 W	BLDC 350 W
Rädern	9,5 Zoll-Alu-Felge mit ABAC 5 abgedichteten Lagern	
Frontreifen	10 × 2,5 Zoll Schlauchreifen	
Hinterreifen	9,5 × 2,5 Zoll Heavy Duty Schlauchreifen	
Akku	36 V 9 Ah 324 Wh Li-Ion Panasonic	48 V 11,2 Ah 540 Wh Li-Ion Panasonic
Ladegerät	42.5 V 1.5 A	54.5 V 3.5 A
Ladezeit	5 Stunden	3 Stunden
Geschwindigkeit	Eco-modus 19 km/h Express 25 km/h drosselbar auf 6 km/h	
Reichweite +/-	Eco-Modus 32 km Express 19 km	Eco-Modus 45 km Express 26 km
Preis	1.835,00 €	2.265,00 €

Tabelle 2.6.: Technische Daten des Trikke uPT, [28]

2.2.2.4. kickTrike

Dieser Scooter wurde in Deutschland von der Firma Constin GmbH, welche auf die Konstruktion und Fertigung von Kunststoffgehäusen spezialisiert ist, entwickelt. Dieses Unternehmen bietet des Weiteren die Komplettentwicklung von Produktideen an. Der Arbeitsbereich inkludiert Designstudien, die Prototypenfertigung und letztlich auch die mechanische Entwicklung neuer Produkte. Auf der Homepage sind neben dem kickTrike auch ein sogenanntes motoTrike, bikeTrike und solarTrike in der Kategorie „eigene Projekte“ angeführt. Im Produktvideo wird vor allem die Transportmöglichkeit von Lasten, sowie die Verwendung des Fahrzeugs in Kombination mit öffentlichen Verkehrsmitteln angepriesen. Die maximale Zuladung wird mit 170 kg inklusive Last angegeben und ergibt somit zusammen mit dem Fahrzeuggewicht von zirka 40 kg ein Gesamtgewicht von 210 kg. Das Fahrzeug soll in drei unterschiedlichen Varianten, als Grundmodell, als Grundmodell mit Ladekoffer und als Lastenmodell erhältlich sein. Der Verkaufsstart und der Preis sind derzeit (Stand Mai 2013) auf der Homepage nicht angeführt, jedoch wird, laut Herstellerangaben, an dem Fahrzeug schon seit einiger Zeit intensiv gearbeitet, sodass mit einem baldigen Verkaufsbeginn gerechnet werden kann. [10]



Abbildung 2.7.: kickTrike, [10]

2.3. Zusammenfassung der Marktanalyse

Die Marktanalyse und die im Kapitel 1 angeführten Auswertungen verdeutlichen, dass die Mikro-Elektromobilität derzeit stark im Aufstreben ist und es bestehen durchaus gute Erfolgchancen in diesem Markt Fuß fassen zu können. Die vorgestellten Fahrzeuge, teilweise bereits am Markt erhältlich und teils im fortgeschrittenen Prototypenstadium, versuchen in diesen Zukunftsmarkt vorzudringen. Die Elektrofahrräder bedienen zum einen die Sparte der sportlich versierten Kunden zum Unterstützen bei anstrengenden Bergauffahrten und können zum anderen zur Verkehrsberuhigung beitragen. Die variierenden Marketingstrategien der vorgestellten Elektroscooter lassen, trotz ähnlichen Aufbaus, auf unterschiedliche Zielgruppen schließen. Das im nächsten Kapitel vorgestellte Fahrzeugkonzept soll alle Kundenanforderungen bestmöglich erreichen und vereinen und den innerstädtischen Individualverkehr nach Möglichkeit unterstützen.

3. Scooley

Dieses Kapitel zeigt das erarbeitete Fahrzeugkonzept, verdeutlicht die grundlegenden Anforderungen und gibt einen Überblick über die technischen Daten und Funktionen des entwickelten Fahrzeugs.

Der Wunsch, ein neuartiges elektrisch angetriebenes Fahrzeug auf den Markt zu bringen, stammt von der in Wien ansässigen Firma onoi KG [27]. Im Frühjahr 2012 wurde das Institut für Fahrzeugtechnik der technischen Universität Graz mit der Entwicklung des *Scooley* beauftragt. Die Fahrzeugentwicklung sollte aufgrund des innovativen Konzepts, des breiten Arbeitsgebietes und nicht zuletzt aus Kostengründen im Zuge einer Diplomarbeit verwirklicht werden. Im Vorfeld dieser Arbeit wurden einige konzeptionelle Studienarbeiten durchgeführt [23]. Die erarbeiteten Konzeptstudien haben bereits diverse Randbedingungen, wie beispielsweise den dreirädrigen Fahrzeugaufbau, vorgegeben. Das Fahrzeugdesign und Ergonomiestudien wurde von einem professionellen Industriedesigner geprägt und begleitet [20].

3.1. Das Konzept

Das neuartige Fahrzeugkonzept soll in den Nischenmarkt zwischen Fahrrad und Tretroller vordringen und die Vorteile beider Fortbewegungsmittel vereinen. Die Vorteile des Fahrrads gegenüber dem Tretroller liegen in der Fortbewegungsgeschwindigkeit und somit in der vernünftig bewältigbaren Wegstrecke, sowie in der variantenreichen, qualitativen und preislichen Vielfalt. Es gestaltet sich jedoch verhältnismäßig schwierig ein Rad mit öffentlichen Verkehrsmitteln von A nach B zu transportieren, um es dort wieder für Kurzstrecken verwenden zu können. Die Mitnahme eines Tretrollers in öffentlichen Verkehrsmitteln ist hingegen einfach und unkompliziert möglich, jedoch ist die Reichweite der komfortabel zurücklegbaren Wegstrecken im Fahrbetrieb recht eingeschränkt. In erster Linie soll der Scooley von Pendlern genutzt werden, um einerseits den Weg zwischen den Haltestellen möglichst bequem und schnell bewältigen zu können und andererseits die Mitnahme im öffentlichen Verkehrsmittel einfach zu gestalten. Dies erfordert unter anderem einen elektrischen Antrieb, eine kleine Spurbreite, ein kompaktes Klappmaß, einen mühelosen Klappmechanismus und vieles mehr. Im Laufe der Entwicklung ergaben sich immer neue Anforderungen, welche sich als essentiell erwiesen, um ein erfolgreiches Produkt umzusetzen.

Die dargestellte Abbildung 3.1 zeigt, das in CATIA V5R19 virtuell entwickelte Fahrzeug der ersten Prototypengeneration. Eine detaillierte Erklärung dieses Fahrzeugaufbaus kann dem Kapitel 6 entnommen werden.



Abbildung 3.1.: Der Scooley in urbaner Umgebung

3.2. Anforderungen an ein elektrisches Fahrzeug für den individuellen Stadtverkehr

Die folgende Auflistung stellt die Anforderungen an das Fahrzeugkonzept in übersichtlicher Weise dar, wobei die Reihenfolge der angeführten Punkte keine Rückschlüsse auf deren Priorität zulässt.

- *Fahrspaß*: Damit ein möglichst großer Kundenkreis angesprochen werden kann, muss das Fahrzeug durch ein gleichzeitig dynamisches und sicheres Fahrverhalten dem Fahrer maximalen Fahrspaß ermöglichen.
- *Kostenfaktor*: Wie bereits im Kapitel 2 angeführt, gibt es enorme Preisunterschiede zwischen den vorgestellten Fahrzeugen, wobei der obere Verkaufspreis im Bereich von rund 3500 € liegt. Themen wie Marketing und Preisgestaltung werden in dieser Arbeit nur tangiert, wobei das stetige Ziel die Herstellkosten, unter Beibehaltung

der Funktionalität und Qualität, zu senken, ebenso eine große Rolle spielt. Eine achtsam durchgeführte Konstruktion hinsichtlich des Herstellungsprozesses kann die Produktionskosten deutlich senken.

- *Gewicht*: Das Fahrzeuggewicht spielt bei diesem Konzept in vielerlei Hinsicht eine bedeutende Rolle. In erster Linie wird das Anheben, beispielsweise über eine Stufe, und das Ziehen des Fahrzeugs durch ein geringes Fahrzeuggewicht eklatant erleichtert. Ein geringes Gewicht hat natürlich auch einen positiven Einfluss auf das Beschleunigungs- und Bremsverhalten, sowie auf die Fahrwiderstandskräfte.
- *Sicherheit*: Der Sicherheitsaspekt spielt sowohl für den Kunden als auch für den Hersteller eine große Rolle und darf daher nicht vernachlässigt werden.
- *Design*: Die Designauffassung ist bekanntermaßen Geschmacksache und liegt im Auge des Betrachters, wobei sich einige Beispiele für ein allgemein gut gelungenes Designkonzept am Markt finden lassen.
- *Klappfunktion*: Der Transport in öffentlichen Verkehrsmitteln, im PKW oder das Fortbewegen in Fußgängerzonen muss durch einen einfach zu bedienenden, spielfreien und kostengünstigen Mechanismus ermöglicht werden.
- *Klappmaß*: Der verfügbare Stauraum am Arbeitsplatz, in der Wohnung oder im Kofferraum ist meist eingeschränkt, daher sollte ein möglichst geringes Klappmaß bereits in der Konzeptfindungsphase berücksichtigt werden.
- *Ergonomie*: Dieser Punkt betrifft mehrere Teilbereiche des Fahrzeugs und beinhaltet unter anderem die Bedienelemente am Fahrzeuglenker sowie weitere funktionelle Betätigungselemente, wie beispielsweise den Spannmechanismus. Weitere Ergonomieaspekte im Fahrbetrieb sind die Trittbrettlänge, die Trittbrettbreite, die Trittbretthöhe, die Lenkerposition in Bezug auf den Fußaufstandspunkt, die Sitzhöhe und die Lenkübersetzung. Der Fahrzeugtransport im zusammengeklappten Zustand und im Trolleymodus sollte so ergonomisch wie möglich ausgeführt sein.
- *Antrieb*: Der ausreichenden Dimensionierung des Elektromotors und des Akkus stehen unter anderem das Fahrzeuggewicht, der Kostenfaktor und der gesetzliche Spielraum gegenüber.

Die genannten Punkte zeigen die erforderlichen Kriterien eines erfolgreichen Fahrzeugkonzepts für den innerstädtischen Individualverkehr auf. Wie bei den meisten Produkten muss ein bestmöglicher Kompromiss zwischen den unterschiedlichen Anforderungen gefunden werden.

3.3. Technische und funktionelle Merkmale des Scooleys

Dem Fahrzeugbenutzer werden aus funktioneller Sicht drei grundlegende Betriebsmodi, der Fahrmodus, der Trolleymodus und der Abstellmodus zur Verfügung gestellt. An

dieser Stelle wird die prinzipielle Funktionsweise erklärt, die detaillierten Erklärungen und die konstruktive Umsetzung sind den Kapiteln 6 und 7 zu entnehmen.

3.3.1. Fahrmodus

Abbildung 3.1 auf Seite 18 zeigt den Fahrzeuggrundaufbau mit zwei Vorderrädern und einem Hinterrad. Durch ein Neigungsgelenk im vorderen Fahrzeugbereich wird ein dynamisches Fahrverhalten erreicht, welches einen maximalen Neigungswinkel von je 30° ermöglicht. Die Achsschenkellenkung mit Ackermanncharakteristik garantiert ein stabiles Fahrverhalten und führt zu einem minimalen Wendekreis des Scooleys. Der Radnabenmotor im Hinterrad stellt die nötige Antriebsleistung zur Verfügung und sorgt für ein automatisches Zusammenklappen des Fahrzeugs.

3.3.2. Trolleymodus



Abbildung 3.2.: Trollymodus

Hiermit wird der komfortable Fahrzeugtransport in Bahnhöfen, in Fußgängerzonen, auf Gehsteigen und weiteren denkbaren Orten, an denen das Fahren nicht möglich oder untersagt ist, realisiert. Die zentrische Positionierung des Hinterrades zwischen den Vorderrädern ermöglicht eine elektrische Unterstützung beim Ziehen, führt zu kompakten Abmessungen und beugt Verschmutzungen der Bekleidung vor. Das Einlenken der Räder und das Neigen der Lenksäule muss in dieser Konfiguration unterbunden werden, da der Angriffspunkt der ziehenden Person am Fahrzeuglenker vorgesehen ist. Dadurch

ergibt sich ein kofferartiger Nachziehcharakter des Fahrzeugs. Der horizontale Abstand des Fahrzeugschwerpunktes zum Radaufstandspunkt steht im proportionalen Verhältnis mit der nötigen Haltekraft am Lenker und sollte daher möglichst klein ausgeführt sein.

3.3.3. Abstellmodus

In dieser Betriebsart fungiert der hintere Kotflügel als Ständer und der Lenker wird in die niedrigste Position gestellt. Dadurch reduziert sich die maximale Fahrzeughöhe auf 70 Zentimeter. Die Fahrzeugbreite ist im unteren Bereich durch eine Spurbreite von 450 mm definiert und wird durch klappbare Lenkergriffe an keiner Stelle überschritten. Damit betragen die Seitenlängen des umhüllenden Quaders des geklappten Fahrzeugs 675x475x345 mm.



Abbildung 3.3.: Abstellmodus

Die Abbildung 3.3 zeigt ein Rendering vom Konstruktionsmodell des ersten Prototypen.

Zur Funktionalitäts- und Komfortsteigerung sind weitere Anbauteile wie eine Aktentaschenhalterung und ein Sitzsystem vorgesehen. Das Sitzsystem ermöglicht die Fahrzeugzulassung in bestimmten Ländern.

3.3.4. Technisches Datenblatt des Scooleys

Dieses Kapitel wird mit einer übersichtlichen Tabelle der technischen Fahrzeugdaten und einer Abbildung des Gesamtfahrzeugs abgeschlossen.

	Scooley 36V	Scooley 48V
Gewicht	25 kg	27 kg
Bremsen	3 Disk Brakes 140 mm	
Motor	BLDC 250 W	BLDC 350 W
Frontreifen	10x2,5 Zoll Schlauchreifen	
Hinterreifen	10x2,5 Zoll Schlauchreifen	
Akku	36 V 9 Ah 324 Wh Li-Ion Panasonic	48 V 11,2 Ah 540 Wh Li-Ion Panasonic
Geschwindigkeit	25 km/h	
Reichweite+/-	23 km	38 km
Zubehör	Taschenhalterung, Sitzsystem	
Abmessungen	geklappt: 380x475x695 mm (LxBxH)	
	Fahrbetrieb: 1150x580x1200 mm (LxBxH)	

Tabelle 3.1.: Technische Daten des Scooleys

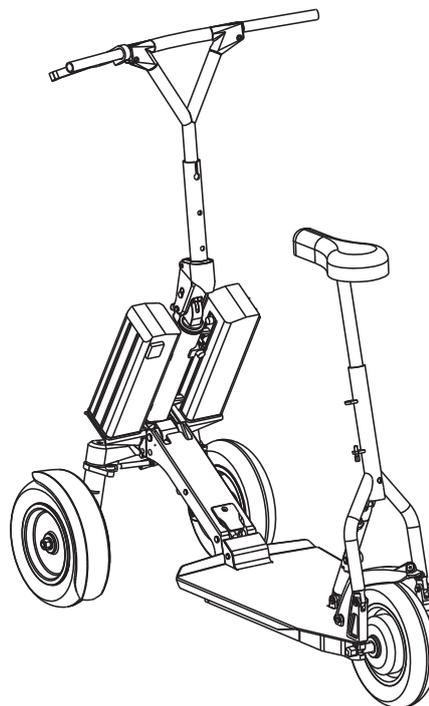


Abbildung 3.4.: 3D-Ansicht des Scooleys

4. Auswahl der erforderlichen Grundkomponenten

In diesem Teil der Arbeit werden Grundkomponenten, welche zur Umsetzung der erforderlichen Fahrzeugeigenschaften notwendig sind, erklärt. Die Ausführungen dienen als Grundlage für den Entscheidungsprozess, welche Komponenten für das neue Fahrzeugkonzept am besten geeignet sind. Im ersten Abschnitt sind die unterschiedlichen Bauarten von Akkumulatoren mit ihren Vor- und Nachteilen aufgelistet. Im weiteren Verlauf werden die Grundlagen von elektrischen Maschinen, deren Kennlinien und Eigenschaften diskutiert. Dem Kontakt zwischen Fahrzeug und Fahrbahn, welcher vom Reifen hergestellt wird, kommt die nötige Bedeutung durch die Betrachtung des theoretischen Hintergrundes zu. Dieses Kapitel wird mit einer Auswahl von Fahrzeugbremsen und Bauteilen zur drehbaren Lagerung abgeschlossen.

4.1. Akkumulatoren

Der Ursprung der Batterie liegt mit Alessandro Voltas Erfindung am Beginn des neunzehnten Jahrhunderts. Er entdeckte eine messbare Elektrizitätswirkung zwischen einem Kupfer- und einem Zinkplättchen, eingetaucht in eine Salzlösung. Nur wenig später wurde von Johann Wilhelm Ritter der erste Blei-Akkumulator verwirklicht, wobei die industrielle Fertigung erst knapp 80 Jahre später, im Jahr 1888, in Deutschland erfolgte. Akkumulatoren sind in der heutigen Gesellschaft nicht mehr wegzudenken und auch nur schwer zu ersetzen. Zur Steigerung der Leistung, der Energiedichte, zur Risikominimierung und zur weiteren Verbesserung der Akkumulatoren werden ständig neue Materialpaarungen erforscht und vermarktet.

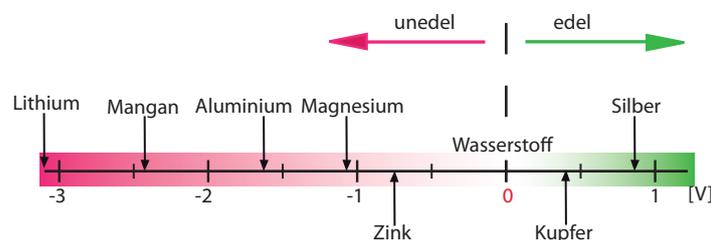


Abbildung 4.1.: Elektrochemische Spannungsreihe, in Anlehnung an [30]

In Abbildung 4.1 lässt sich das grundsätzliche Potential von unterschiedlichen Paarungen, meist werden edle mit unedleren Materialien gepaart, ablesen. Bei der Kombination von Kupfer und Zink ergibt sich beispielsweise eine Quellspannung von 1,1 V. Diese Spannung wird durch das Verketteten mehrerer Elemente auf den gewünschten Spannungswert gehoben. Im Sprachgebrauch wird oft von der Batterie als solche gesprochen, wobei diese Bezeichnung keinen Rückschluss zulässt, ob es sich um ein Primärelement oder ein Sekundärelement handelt. Erstes kann nicht wieder aufgeladen werden, da die negative Elektrode abgebaut wird. Bei Sekundärelementen hingegen ist der Entladeprozess umkehrbar, somit spricht von Akkumulatoren. [30]

Die Kapazität einer Batterie lässt sich mit der Gleichung 4.1 aus der Stromstärke I und der Zeit t berechnen. Eingesetzt in die Gleichung 4.2 ergibt sich durch Multiplikation mit der Nennspannung U der Energieinhalt der Batterie.

$$K = I \cdot t \quad [Ah] \quad (4.1)$$

$$W = U \cdot K = U \cdot I \cdot t \quad [Wh] \quad (4.2)$$

Abbildung 4.2 zeigt das sogenannte Ragone-Diagramm einiger bekannter Akkumulatoren. Auf der Abszisse ist die gravimetrische Energiedichte in Wh/kg und auf der Ordinate die Leistungsdichte in W/kg dargestellt. Auffallend ist die Tatsache, dass eine Steigerung der Leistungsdichte eine gleichzeitige Minderung der Energiedichte zur Folge hat. Die Leistungsdichte kann aus dem Produkt des maximalen Entladestroms und der vorliegenden Spannung berechnet werden.

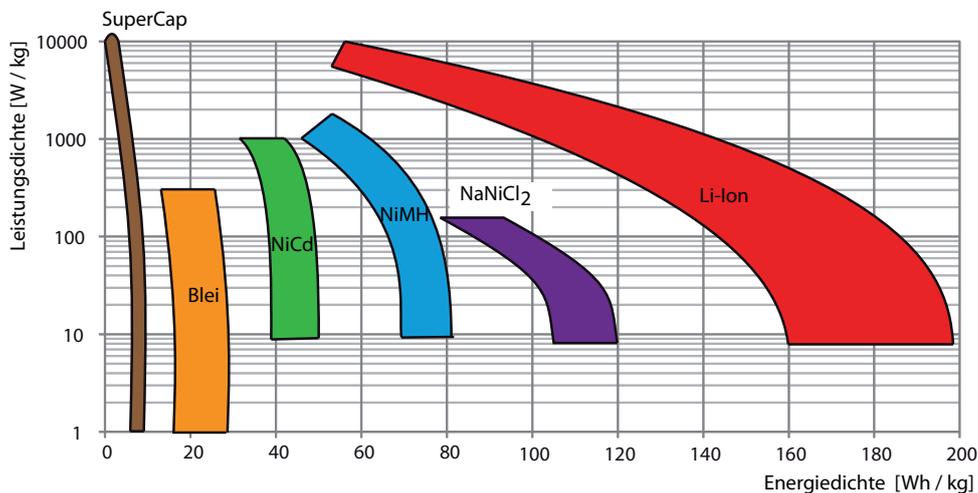


Abbildung 4.2.: Ragone-Diagramm, in Anlehnung an [22]

Der Trend der Akkuentwicklung sollte folglich auf den rechten oberen Bereich des Diagramms abzielen, um bei hohen Entladeströmen gleichzeitig den nötigen Energiebedarf bereitstellen zu können.

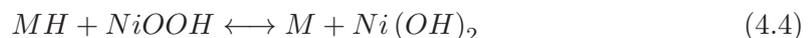
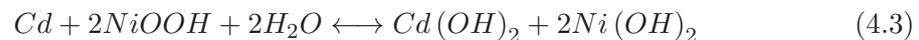
4.1.1. Blei-Akkumulatoren

Die ersten Akkumulatoren wurden mit zwei Bleiplatten in verdünnter Schwefelsäure ausgeführt. Die Energiedichte dieser Akkubauart liegt im Bereich von 20 Wh/kg und birgt wenig Risiken hinsichtlich der Brandgefahr. Das Auslaufen der Schwefelsäure kann durch die Verwendung eines Gels als Trägermaterial verhindert werden. Die Nennspannung einer Zelle liegt bei 2 Volt und es werden in Abhängigkeit von der Entladetiefe zwischen 100 bis 1500 Ladezyklen erreicht. Ab dieser Zyklenzahl stehen für den weiteren Betrieb nur noch 80% der ursprünglichen Kapazität zur Verfügung. Das Selbstentladen von Blei-Akkumulatoren bewegt sich in einem monatlichen Bereich von 10-15%, in starker Abhängigkeit von der Lagerungstemperatur und des Ausgangszustandes (SOC-Wertes, state of charge). Sehr problematisch ist die Tatsache, dass entladene Bleiakkus nach längerer Aufbewahrungszeit zersetzt werden. Die Vorteile des Akkutyps liegen in der kostengünstigen Herstellung und dem niedrigen Innenwiderstand. Daher eignen sich Bleiakkus gut für die Abdeckung kurzzeitiger Spitzenleistungen, wie beispielsweise beim Start eines Motors. [30]

4.1.2. Nickel-Akkumulatoren

Im folgenden Abschnitt werden Akkumulatoren auf Nickelbasis kurz vorgestellt. Der wesentliche Unterschied zum Bleiakku besteht in der Tatsache, dass sich der Elektrolyt im Betrieb nicht verändert. Die Entwicklung dieser Akkumulatoren geht auf den Beginn des zwanzigsten Jahrhunderts zurück, jedoch erforderte die stabile Umsetzung noch weitere Jahrzehnte an Entwicklungsarbeit. Zu den bekanntesten Vertretern gehören der Nickel-Cadmium Akku (NiCd) und der Nickel-Metallhydrid (NiMH) Akku.

Die Gesamtreaktionen lassen sich in der Gleichung 4.3 für den NiCd-Akku und in der Formel 4.4 für den NiMH-Akku nachvollziehen. [30] [22]



Die nominale Zellspannung der angegebenen Akkus liegt bei 1,2 V und die Energiedichte liegt im Bereich von 40 bis 80 Wh/kg (siehe Abbildung 4.2).

Cadmium Batterien weisen zwei gravierende Nachteile auf:

- Memory-Effekt
- Schwermetall

Zufolge einer EU-Richtlinie vom Dezember 2004 soll die technische Nutzung des giftigen Schwermetalls Cadmium auf ein Minimum reduziert werden. Der Memory Effekt bezeichnet das Phänomen, dass NiCd-Akkus bei wiederholter unvollständiger Entladung und Aufladung nur mehr einen Prozentanteil der Ausgangskapazität zur Verfügung stellen. Die Vorteile von Nickel-Cadmium-Akkus liegen in der einfachen Ladestrategie und der uneingeschränkten Funktionsfähigkeit bei tiefen Umgebungstemperaturen. [30]

Die Nickel-Metallhydrid-Zellen enthalten keine giftigen Inhaltsstoffe, weisen keinen Memory-Effekt auf und stellen eine höhere spezifische Energiedichte bereit. Im Gegensatz dazu reagieren sie auf Tiefentladungen, Überladungen und Temperaturen unter 0°C extrem empfindlich.

Die vorgestellten Akkus auf Nickelbasis weisen einen sehr hohen Selbstentladungswert von rund 30% pro Monat auf. Im Vergleich dazu liegen Blei Akkus bei rund 10% und die im folgenden Kapitel diskutierten Lithium-Ionen Batterien haben Selbstentladungswerte von unter 2% pro Kalendermonat. Dies schränkt den Anwendungsbereich der Nickel Akkumulatoren etwas ein und hat zur Forcierung der Li-Ionen Technologie beigetragen. [30]

4.1.3. Lithium-Ionen-Akkumulatoren

Der Durchbruch auf diesem Forschungsgebiet gelang in den 1970iger Jahren durch die Entwicklung eines passenden Elektrodenmaterials, in dem die Lithium Ionen im Kristallgitter stabil eingelagert werden konnten. In Abbildung 4.3 ist der Aufbau des ersten serienreifen Lithium-Ionen Akkus der Firma Sony dargestellt. Hier wurde die positive Elektrode mit dem bis heute gängigen Oxidmaterial LiCoO_2 ausgeführt und Minusseitig dient Kohlenstoff in Form von Graphit zur Ioneneinlagerung. Der in grauer Farbe angedeutete Elektrolyt wird als wasserfreie lithiumleitende Flüssigkeit (z.B. LiPF_6) ausgeführt.

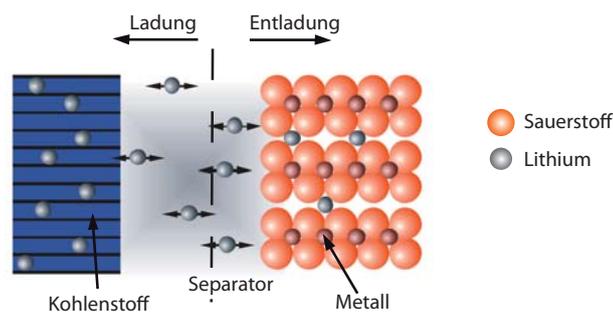


Abbildung 4.3.: Lithium Ionen, in Anlehnung an [22]

Der dargestellte membranartige Separator verhindert einen Kurzschluss und ermöglicht

gleichzeitig den Ionentransport zwischen dem Plus- und dem Minuspol. [30]

Die Batterieforschung macht in diesem Bereich rasante Fortschritte, welche durch eine Vielzahl kombinierbarer Anoden-, Kathoden- und Separator Materialien begünstigt wird. Die derzeit bekanntesten und teilweise verwendeten Materialpaarungen sind in der folgenden Auflistung angeführt.

- *Lithium-Polymer-Akku (Li-Po)*: Dieser Akku besitzt denselben Elektrodenaufbau wie der LiCoO₂ Akku. Durch ein auf Polymerbasis ausgeführtes gelartiges Elektrolytmaterial konnte die Sicherheit gesteigert werden. Die Zellspannung liegt bei 3,7 V und es werden rund 300 Ladezyklen garantiert. [30]
- *Lithium-Mangan-Akkus (Li-Mn)* weisen eine Nennspannung von 3,6 V auf und haben im Vergleich zu Li-Po Akkumulatoren eine geringe Energiedichte. Aufgrund der Lithium-Manganoxid-Kathode ist diese Bauart elektrochemisch stabiler als die Li-Po Akkus. Aus diesem Grund ist in der Regel weder eine Schutzschaltung noch ein zusätzliches Batterie Management System (BMS) erforderlich. Die Haltbarkeit wird mit 500 Zyklen oder mit einer Betriebsdauer von mehr als drei Jahre deklariert. [30]
- *Lithium-Titanat-Akku (Li-Titanat)*: Diese Bauart besticht durch eine Lithium-Titanat-Anode mit einer nominellen Zellspannung von 2,3 Volt. Die vergleichsweise niedrige Energiedichte von rund 80 Wh/kg wird durch eine extreme Lebensdauer von 15.000 Zyklen und ein minutenschnelles Laden kompensiert. [30]
- *Lithium-Eisen-Phosphat-Akku (LiFePo₄)*: Dieser Akku liegt hinsichtlich der Energiedichte und der garantierten Ladezyklen zwischen der Li-Mn und der Li-Titanat Bauart und hat eine Zellspannung von 3,3 V. Nachteilig ist eine überdurchschnittliche Selbstentladung von 5% pro Monat. [30]
- *Lithium-Luft-Akku (Li-Luft)*: Diese Ausführung befindet sich noch in der Testphase und ermöglicht prognostizierte Energiedichten von bis zu 1000 Wh/kg. Bei dieser Bauart entfällt das Kathodenmaterial an sich, welches durch die Umgebungsluft ersetzt wird. Als Anode kommt metallisches Lithium zum Einsatz und die Zellspannung liegt bei rund 3 V. [30]

4.2. Elektromotoren

Alle Elektromotoren beruhen auf dem grundlegenden Prinzip der Spannungsinduktion, wobei das Drehmoment mit Hilfe der Lorentzkraft gebildet wird. Das Induktionsgesetz lässt sich einerseits in die Ruheinduktion und andererseits in die sogenannte Bewegungsinduktion einteilen. Natürlich können auch beide gemeinsam in Erscheinung treten, wobei in diesem Fall die gesamte induzierte Spannung durch eine triviale Summenbildung der beiden Einzelwerte berechnet werden kann. Das allgemeine Induktionsgesetz ist in der Gleichung 4.5 angeführt. Die induzierte Spannung ist somit direkt proportional der

Wicklungsanzahl N und der zeitlichen Flussänderung. Die zeitliche Flussänderung, auf der rechten Seite dargestellt, kann entweder durch eine zeitlich veränderliche Flussdichte B (Ruheinduktion) oder aber durch eine veränderliche Fläche A entstehen. [19]

$$u_i = N \frac{d\Phi}{dt} = N \left(\underbrace{A \frac{dB}{dt}}_{\text{Ruheinduktion}} + \underbrace{B \frac{dA}{dt}}_{\text{Bewegungsinduktion}} \right) \quad [V] \quad (4.5)$$

Die magnetische Flussdichte B berechnet sich laut 4.6 aus der Permeabilität μ und der magnetischen Feldstärke H und besitzt die Einheit Tesla. [19]

$$B = \mu H \quad [T] \quad (4.6)$$

Die magnetische Feldstärke H lässt sich für kreisrunde Spulen mit der Gleichung 4.7 berechnen. Das Formelzeichen I steht für den Leiterstrom, N für die Wicklungsanzahl und l für die mittlere Länge der Feldlinie. [19]

$$H = \frac{IN}{l} \quad \left[\frac{A}{m} \right] \quad (4.7)$$

In Elektromotoren wird das magnetische Feld entweder durch Dauermagneten oder durch eigens angebrachte Erregerwicklungen erzeugt. Neben dem magnetischen Feld, wird zusätzlich ein elektrischer Leiter im System verbaut, welcher zur Entstehung der Lorenzkraft führt und somit das Drehmoment der Maschine bildet. Diese Kraft ergibt sich aus Beziehung 4.8 mit den Parametern I für den Strom, l für die Leiterlänge und B repräsentiert die magnetische Flussdichte. [19]

$$\vec{F} = I (\vec{l} \times \vec{B}) \quad [N] \quad (4.8)$$

Abbildung 4.4 verdeutlicht die wirkende Lorenzkraft auf einen stromdurchflossenen Leiter im Magnetfeld.

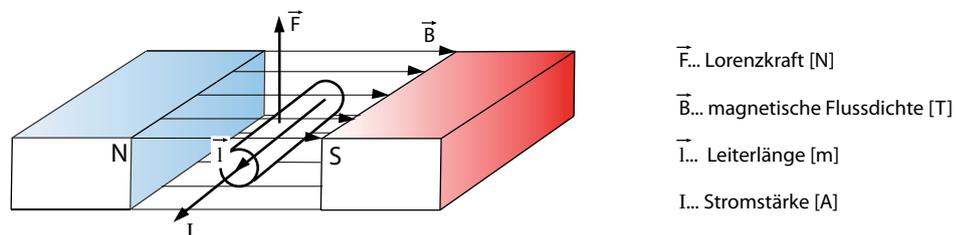


Abbildung 4.4.: Lorenzkraft, in Anlehnung an [19]

4.2.1. Gleichstrommaschine

Der Gleichstrommotor kann entweder als Permanentmotor, Nebenschlussmotor, Reihenschlussmotor, Doppelschlussmaschine oder als fremderregte Maschine ausgeführt sein. Die genannten unterschiedlichen Bauarten des Gleichstrommotors basieren auf differenzierten Prinzipien der Magnetfelderzeugung. Abbildung 4.5 zeigt das Schnittbild einer 4-poligen Gleichstrommaschine, mit der sich drehenden Ankerwicklung im inneren und der Polaufnahme im äußeren Stator. [19]

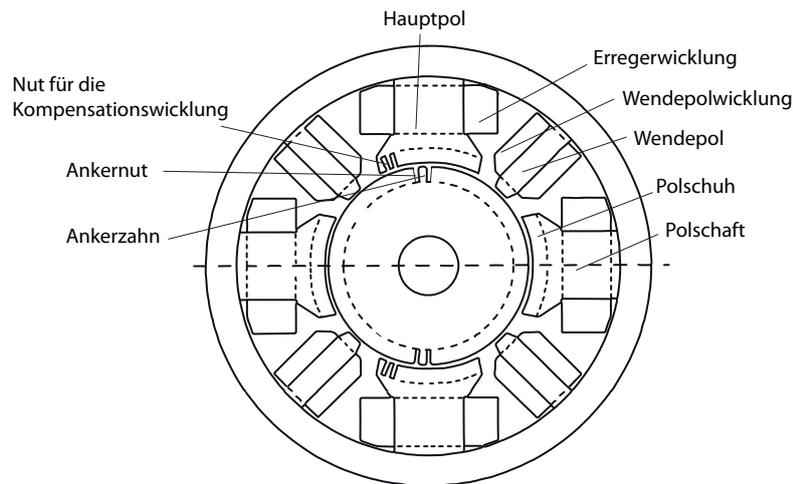


Abbildung 4.5.: 4-polige Gleichstrommaschine, in Anlehnung an [19]

Über die Erregerwicklung wird ein zeitlich konstantes Magnetfeld im Luftspalt erzeugt. Wird die Ankerwicklung von Strom durchflossen, folgt ein stromdurchflossener Leiter in einem Magnetfeld. Dies ergibt eine Kraft, die Lorenzkraft, welche wiederum ein Drehmoment laut Gleichung 4.9 bildet.

$$M = k_m \cdot \Phi \cdot I_A \quad [Nm] \quad (4.9)$$

Entsteht das Erregerfeld unter Verwendung eines Dauermagneten, spricht man von einem Permanentmotor. Wird die Erregerwicklung von einer externen Spannungsquelle versorgt, verwendet man den Begriff einer fremderregten Maschine. Beim Nebenschlussmotor wird, im Gegensatz zur Reihenschlussmaschine, die Erregerspule parallel in den Ankerstromkreis geschaltet. [19]

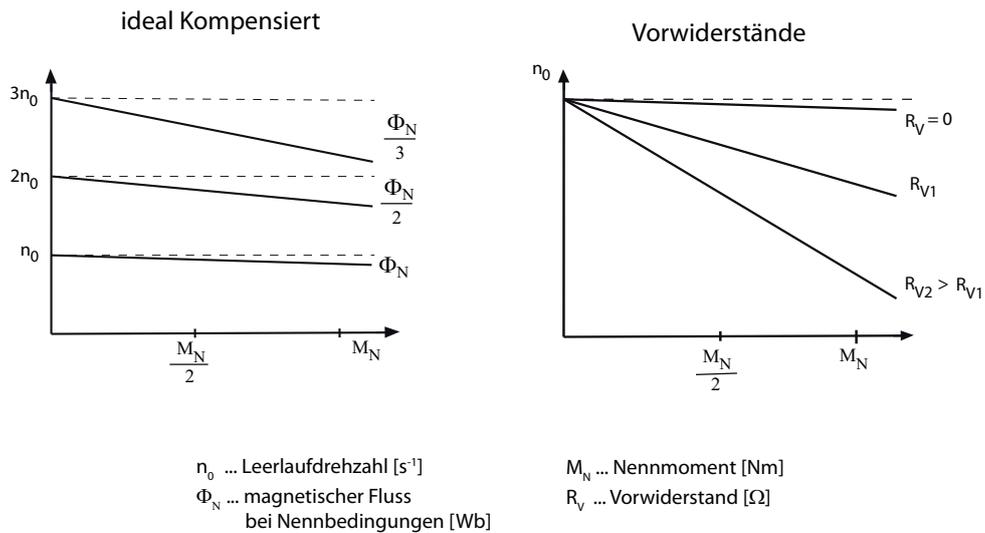


Abbildung 4.6.: Drehzahl-Drehmomentenkenlinie einer Nebenschlussmaschine, in Anlehnung an [19]

Abbildung 4.6 zeigt ein typisches Drehzahl-Drehmoment Kennfeld einer ideal kompensierten Nebenschlussmaschine in der linken Abbildung. Das bedeutet, dass die Feldveränderungen aufgrund der stromdurchflossenen Ankerwicklung vernachlässigt werden. Die Drehzahländerung erfolgt in dieser Abbildung durch ein Absenken des Erregerstroms. Dies führt natürlich in erster Konsequenz zur Verminderung des magnetischen Flusses. Das rechte Bild gibt qualitativ die Drehzahländerung durch veränderte Vorwiderstände im Ankerkreis wieder. [19]

Führt man die Erregerwicklung nicht im Ankerstromkreis, sondern in einem gesonderten Stromkreis aus, so liegt eine fremderregte Gleichstrommaschine vor. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, die Ankerspannung und die Erregerspannung getrennt voneinander anzusteuern. Somit lassen sich fremderregte Gleichstrommaschinen in den Betriebsbereichen, laut Abbildung 4.7, betreiben.

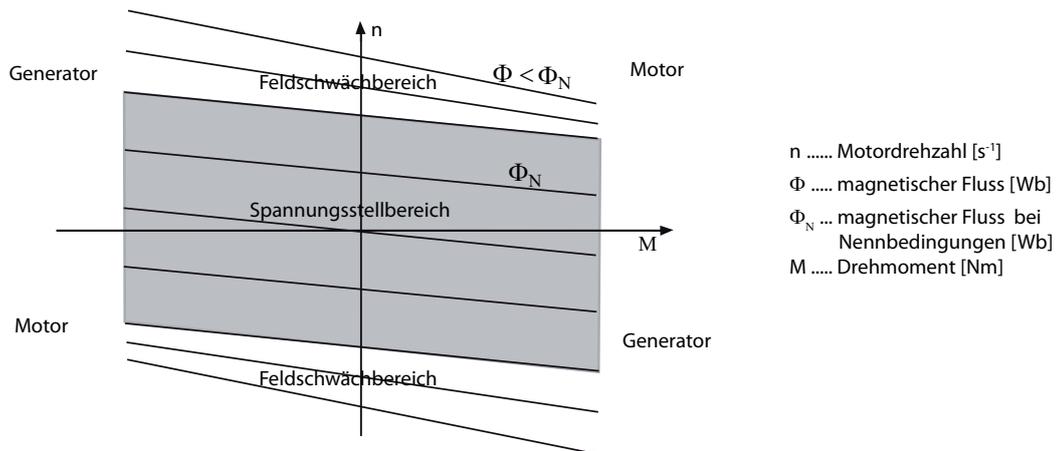


Abbildung 4.7.: Kennlinie eines fremderregten Gleichstrommotors, in Anlehnung an [19]

Die Vorteile der Gleichstrommaschine liegen in der einfachen Drehzahlregelung, welche durch den Erregerstrom I_E oder durch Vorwiderstände R_V umgesetzt werden kann. Nachteilig an diesem Motor ist der nicht verschleißfreie Betrieb, das Gewicht, die Kosten und der Wirkungsgrad. [13]

4.2.2. Asynchronmaschine

Asynchronmaschinen können als Gegenstrombremse, als Motor oder als Generator betrieben werden. Die Drehzahlregelung kann bei dieser Maschine durch veränderbare Widerstände, eine Veränderung der Speisespannung oder durch die Variation der Speisefrequenz erfolgen. In Abbildung 4.8 ist eine Asynchronmaschine als Schleifringläufer ausgeführt. Komplementär wird der sogenannte Käfig- oder Kurzschlussläufer eingesetzt. Die Ständerwicklungen U, V, W werden an ein Drehfeld angeschlossen, wodurch ein rotierendes Erregerdrehfeld im Ständer entsteht. Durch dieses Drehfeld wird in den Läuferwicklungen, nach dem Induktionsgesetz, eine Spannung induziert. Diese Spannung resultiert wiederum in einen Stromfluss und es entsteht eine Kraft, die Lorenzkraft, welche den Läufer dazu veranlasst dem Erregerdrehfeld nachzueilen.[19]

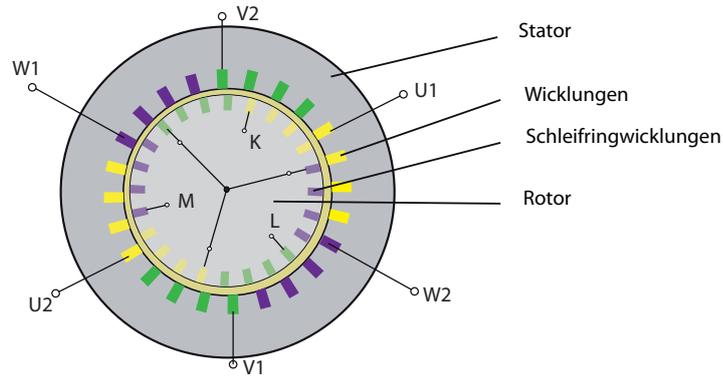


Abbildung 4.8.: Schleifringläufer-Asynchronmaschine, in Anlehnung an [13]

Die Umlaufgeschwindigkeit des Erregerfeldes im Ständer wird als synchrone Drehzahl bezeichnet und lässt sich mit der Gleichung 4.10 berechnen. In weiterer Folge kann der Schlupf laut Gleichung 4.11 definiert werden. Dieser gibt die Drehzahldifferenz zwischen dem Erregerdrehfeld und der Läuferdrehzahl an. [19]

$$n_{sy} = \frac{f}{p} = \frac{\text{Netzfrequenz}}{\text{Polpaarzahl}} \quad [s^{-1}] \quad (4.10)$$

$$s = \frac{n_{sy} - n}{n_{sy}} \quad (4.11)$$

Die in Abbildung 4.9 eingetragenen Abkürzungen stehen für das Anlaufmoment, das Nennmoment und das Kippmoment. Durch das Zuschalten mehrerer Widerstände in den Läuferkreis kann bei Schleifringläufermaschinen die Momentenkennlinie angehoben werden. [19] Asynchronmotoren weisen einen Wirkungsgrad von 70 - 80% bei Schlupfwerten von rund 7 % auf. Sie liegen damit hinter anderen Motoren, jedoch kann dieser Wirkungsgrad über den üblichen Betriebsbereich eines Elektrofahrrades konstant gehalten werden. Der Wirkungsgrad eines bürstenlosen Gleichstrommotors (BLDC) erreicht im optimalen Betriebspunkt höhere Wirkungsgrade, jedoch fällt dieser außerhalb dieses Punktes schnell ab. Die technische Weiterentwicklung der erforderlichen Frequenzsteller zur Drehzahlregelung führt zum vermehrten Einsatz des Asynchronmotors. [19] [30]

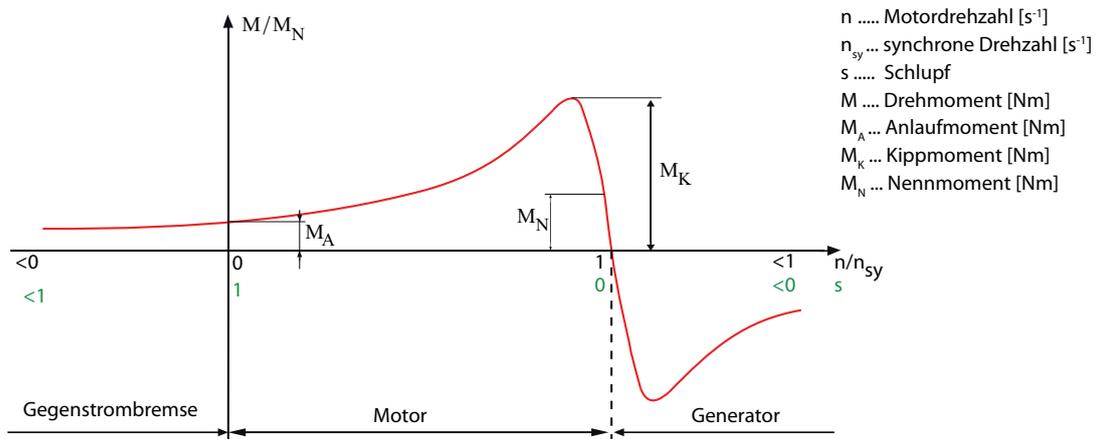


Abbildung 4.9.: Drehzahl-Drehmomentenkenmlinie einer Asynchronmaschine, in Anlehnung an [19][13]

4.2.3. Synchronmaschine

Die Synchronmaschine findet ihr Einsatzgebiet zum überwiegenden Teil als Drehstromgenerator im Kraftwerksbau. Die Rotordrehzahl lässt sich mit der Gleichung 4.12 aus der Netzfrequenz f und der Polpaarzahl p der Maschine ermitteln. Abhängig von der Position der Erregerwicklungen spricht man von Innenpol- oder Außenpolläufern, wobei der Läufer abermals als Vollpol oder Schenkelpol ausgeführt sein kann.

$$n = \frac{f}{p} \quad [s^{-1}] \quad (4.12)$$

In Abbildung 4.10 ist eine Synchronmaschine ohne Erregerwicklungen als permanenterregte Maschine abgebildet. Durch die Erregerwicklungen oder den Permanentmagneten wird im Läufer ein Magnetfeld erzeugt. Dreht sich dieses Magnetfeld, so wird in den Ständerwicklungen eine Spannung induziert, welche anschließend ins Netz gespeist werden kann. Für den Motorbetrieb wird in der Ständerwicklung, meist durch Wechselstrom, ein Drehfeld erzeugt. Der Läufer folgt dem erzeugten Drehfeld mit synchroner Drehzahl. Bei Belastung dreht sich das Polrad, um einen bestimmten Lastwinkel versetzt, zum Ständerdrehfeld. Das maximale Drehmoment liegt beim halben Polwinkel an. Dies ergibt beispielsweise einen Lastwinkel von 90° bei einer 2 poligen Maschine. [13][19]

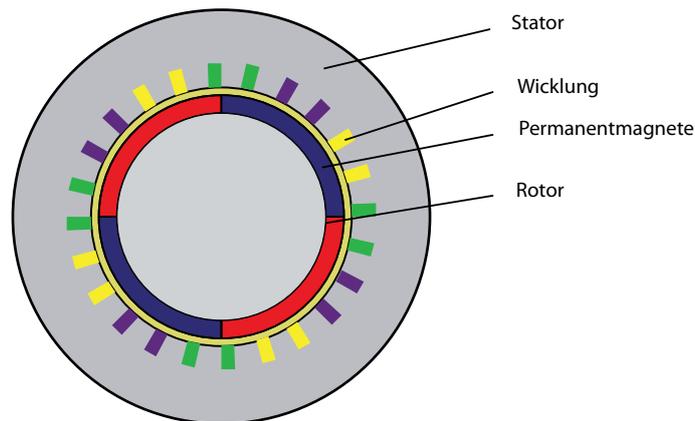


Abbildung 4.10.: Permanentenerregte Synchronmaschine, in Anlehnung an [13]

4.2.4. Bürstenloser Gleichstrommotor (BLDC)

Die im Zuge der vorliegenden Arbeit entwickelten Fahrzeuge wurden mit diesem Motortyp ausgestattet, welcher auch als selbstgeführte Synchronmaschine bezeichnet wird. Der mechanische Aufbau gleicht dem zuvor angeführten Aufbau der Synchronmaschine in Abbildung 4.10. Das Erregerdrehfeld im Ständer wird jedoch nicht aus einem Wechselfeld, sondern mit einem elektronischen Drehstromsteller aus der Gleichspannungsquelle erzeugt. In Abbildung 4.11 ist der prinzipielle Schaltplan eines Drehstromstellers mit 6 Leistungstransistoren T und 6 Freilaufdioden D dargestellt. [30]

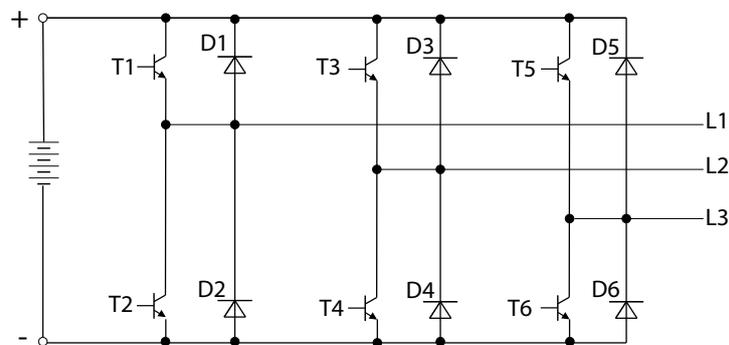


Abbildung 4.11.: Drehstromsteller eines BLDC Motors, in Anlehnung an [30]

Durch gezieltes zeitliches Ansteuern der Transistoren entsteht in den Statorwicklungen L1, L2, L3 ein resultierendes Drehfeld. Die phasenrichtige Ansteuerung der Wicklungen erfordert eine exakte Lagebestimmung des Rotors, welche meist über Hallensensoren ermittelt wird. Es besteht alternativ die Möglichkeit, die Winkellage des Läufers über die

induzierte Spannung zu messen, wobei dies erst ab einer bestimmten Drehzahl möglich ist. Das Anfahren würde sich somit unter Umständen schwierig gestalten.

4.3. Reifen

Die Hauptaufgabe der Bereifung besteht in der Kontaktherstellung zwischen Fahrbahn und Fahrzeug. Die entstehenden Kontaktkräfte sollen ein möglichst stabiles Fahrverhalten bei allen Straßen- und Witterungsbedingungen ermöglichen. Grundsätzlich wird zwischen zwei Reifenbauarten unterschieden, welche im nachfolgenden Bild 4.12 dargestellt werden.

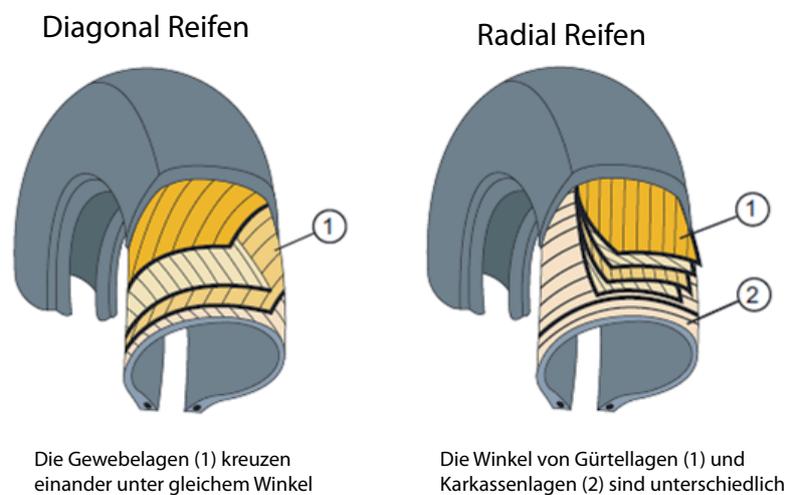


Abbildung 4.12.: Diagonal- und Radialreifen, [9]

Beim Diagonalreifen im linken Bild dargestellt, kreuzen sich die übereinanderliegenden Gewebelagen und bilden in Fahrtrichtung einen Winkel zwischen 26° und 45° . Der Radialreifen besteht aus einer Karkasse mit einer Faserrichtung von 90° zur Fahrtrichtung. Zwischen der Karkasse und der Lauffläche sind Gürtel einlagen unter einem Winkel von rund 20° eingebracht. Aufgrund der hohen Flankensteifigkeit werden Diagonalreifen hauptsächlich in der Landwirtschaft und bei Zweiradreifen eingesetzt. Im direkten Vergleich bietet der Radialreifen eine nahezu doppelte Laufleistung und einen höheren Kraftschlussbeiwert bei Nässe und Schnee. Die Lärmbelastung beim Abrollen des Radialreifens ist zudem geringer als beim Diagonalreifen. Aufgrund dieser Vorteile und des geringen Rollwiderstandes werden im LKW und PKW Bereich vor allem Radialreifen eingesetzt. [9]

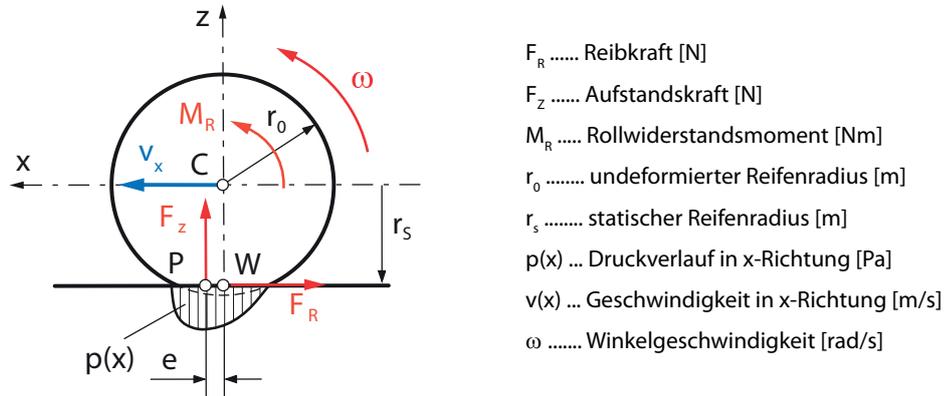


Abbildung 4.13.: Kräfte am rollenden Rad, [9]

Der Rollwiderstand ergibt sich hauptsächlich aufgrund der Verformungen im Reifenlatsch. Die Abbildung 4.13 zeigt den schematischen Druckverlauf im Latsch, welcher zu einer exzentrischen Aufstandskraft F_Z führt. Das Momentengleichgewicht um den Punkt C ergibt die Gleichung 4.13 und somit ergibt sich die Rollwiderstandskraft F_R .

$$F_R \cdot r_s = F_Z \cdot e \quad (4.13)$$

$$F_R = \frac{e}{r_s} \cdot F_Z = a_R \cdot F_Z \quad [N] \quad (4.14)$$

Der Rollwiderstandsbeiwert a_R in Gleichung 4.14 kann Tabellen entnommen werden und für Fahrzeuggeschwindigkeit bis rund 90 km/h als konstant angesetzt werden. [9]

Abbildung 4.14 zeigt die übertragbare Reifenlängskraft in Abhängigkeit vom Schlupf und der Aufstandskraft F_Z in Fahrzeugglängsrichtung. Der Schlupf ist durch die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Umfangsgeschwindigkeit des Rades definiert. Es wird zwischen Antriebsschlupf λ_a und Bremsschlupf λ_b unterschieden.

$$\lambda_a = \frac{\text{Umfangsgeschwindigkeit} - \text{Fahrgeschwindigkeit}}{\text{Umfangsgeschwindigkeit}} = \frac{v_u - v}{v_u} \cdot 100\% \quad (4.15)$$

$$\lambda_b = \frac{\text{Fahrgeschwindigkeit} - \text{Umfangsgeschwindigkeit}}{\text{Fahrgeschwindigkeit}} = \frac{v - v_u}{v} \cdot 100\% \quad (4.16)$$

Die übertragbaren Querkräfte sind in 4.15 für unterschiedliche Aufstandskräfte über dem Schräglaufwinkel α aufgetragen. Der Schräglaufwinkel definiert sich durch den Winkelversatz zwischen der Reifenmittelebene und dem Geschwindigkeitsvektor des Radmittelpunktes. [9]

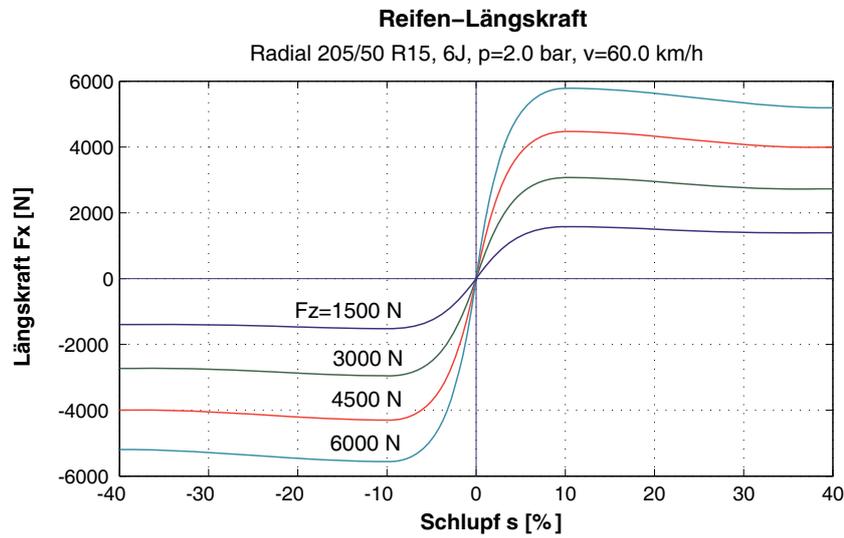


Abbildung 4.14.: Reifen-Längskraft, [9]

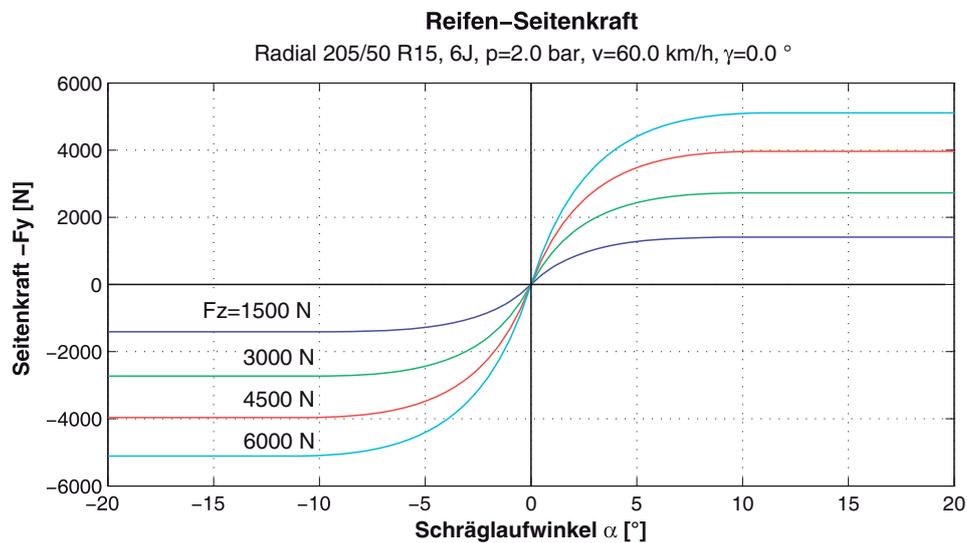


Abbildung 4.15.: Reifen-Querkraft, [9]

Der maximal erreichbare Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn ist von vielen Faktoren wie dem Reifendruck, der Reifenbauart und -dimension und natürlich auch vom Fahrbahnbelag selbst abhängig. In Abbildung 4.16 sind charakteristische Reibwerte, für unterschiedliche Fahrbahnbeläge, über dem Schlupfwert in Prozent aufgetragen.

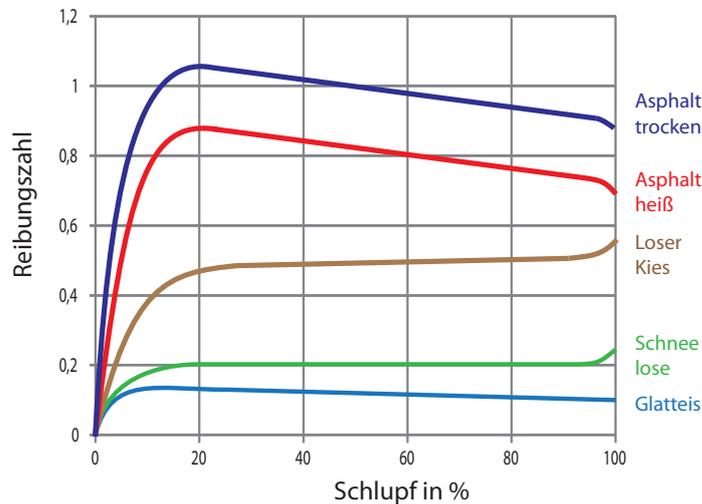


Abbildung 4.16.: Reibzahl-Schlupfcurve für verschiedene Fahrbahnbeläge, [30]

Der Reibwert spielt beim entwickelten Fahrzeug neben der im Fahrbetrieb zu übertragenden Seiten- und Längskräfte auch beim Klappvorgang und beim möglichen Kippen des Fahrzeugs eine bedeutende Rolle. Die ausführlichen Betrachtungen der kinematischen Zusammenhänge können dem Kapitel 5 entnommen werden.

4.4. Bremsen

Die Fahrzeugbremsanlage dient primär zur Fahrzeugverzögerung, wobei beim Scooley Konzept zusätzlich eine Feststellbremse erforderlich ist. Die Feststellbremse verhindert ein unkontrolliertes Rollen des Fahrzeugs, sowohl im fahrfertigen Zustand als auch in der zusammengeklappten Position. Um den Klappvorgang ergonomisch und komfortabel zu gestalten, wird ebenfalls die Feststellbremse zur Hilfe genommen. Laut der StVO §23 und der FVO §1 muss ein Fahrrad zwei voneinander unabhängige Bremsen aufweisen, welche eine Bremsverzögerung von 4 m/s^2 bei trockener Fahrbahn und bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 20 km/h ermöglichen.

4.4.1. Trommelbremse

Die Trommelbremse gilt als zuverlässige und relativ verschleißarme Bremsanlage und wird in etlichen Fahrzeugen eingesetzt. Im PKW-Sektor und im Hochpreissegment der Fahrradbranche setzt sich nun zunehmend die Scheibenbremse durch.

Abbildung 4.17 zeigt das Funktionsprinzip einer Trommelbremse. Die Bremsbacke wird in radialer Richtung gegen die umlaufende Trommel gedrückt und erzeugt über die entstehende Normalkraft und der unmittelbar resultierenden Reibkraft ein Bremsmoment.

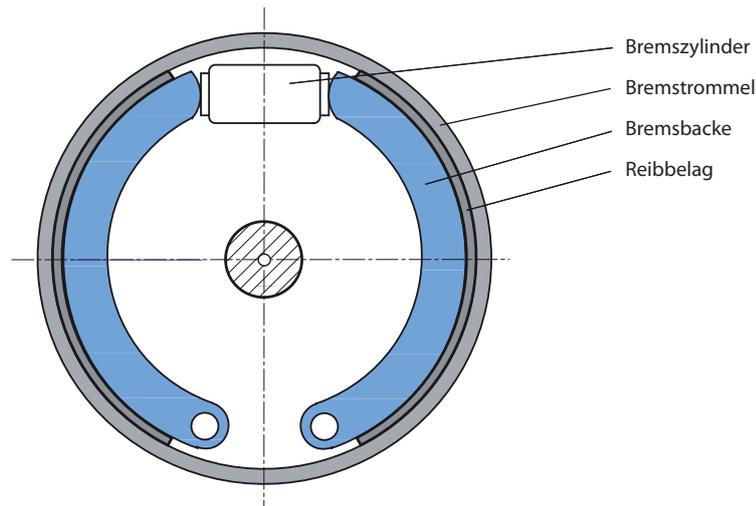


Abbildung 4.17.: Trommelbremse, , [9]

Die am stärksten wiegenden Vorteile der Trommelbremse liegen zum einen in der Einfachheit und der Unempfindlichkeit gegenüber äußeren Einflüssen und zum anderen in der kostengünstigen Herstellung. Ein weiterer positiver Aspekt ist die einfache Kombinierbarkeit von Feststellbremse und Verzögerungsbremse. Diesen Vorteilen steht der Nachteil der weit niedrigeren Bremswirkung im Vergleich zu Scheibenbremsen gegenüber. Im Fahrradbereich führen das verhältnismäßig hohe Gewicht und der Temperaturanstieg bei längeren Bergabfahrten, welcher zu Bremsleistungseinbußen führt, zum sporadischen Einsatz der Trommelbremse. [9]

4.4.2. Felgenbremse

Die Felgenbremse findet ihren Einsatzbereich nahezu ausschließlich im Fahrradsektor. Bei diesem Bremssystem wird die Laufradfelge durch zwei beidseitig angebrachte Bremsschuhe in axialer Richtung geklemmt und die Umfangsgeschwindigkeit des Rades verringert. Durch den relativ großen Wirkabstand-Radnabe zu Bremsschuh-ist für eine ausreichende Verzögerung nur eine moderate Klemmkraft erforderlich. Diese Kraft wird bei konventionellen Bremsen über einen händisch betätigten Bremshebel, den anschließenden

Bowdenzug und über die rahmenfesten Bremsarme bis hin zur Felge übertragen. Man unterscheidet Zangenbremsen, die mittels einer zentralen Schraube am Rahmen befestigt sind, und die Cantilever-Bremse. Letztere verfügt über zwei getrennte Bremsarme, welche über einen Seilzug miteinander verbunden sind. Die dreieckige Ausführung des Seilzugs ergibt ungünstige Kraftverhältnisse, welche durch die sogenannte V-Brake Bremse verbessert werden konnten. Dieser Sachverhalt wird in den Abbildungen 4.18 und 4.19 veranschaulicht. [8]

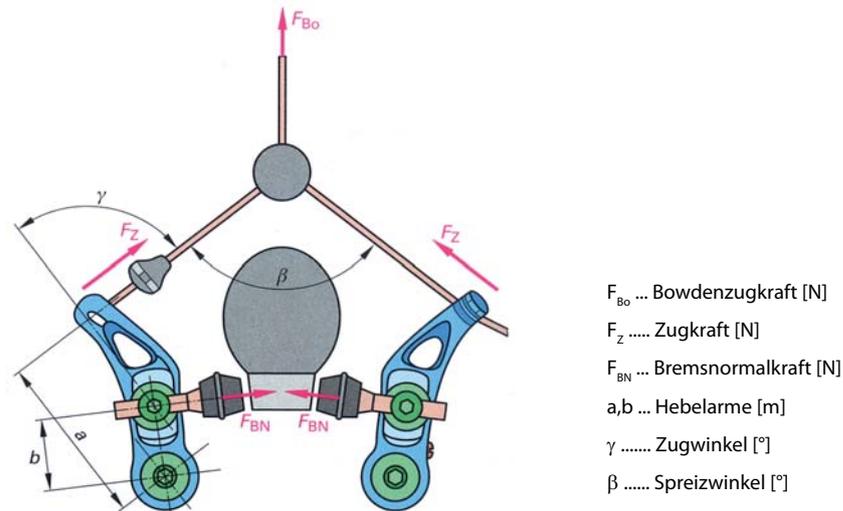


Abbildung 4.18.: Cantilever-Bremse, [8]

Mit der Gleichungsfolge 4.17 kann die wirkende Normalkraft auf die Felge, durch das Kräfte- und Momentengleichgewicht, berechnet werden.

$$F_Z = \frac{\frac{F_{Bo}}{2}}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} \quad (4.17)$$

$$F_Z \cdot a = F_{BN} \cdot b$$

Die erforderliche Muskelkraft am Bremshebel kann durch hydraulisch betätigte Felgenbremsen noch weiter verringert werden.

Die gravierendsten Nachteile der Felgenbremse sind:

- Felgenbeschädigung/-abnutzung
- Beschädigung des Mantels
- geringere Verzögerungswerte bei Nässe

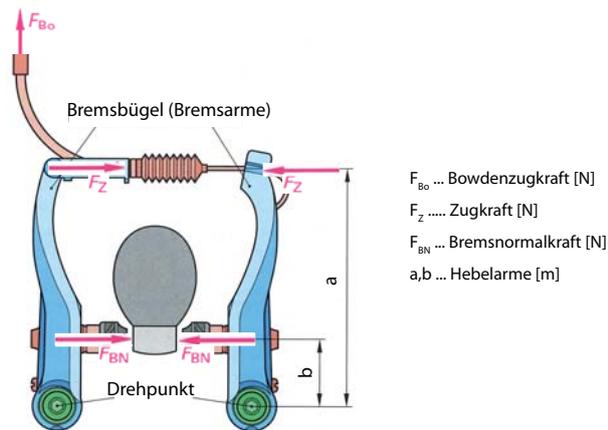


Abbildung 4.19.: V-Brake, [8]

4.4.3. Scheibenbremse

Die genannten Nachteile im vorherigen Abschnitt 4.4.2 können durch eine Scheibenbremse zum Großteil ausgeglichen werden. Die Scheibenbremsen arbeiten, je nach Preissegment, entweder über einen mechanischen Seilzug oder mittels eines Hydrauliksystems. Die Bremszangen werden in drei verschiedenen Ausführungen angeboten. Bei den kostengünstigsten mechanischen Systemen wird nur ein Bremsbelag verschoben und die Bremsscheibe wird im elastischen Bereich auf den zweiten Bremsbelag gedrückt. Des Weiteren sind schwimmend gelagerte Bremsättel am Markt erhältlich, bei denen keine Verformung der Bremsscheibe notwendig ist. Die dritte Bauweise beschränkt sich auf ein hydraulisch betätigtes System, welches die beiden Bremsbeläge über zwei Zylinder auf die Scheibe presst. In der Abbildung 4.20 ist ein mechanisches System einer Scheibenbremse für Fahrräder dargestellt.

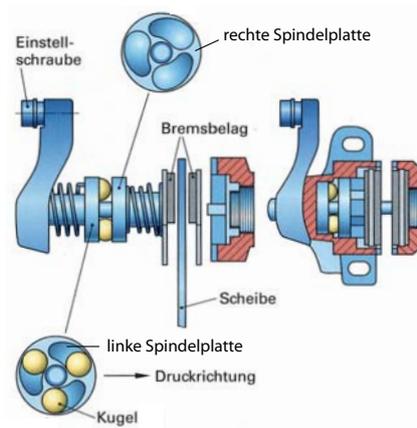


Abbildung 4.20.: Mechanisch wirkende Scheibenbremse, [8]

Die Abbildung 4.21 zeigt auf der linken Seite eine Festsattel Ausführung bei der beide Bremskolben mit dem Hydrauliköl beaufschlagt werden. Im Gegensatz dazu ist auf der rechten Seite eine sogenannte Schwimmsattel Konstruktion dargestellt.

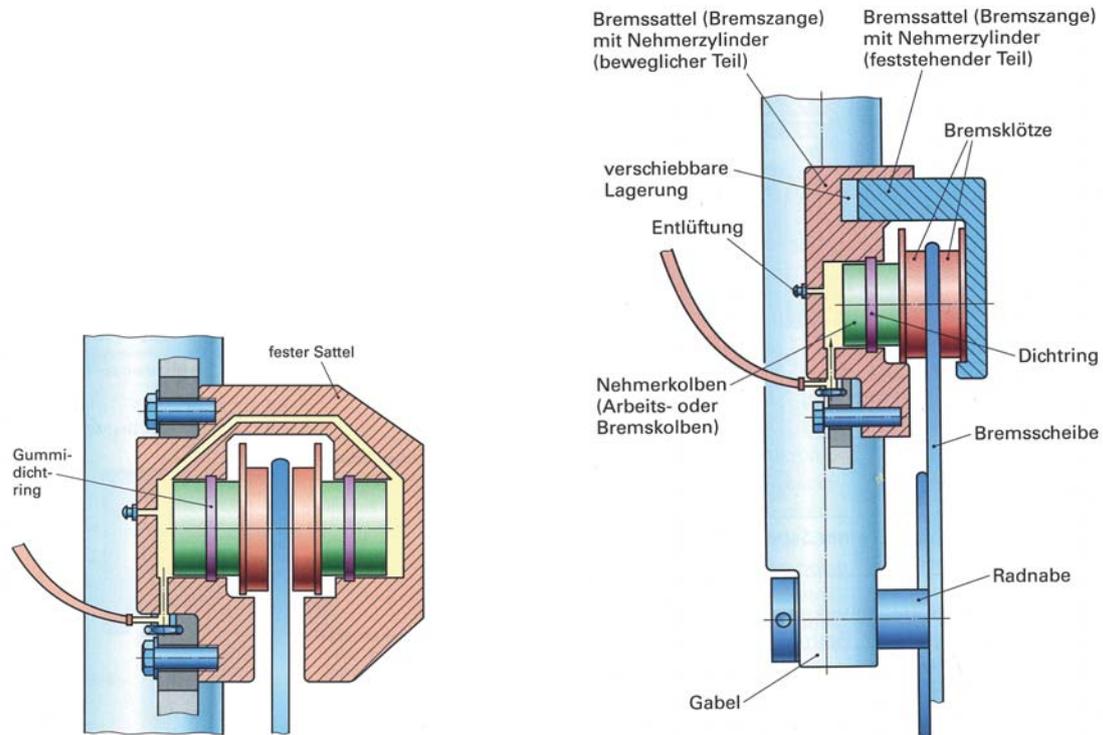


Abbildung 4.21.: Hydraulisch wirkende Scheibenbremse in Fest- und Schwimmsattel Ausführung, [8]

4.5. Weitere Grundkomponenten

4.5.1. Lenkkopflager

Das Lenkkopflager ermöglicht die spielfreie, drehbare Lagerung des Lenkrohrs. Die Abbildung 4.22 zeigt die drei unterschiedlichen Bauarten von Steuersätzen im Fahrradbau. Bei der AH-Serie ragt der eingepresste Lagerring über das Steuerrohr hinaus. Dies kann durch die Verwendung eines semi-integrated Bausatzes vermieden werden. Hier ergibt sich ein konstanter Außendurchmesser für den gesamten Lagerabstand. Hinsichtlich der erforderlichen Einbaupassungen im Steuerrohr bestehen zwischen den beiden genannten Lenkkopflagern keine Unterschiede. Die Ai-Serie wird ohne zusätzliche Einpressbuchse montiert und die Lagerschale stützt sich direkt an der inneren Rohrwand ab.

Aufgrund konstruktiver Begebenheiten und aus Kostengründen wurde für den ersten

Prototypen der Steuersatz des vorhandenen Trikke uPT (siehe Abschnitt 2.2.2.3) verwendet. Der zweite Prototyp wurde mit dem Acros Steuersatz AZ-44 ausgestattet. Diese Entscheidung lässt sich zum einen auf die geforderten Designaspekte und zum anderen auf den definierten Steuerrohrdurchmesser zurückführen.

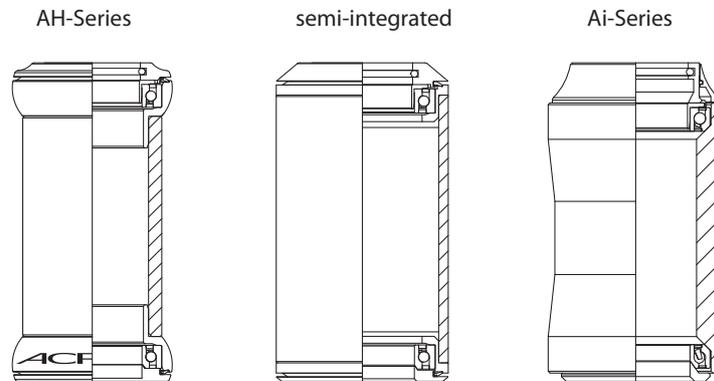
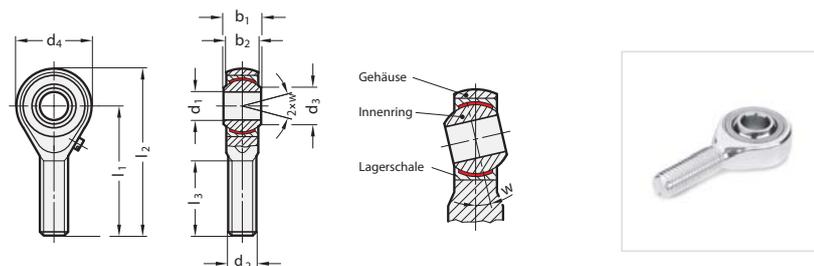


Abbildung 4.22.: Bauarten von Steuersätzen für Fahrräder, [2]

4.5.2. Gelenkköpfe

Die Gelenkköpfe dienen zur Kraftübertragung zwischen dem Lenkgestänge und den Achsschenkeln der Radaufhängung. Sie besitzen drei rotatorische Freiheitsgrade, wobei die Drehbewegung um zwei Drehachsen eingeschränkt ist. Handelsübliche Gelenkköpfe lassen, in Abhängigkeit von der Baugröße, eine Neigung um die angesprochenen Achsen von 10 bis zu 17° zu. Die verwendeten Gelenkköpfe nach DIN ISO 12240-4 mit einem Kerndurchmesser von 6 mm erlauben eine Kippbewegung von 13° und sind in Abbildung 4.23 dargestellt.



d_1 H7	d_2	Links-gewinde	b_1 -0,12	b_2	d_3	d_4	l_1	l_2	l_3	w Kipp-winkel
6	M 6	M 6L	9	6,75	8,9	20	36	46	22	13°

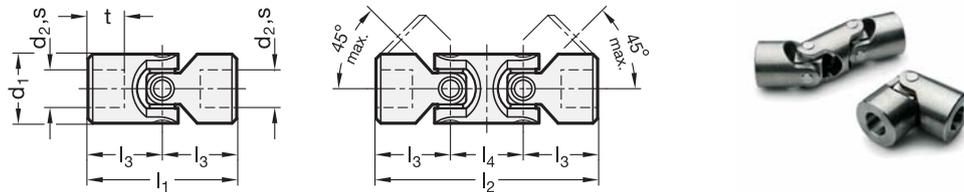
Abbildung 4.23.: Gelenkkopf nach DIN ISO 12240-4, [7]

4.5.3. Gleitlager

Gleitlager ermöglichen eine reibungsarme und kostengünstige Drehbewegung auf kleinem Bauraum. Diese Bauteile kommen bei der Radaufhängung und dem Neigungsgelenk zum Einsatz. Es gibt unterschiedlichste Gleitlagerbuchsen hinsichtlich Material, Kosten und Festigkeit. Die beim entwickelten Fahrzeug eingesetzten Gleitlager stammen von der Firma igus GmbH und sind Kunststoffbuchsen. Die Werkstoffdaten der verwendeten Gleitlagerbuchsen sind im Anhang aufgelistet. [12]

4.5.4. Kreuzgelenk

Das in Abbildung 4.24 dargestellte Kreuzgelenk nach DIN 808 findet beim zweiten Prototypen seinen Einsatz. Dieses Bauteil weist die nötigen Freiheitsgrade zur Umsetzung der geforderten Fahrwerkskinematik des zweiten Prototypen auf (vgl. Kapitel 7).



d_1	d_2 H7 Bohrung	s H10 Vierkant	l_1 Form EG	l_2 Form DG	l_3	l_4	t min.
22	10	V 10	48	74	24	26	12

Abbildung 4.24.: Kreuzgelenk nach DIN 808, [7]

5. Kinematische Betrachtungen

Die nächsten Seiten beschäftigen zu Beginn mit allgemeinen fahrzeugrelevanten kinematischen Zusammenhängen. Dies beinhaltet die Auslegung der erforderlichen bzw. gewünschten Antriebsleistung unter Berücksichtigung der auftretenden Fahrwiderstände. In weiterer Folge wird die nötige Bremsleistung unter Beachtung eines möglichen Fahrzeuggrippens definiert und erklärt.

Da es sich bei diesem Fahrzeug um einen etwas unüblichen dreirädrigen Fahrzeugaufbau handelt, sind zusätzliche Betrachtungen angeführt. Die möglichen Lenkmechanismen werden für diese spezielle Konstruktion ab Seite 51 diskutiert. Dieses Kapitel wird mit der Betrachtung des Kurvenverhaltens abgeschlossen und es wird gezeigt, wie sich das Fahrverhalten von zwei- und vierrädrigen Fahrzeugen teilweise in einem Dreirad kombinieren lässt.

5.1. Antriebs- und Bremsleistung

Die erforderliche Antriebsleistung kann durch Summenbildung der auftretenden Fahrwiderstände in verschiedenen Fahrzuständen berechnet werden. Die Fahrwiderstände setzen sich aus

- dem Luftwiderstand,

$$F_{Luft} \approx \frac{1}{2} \rho_L c_W A_F v^2 \quad [N] \quad (5.1)$$

- dem Rollwiderstand,

$$F_{Roll} \approx \underbrace{\frac{e}{r_s}}_{a_R} F_Z \quad [N] \quad (5.2)$$

- dem Steigungswiderstand,

$$F_{Steig} \approx m g \sin(\alpha) \quad [N] \quad (5.3)$$

- und dem Beschleunigungswiderstand

$$F_{besch} \approx m a \quad [N] \quad (5.4)$$

zusammen. [9]

Der **Luftwiderstand** steigt linear mit der Luftdichte, der projizierten Fläche in Bewegungsrichtung und mit dem Luftwiderstandsbeiwert. Der quadratische Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit, laut Gleichung 5.1 ist im Diagramm 5.2 graphisch dargestellt. Die vorherrschende Luftdichte kann mit dem idealen Gasgesetz

$$\rho = \frac{p M}{R T} \quad (5.5)$$

berechnet werden. Für die vereinfachte Berechnung des Luftwiderstandes wird von einer konstanten Luftdichte von $1,2 \text{ kg/m}^3$ ausgegangen. Die in der Gleichung 5.5 angeführten Einflussfaktoren werden somit nicht gesondert berücksichtigt. Eine exakte Berechnung der Luftdichte mit Berücksichtigung der Luftfeuchte, welche zu einer Änderung der Gaskonstanten führt, wurde für die Auslegung ebenso vernachlässigt. Der Luftwiderstandsbeiwert wurde mit 0,8 [30] definiert und die Anströmfläche mit $0,7 \text{ m}^2$ [30] abgeschätzt.

Der **Rollwiderstand** wird im Kapitel Reifen 4.3 auf Seite 35 ausführlich erklärt. Der Rollwiderstandskoeffizient a_R wird mit 0,015 [30] definiert und für den relativ kleinen Geschwindigkeitsbereich (bis 25 km/h) konstant angenommen. Die Aufstandskraft in vertikaler Richtung ergibt sich aus $F_Z = m \cdot g = 100 \cdot 9,81 = 981 \text{ N}$. Somit erhält man für das vorliegende Fahrzeug eine gesamte, konstant angenommene, maximale Rollwiderstandskraft von rund 15 N . [8]

Der **Steigungswiderstand** ergibt sich aus der Sinuskomponente der Gesamtmasse, wie in Abbildung 5.1 dargestellt. Die Straßensteigung bzw. das Gefälle wird meist in Prozent angegeben, wobei ein Winkel von 45° einer Steigung von 100% entspricht. [8] Die Umrechnung erfolgt über die Beziehung 5.6.

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\text{Steigung in \%}}{100}\right) \quad [^\circ] \quad (5.6)$$

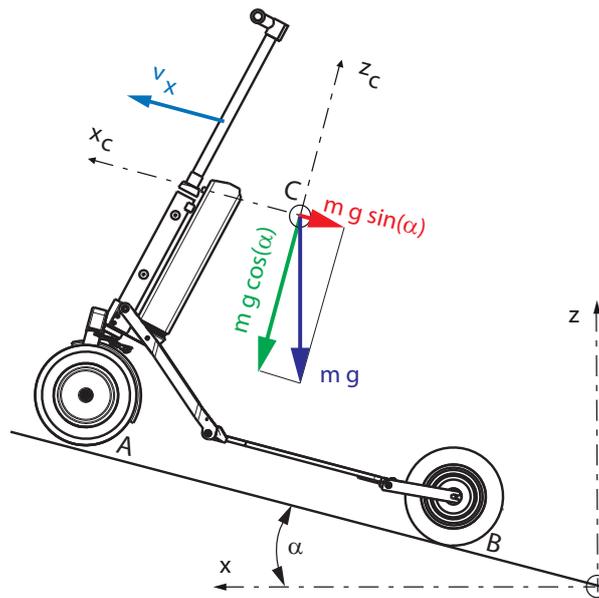


Abbildung 5.1.: Bestimmung des Steigungswiderstandes

Diagramm 5.2 zeigt die zuvor erläuterten Fahrwiderstandskräfte in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, wobei die Widerstände in kumulierter Form dargestellt sind. In diesem Diagramm wird auf die Darstellung des Beschleunigungswiderstandes verzichtet. Auffallend ist der große Anteil des Steigungswiderstandes, welcher in diesem Beispiel bei rund 75% liegt. Die Rollwiderstandskraft liegt im Bereich des maximalen Luftwiderstandes bei 25 *km/h*.

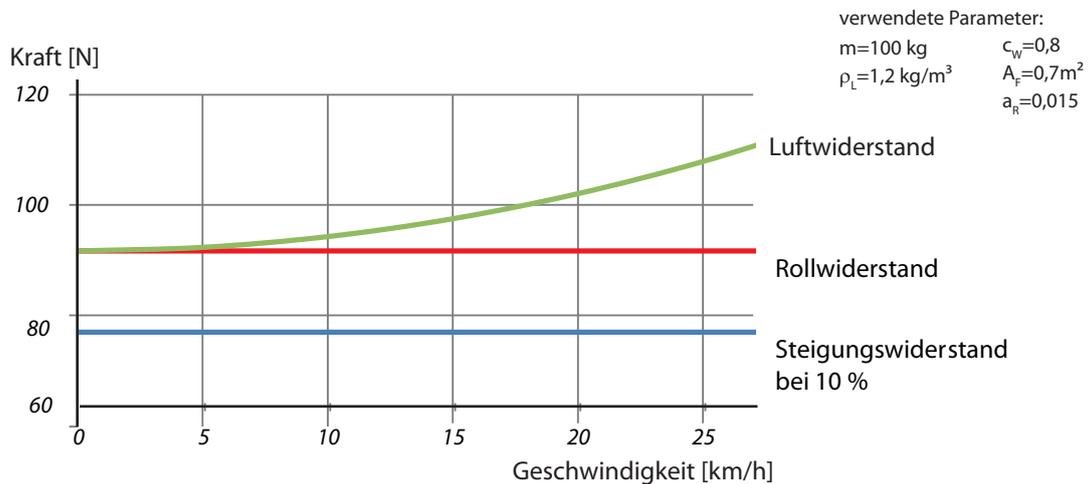


Abbildung 5.2.: Fahrwiderstandskräfte

Die Widerstandskräfte können trivial durch Multiplikation mit der Geschwindigkeit in eine entsprechende Fahrleistung umgerechnet werden.

$$P = \frac{\text{Arbeit}}{\text{Zeit}} = \frac{F \cdot s}{t} = F \cdot v \quad (5.7)$$

Das Diagramm 5.3 zeigt zwei unterschiedliche Fahrleistungskurven. Die untere entspricht der erforderlichen Leistung für eine ebene Fahrbahn und die obere stellt den Leistungsbedarf bei einer Steigung von 10% dar. Die drei farbigen Linien verdeutlichen eine Motorcharakteristik eines bürstenlosen Radnabenmotors mit einer Nennleistung von 250W [21]. Es sind der Wirkungsgrad, das Drehmoment und die Motorleistung dargestellt. Im Bereich von 11 km/h bis 25 km/h sind gemessene Kennwerte [21] aufgetragen, welche für den unteren Geschwindigkeitsbereich qualitativ extrapoliert wurden und daher strichliert veranschaulicht werden. Die Drehmomentkennlinie verläuft bei dieser Motorbauweise linear, wird aber häufig zur Akkuschonung in niedrigen Geschwindigkeitsbereichen konstant gehalten. Der Schnittpunkt zwischen der errechneten Fahrleistung und der zur Verfügung stehenden Motorleistung ergibt die theoretische maximale Fahrgeschwindigkeit. Somit lässt sich mit dieser Motorisierung und den getroffenen Randbedingungen eine Geschwindigkeit von rund 15 km/h bei einer Steigung von 10% erreichen.

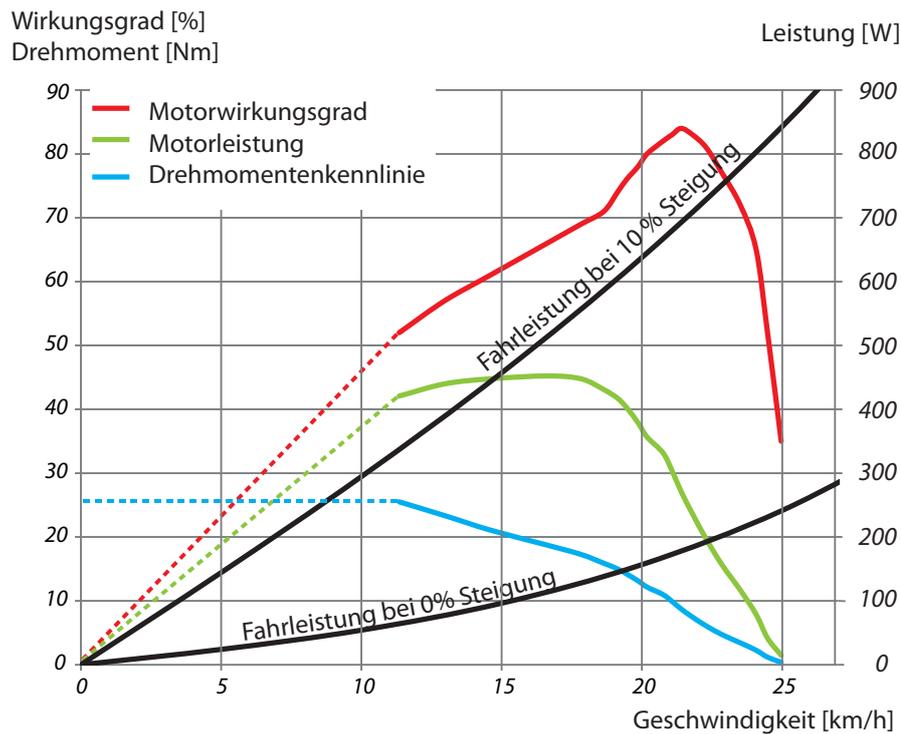


Abbildung 5.3.: Motorkennlinie mit Fahrleistungsbedarf

Der **Beschleunigungswiderstand** ergibt sich aus der Gesamtmasse und der Beschleunigung. Zur Berechnung der notwendigen Beschleunigungsleistung wird von einem gewünschten Beschleunigungsverlauf, welcher in Abbildung 5.4 dargestellt ist, ausgegangen. Dieser Verlauf lässt sich als eine zeitabhängige Gleichung 5.8 schreiben. In weiterer Folge kann mit dem bekannten Zusammenhang zwischen Beschleunigung und Geschwindigkeit die Geschwindigkeitsfunktion laut Gleichung 5.9 gebildet werden. In diesem Beispiel beträgt die Anfangsgeschwindigkeit 0 km/h . Mit der Beziehung aus Gleichung 5.7 kann somit die erforderliche Beschleunigungsleistung für diesen Fall nach Gleichung 5.10 berechnet werden.

$$a(t) = -\frac{2}{5} \cdot t + 2 \quad (5.8)$$

$$\begin{aligned} dv(t) &= a(t)dt \\ \int_{v_0}^v dv &= \int_0^t a(t)dt \\ v(t) &= -\frac{1}{5}t^2 + 2t \end{aligned} \quad (5.9)$$

$$P(t) = \underbrace{m \cdot a(t)}_{F_{\text{beschl}}} \cdot v(t) = m \cdot \frac{2t(t-10)(t-5)}{25} \quad (5.10)$$

Die berechneten Funktionen lassen sich im folgenden Diagramm 5.4 anschaulich darstellen. Für den anfangs definierten Beschleunigungsverlauf und eine Gesamtmasse von 100 kg ergibt sich eine theoretische Spitzenleistung von 384 W und eine Endgeschwindigkeit von 18 km/h .

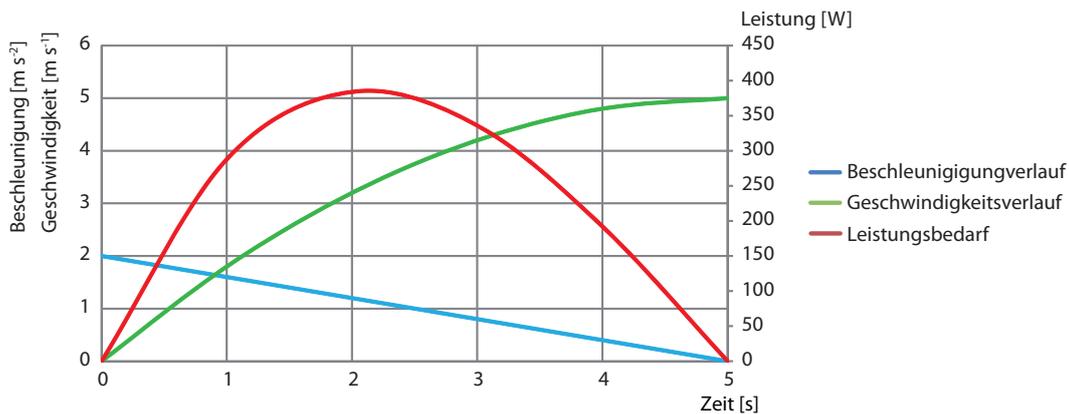


Abbildung 5.4.: Fallbeispiel für die nötige Beschleunigungsleistung

Bremsleistung und Kippbedingung

Die maximal erreichbare Bremsverzögerung ist entweder durch die Kippbedingung, durch die Reibkraft zwischen Rad und Fahrbahn oder durch die Leistung der Bremsanlage begrenzt. Die unterschiedlichen Bremsausführungen und die zugrundeliegenden Mechanismen sind im Kapitel 4.4 Bremsen genauer angeführt.

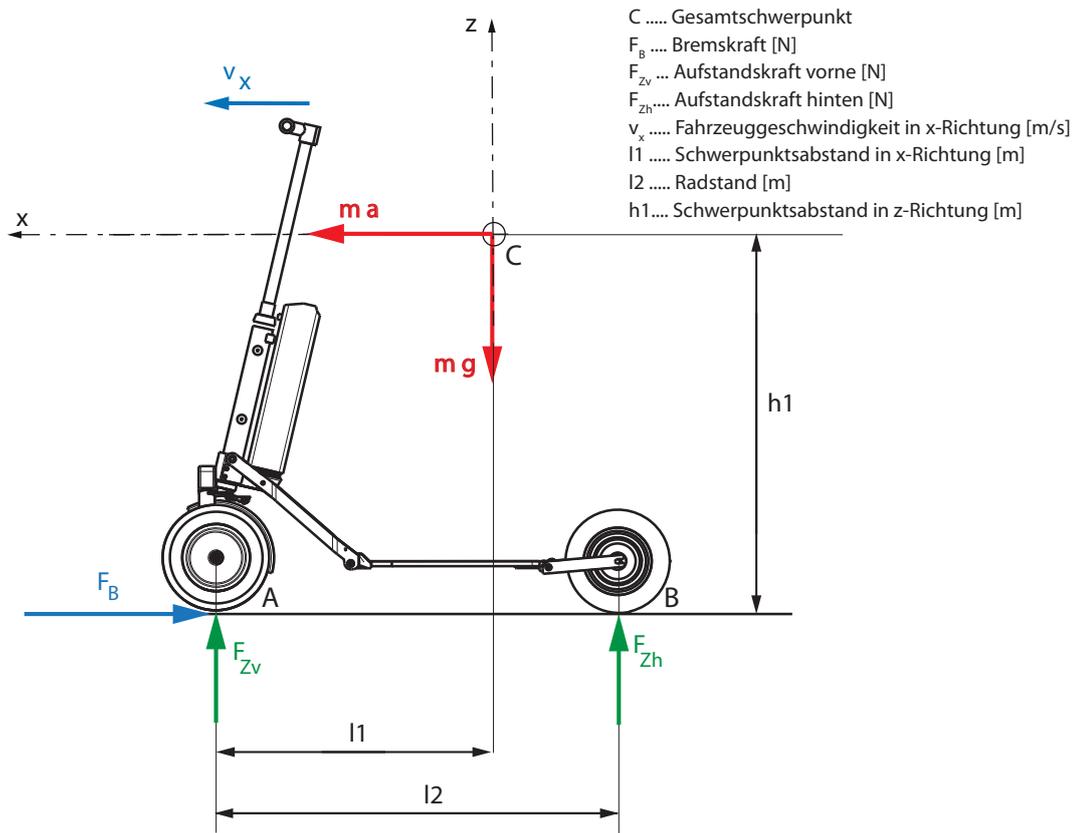


Abbildung 5.5.: Kräftesituation beim Bremsen

Der in Abbildung 5.5 dargestellte Fahrzeugaufbau beginnt über die Vorderachse zu kippen, wenn die hintere Aufstandskraft Null beträgt. Mit dem Momentengleichgewicht um den Aufstandspunkt A folgt durch Umformung die maximal mögliche Verzögerung a_{max} .

$$\begin{aligned}
 \sum M(A) = 0 &= m g l_1 - m a_{max} h_1 + \underbrace{F_{Zh}}_{=0} l_2 \\
 \Rightarrow a_{max} &= \frac{g l_1}{h_1} \quad [m/s^2]
 \end{aligned}
 \tag{5.11}$$

Beim entwickelten Fahrzeug ergibt dies eine maximale Verzögerung von rund 5 m/s^2 . Somit können die gesetzlich geforderten Verzögerungswerte von 4 m/s^2 grundsätzlich eingehalten werden. Um diesen kritischen Zustand zu erreichen, müsste eine Bremskraft F_{Bkipf} von 500 N aufgebracht werden. Aus dem Diagramm 4.16 auf Seite 38 kann man einen maximalen Reibwert zwischen Rad und Fahrbahn von rund eins auf trockenem Asphalt ablesen und dies ergibt eine maximale übertragbare Bremskraft F_{Bmax} laut Gleichung 5.12.

$$F_{Bmax} = \mu_{max} \cdot F_{Zvmax} = 1 \cdot 981 = 981 \text{ N} \quad (5.12)$$

Die maximal übertragbare Bremskraft F_{Bmax} übersteigt die mögliche Bremskraft F_{Bkipf} (bevor das Fahrzeug kippt). Zur Einhaltung der gesetzlichen Vorgaben, unter Vernachlässigung der Bremskraft am Hinterrad, muss an jedem der Vorderräder ein Bremsmoment von 24 Nm aufgebracht werden.

$$M_{Bmin} = \frac{F_{Bmin}}{2} \cdot r_{Rad} = 200 \cdot 0,12 = 24 \text{ Nm} \quad (5.13)$$

Verändert sich beispielsweise der Gesamtschwerpunkt C durch eine zusätzliche Beladung oder einen veränderten Aufstandspunkt des Fahrers, kann es zum Kippen des Fahrzeugs vor Erreichung der vorgeschriebenen Verzögerung kommen.

5.2. Betrachtung unterschiedlicher Lenkmechanismen

Dieser Abschnitt zeigt die grundsätzlich möglichen Fahrzeuglenkungen unter Berücksichtigung des dreirädrigen Fahrzeugaufbaus auf.

5.2.1. Schwenkachslenkung

Die Schwenkachs- oder Drehschemellenkung ist ein durchaus gängiger Lenkmechanismus, welcher seit Jahrzehnten zum Einsatz kommt. Die Vorderräder sind über eine Starrachse gekoppelt und werden mittels einer Drehverbindung mit dem Fahrzeugrahmen verbunden. Die Drehverbindung wird meist durch einen Bolzen realisiert und somit ergibt sich der erste Vorteil, die Einfachheit dieser Lenkausführung. Diese Lenkung verfügt außerdem über eine konstruktionsbedingte Ackermann-Charakteristik, welche im Abschnitt 5.2.4 erklärt wird. Bei dreirädrigen Fahrzeugen ergibt sich ein gravierendes Stabilitätsproblem, welches im Bild 5.6 veranschaulicht wird. Beim Einlenken der Vorderräder verkleinert sich die aufgespannte Dreiecksfläche, welche als Stabilitätsindikator gesehen werden kann. Die Aufstandspunkte der Vorderräder verschieben sich in gleicher Weise zur Fahrzeugmittellinie. Die Drehschemellenkung benötigt einen verhältnismäßig großen

Bauraum, um vernünftige Lenkwinkel erzielen zu können. Beim entwickelten Fahrzeugkonzept mit zusätzlicher Neigung, einer Drehbewegung um die Fahrzeuglängsachse, ergeben sich komplexe kinematische Zusammenhänge. Aufgrund eines Hebelverhältnisses von rund 1:1 zwischen den Radaufstandspunkten und den Lenkergriffen, muss der Fahrer die wirkenden Drehmomente in vollem Umfang ausgleichen. Dieser Lenkmechanismus wurde anfangs favorisiert, jedoch aufgrund der genannten Nachteile nicht umgesetzt.

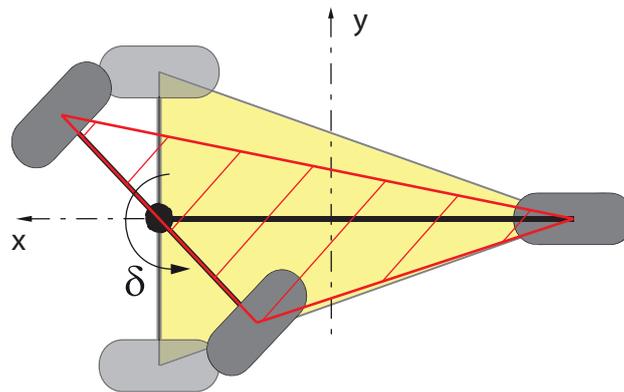


Abbildung 5.6.: Schwenkachslenkung

5.2.2. Knicklenkung

Die Knicklenkung lässt sich aus der Schwenkachslenkung durch eine Verschiebung des Drehpunktes ableiten. Daraus ergibt sich wiederum eine konstruktionsbedingte Ackermann-Charakteristik. Der kleinste Kurvenradius lässt sich erzielen, wenn der Drehpunkt die Spurlänge halbiert und somit in der Mitte des Fahrzeugs positioniert wird.

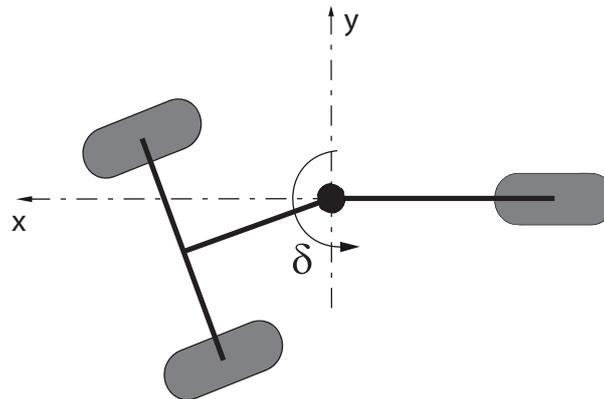


Abbildung 5.7.: Knicklenkung, in Anlehnung an [18]

Diese Lenkung wurde beim entwickelten Fahrzeug nicht verwirklicht, da sich der Drehpunkt im Bereich des Trittbretts befindet und ein geteiltes Trittbrett nicht erwünscht bzw. als nicht sinnvoll erachtet wurde. Des Weiteren hätte der Drehpunkt die umgesetzte Klappkinematik gravierend beeinflusst und unnötig erschwert.

5.2.3. Achsschenkelenkung

Die Achsschenkelenkung hat sich bei den meisten Fahrzeugen durchgesetzt und ist in der Abbildung 5.8 dargestellt. Dieses Lenkprinzip benötigt einen sehr geringen Bauraum zum Einlenken der Räder und es lassen sich beliebige Winkel der Radaufhängung verwirklichen. Die Parameter der Lenkgeometrie können im Abschnitt 6.1.2 ab Seite 63 nachvollzogen werden. Durch das angedeutete Parallelogramm kann der Lenkwinkel der beiden Räder relativ unabhängig voneinander ausgelegt werden. Im PKW Bereich wird durch ein stärkeres Einlenken des kurveninneren Rades - der Schräglaufwinkel wird vergrößert - eine Erhöhung der Radkräfte erzielt und man spricht von einer „Über-Ackermann Auslegung“. [9]

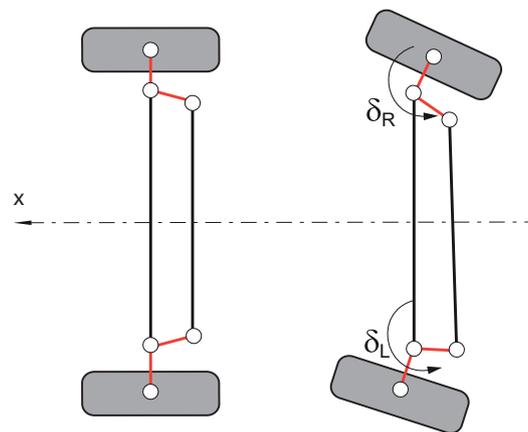


Abbildung 5.8.: Achsschenkelenkung, [9]

5.2.4. Ackermannlenkung

Wie im vorherigen Abschnitt angeführt, kann man bei der Achsschenkelenkung unterschiedliche Lenkwinkel der Räder umsetzen. Unter dem Begriff der Ackermannlenkung versteht man grundsätzlich eine Lenkungsauslegung, welche bei langsamer Kurvenfahrt zum schräglauffreien Abrollen der Räder führt. Die Abbildung 5.9 illustriert dieses Prinzip. Die umgesetzte Lenkcharakteristik beider Prototypengenerationen können der Tabelle 6.1 sowie dem Diagramm 7.7 auf Seite 78 entnommen werden. [9]

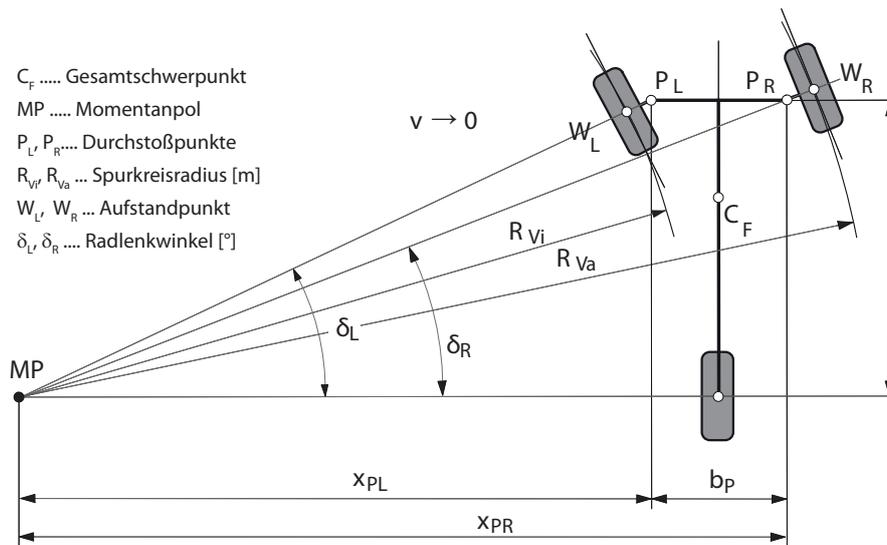


Abbildung 5.9.: Ackermannlenkung am Beispiel des behandelten Fahrzeugkonzepts, in Anlehnung an [9]

5.3. Trittbrettneigung

Bewegt sich ein Körper auf einer Kreisbahn, so entstehen zwangsläufig Zentripetal- und Zentrifugalkräfte. Die Zentripetalkraft ist zum Kreis- bzw. Kurvenmittelpunkt gerichtet. Diese Kraft kann als Reifenseitenkraft, welche die natürliche tangentielle Bewegungsrichtung eines Körpers verhindert, verstanden werden. Die übertragbare Kraft hängt stark von dem Reibungsbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn ab. Bei Glatteis besteht beispielsweise die Gefahr, dass das Fahrzeug in einer Kurve nach außen rutscht (vgl. Abbildung 4.16 auf der Seite 38). Die Zentrifugalkraft, auch als Fliehkraft bezeichnet, ist eine Trägheitskraft nach dem D'Alembertschen Prinzip und ermöglicht die statische Betrachtung eines dynamischen Systems. In Abbildung 5.10 ist das Fahrzeug in einer Kurvenfahrt schematisch dargestellt und es sind die zur Erklärung notwendigen Kräfte angegeben.

$$F_F = m \frac{v^2}{r} \quad [N] \quad (5.14)$$

Die Fliehkraft F_F kann mit der Formel 5.14 berechnet werden, wobei die Zahlenwerte in SI-Einheiten einzusetzen sind. Die Gesamtmasse ist mit dem Buchstaben m gekennzeichnet, v steht für die Fahrzeuggeschwindigkeit und r bezeichnet den Kurvenradius. Somit ergibt sich für eine Kurvenfahrt bei einer Geschwindigkeit von 20 km/h , einem Radius von 10 m und einer Gesamtmasse von 100 kg eine resultierende Fliehkraft von

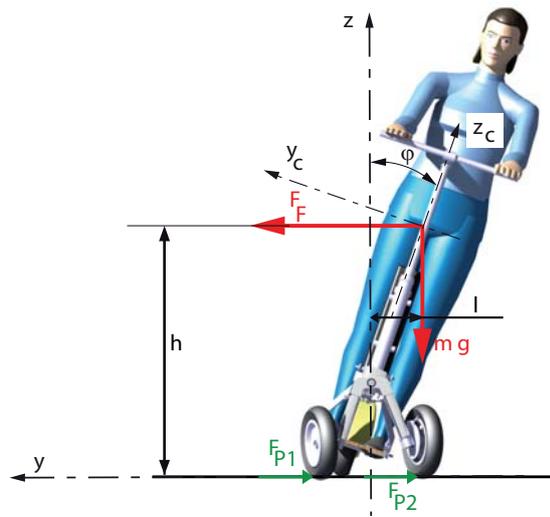


Abbildung 5.10.: Kurvenfahrt

250 N. Über den gekennzeichneten Hebelarm h folgt ein Drehmoment, welches gegen den Uhrzeigersinn gerichtet ist. Durch die Neigungsbewegung des Fahrers Richtung Kurvenmittelpunkt um den Winkel φ , verschiebt sich der Gesamtschwerpunkt des Fahrzeuges mit der Sinusfunktion in dieselbe Richtung, wodurch sich der Abstand l ergibt. Auf diese Weise wird ein Gegenmoment im Uhrzeigersinn erzeugt, sodass die Kurvenfahrt ohne Umkippen ermöglicht wird. Die erforderliche Neigung wird vom menschlichen Körper intuitiv geregelt, da die Fliehkraft in vielen Bereichen, wie beispielsweise beim Radfahren, Inlineskaten, Motorrad fahren uvm., ausgeglichen werden muss. Das vereinfachte Momentengleichgewicht kann für den dargestellten Fall folgendermaßen aufgestellt werden:

$$m g l = F_F h \quad (5.15)$$

Setzt man in weiterer Folge das Kräftegleichgewicht in y -Richtung an, ergeben sich am vereinfachten Modell die aufzubringenden Reifenseitenkräfte F_{p1} sowie F_{p2} . Die Seitenkraft am Hinterrad ist aufgrund der übersichtlichen Darstellung nicht eingezeichnet, in der Realität aber natürlich vorhanden. Somit kann die Kräftebilanz folgendermaßen angeschrieben werden:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow \sum F_F = \sum F_P \quad (5.16)$$

Übersteigt die Zentripetalkraft F_P die maximal mögliche Reifenseitenkraft, beginnt das Fahrzeug nach außen zu rutschen.

Die erforderliche maximale Seitenneigung wurde im Laufe des Projektes mit einem Wert von 30° definiert und beim zweiten Prototypen zur Gänze umgesetzt. Die Fahrzeug-

neigung ermöglicht somit eine schnellere Kurvenfahrt und hat großen Anteil an einem dynamischen Fahrverhalten. Abbildung 5.11 zeigt die theoretisch möglichen Kurvenradien in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Fahrzeugneigung. Die horizontale Linie bei sehr kleinen Geschwindigkeiten stellt den minimalen Wenderadius von 1,3 m des Fahrzeugs dar.

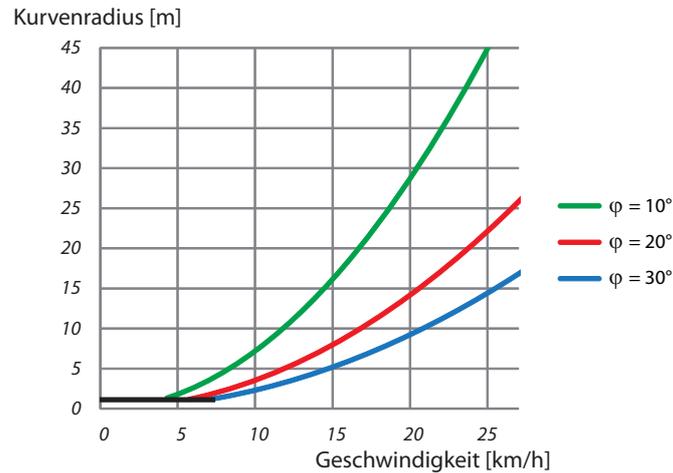


Abbildung 5.11.: Theoretischer Kurvenradius bei unterschiedlichen Fahrzeuggeschwindigkeiten und Neigungswinkeln φ

Kombiniert man in weiterer Folge die Fahrzeugneigung mit der Fahrzeuglenkung, ergeben sich komplexe kinematische Zusammenhänge. Da sich die Lenkungen der beiden Prototypengenerationen deutlich unterscheiden, sind diese in den Abschnitten 6.1.2 und 7.1.2 gesondert angeführt.

6. Erster Funktionsprototyp

In diesem Kapitel wird die Entwicklung des ersten Prototypen beschrieben. Zu Beginn wird auf die konstruktive Gestaltung des Fahrzeugs eingegangen. In weiter Folge wird der Produktionsablauf beschrieben und abschließend sind die gewonnenen Erkenntnisse aufgelistet.

Der erste Prototyp wurde kurz nach dem Projektstart im März 2012 beauftragt. Die Konstruktion erfolgte binnen weniger Wochen mit dem CAD Programm CATIA V5 und das entwickelte Fahrzeug wurde anschließend an der TU Graz gefertigt. Aufgrund des hohen Zeitdrucks und der fehlenden Elektrokomponenten wurde ein Referenzfahrzeug, das Trikke uPT (vgl. Abbildung 2.6 auf der Seite 14), angeschafft und einige Bauteile übernommen. Das Fahrzeug wird von der Firma BEKO Engineering mit Sitz in Graz und Wien vertrieben und war daher einfach und schnell erhältlich. Zu den oben angesprochenen Teilen zählen vor allem die Elektrokomponenten wie der Motor, der Kabelstrang, der Gasgriff und der Akku. Um die Herstellkosten so gering wie möglich zu halten, wurden des Weiteren möglichst viele Zukaufteile wie Reifen, Bremssättel und Bremsgriffe für den Funktionsprototypen verwendet.

Die essentiellen Fahrzeugbauteile und Funktionen werden in den folgenden Kapitel ausführlich erklärt und veranschaulicht.

6.1. Konstruktive Ausführung des ersten Prototypen

6.1.1. Gelenkpunkte des ersten Prototypen

Die Anzahl der einzelnen Gelenkpunkte sollte nach Möglichkeit auf ein Minimum reduziert werden. Jeder Gelenkpunkt führt zwangsläufig zu einem höheren Fahrzeuggewicht, höheren Herstellungskosten, einem biegeweicheren Rahmen und natürlich werden die möglichen Fehlerquellen bzw. Problemstellen erhöht. Zur Abbildung aller gewünschten Funktionsmerkmale wurde das Gesamtfahrzeug mit vier Gelenkpunkte ausgeführt. Drei Gelenkpunkte entfallen auf den entwickelten Klappmechanismus und ein Gelenkpunkt wird für die Fahrzeugneigung verwendet.

Diese Punkte sind in Abbildung 6.1 mit den Buchstaben A bis D gekennzeichnet.

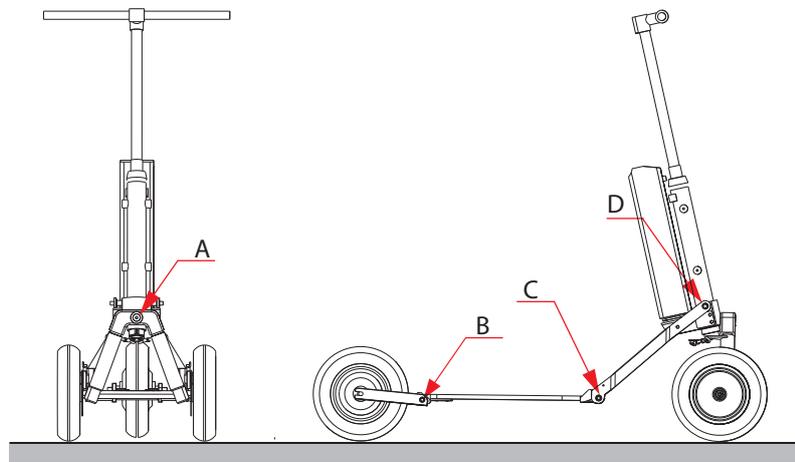


Abbildung 6.1.: Gelenkbezeichnung am ersten Funktionsprototyp

Entsprechend seiner Funktion wird der Gelenkpunkt A in weiterer Folge als Neigungsgelenk bezeichnet. Dieser Punkt ist für ein dynamisches Fahrverhalten von besonderer Bedeutung, wobei die kinematischen Zusammenhänge im Abschnitt Trittbrettneigung 5.3 angeführt sind. Punkt B befindet sich zwischen dem Trittbrett und der Hinterradachse und ist für die kollineare Positionierung der Radmittelpunkte im geklappten Fahrzeugzustand unerlässlich. Die letzten beiden Gelenkpunkte, mit den Buchstaben C und D gekennzeichnet, ermöglichen die simultane Drehbewegung des Verbindungsträgers. Dieses Bauteil stellt das Bindeglied zwischen der Lenksäule und dem Trittbrett dar. Der grundlegende Ablauf beim Zusammenklappen des Fahrzeugs wird in Abbildung 6.2 illustriert und in den folgenden Zeilen erläutert.

Ausgehend vom Fahrzustand, links oben dargestellt, wird nun der innovative Klappmechanismus des Scooley PT1 genauer erläutert. Im ersten Schritt werden die Vorderräder mithilfe der Rastsperr am Bremshebel blockiert. Im Anschluss werden die Gelenkpunkte C und D durch den kombinierten Seilzug gelöst und dadurch wird die nötige Drehbewegung ermöglicht. Da sich der Gelenkpunkt C unterhalb einer gedachten Verbindungsgeraden zwischen B und D befindet, kann der Hinterradantrieb das Fahrzeug in dieser Stellung nicht klappen. Das elektrische Zusammenklappen durch den Radnabenmotor im Hinterrad kann erst im Anschluss an die kinematische Totpunktüberwindung vollzogen werden. Um diesen erforderlichen Drehwinkel zu bewältigen, wurde zuerst eine Schenkelfeder angedacht, auf welche aber zugunsten des Gewichts, der Kosten und auch der Komplexität verzichtet wurde. Die Lenksäule wird, wie in Stufe 1 gezeigt, über die beiden Vorderräder nach vorne gekippt, wodurch sich der Totpunkt sehr einfach überwinden lässt. Nun beginnt der Hinterradmotor das Fahrzeug kontinuierlich zu klappen bis schlussendlich die Stufe 4 im Ablauf erreicht wird. In dieser Konfiguration kann das Fahrzeug wie ein Koffer im sogenannten Trolleymodus gezogen werden. Das angetriebene

Hinterrad ist in Bewegungsrichtung ausgerichtet, wobei zusätzlich der Fahrbahnkontakt gewährleistet ist. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit einer elektrischen Unterstützung in diesem Betriebsmodus. Stufe 5 zeigt abschließend die sehr kompakten Fahrzeugabmessungen, welche durch das manuelle Versenken des Teleskopenkers nach Schritt 4 durchgeführt werden kann. Zusätzlich ist in dieser Stufe der neu entwickelte Kotflügel des Hinterrades, welcher als Fahrzeugständer fungiert, dargestellt.

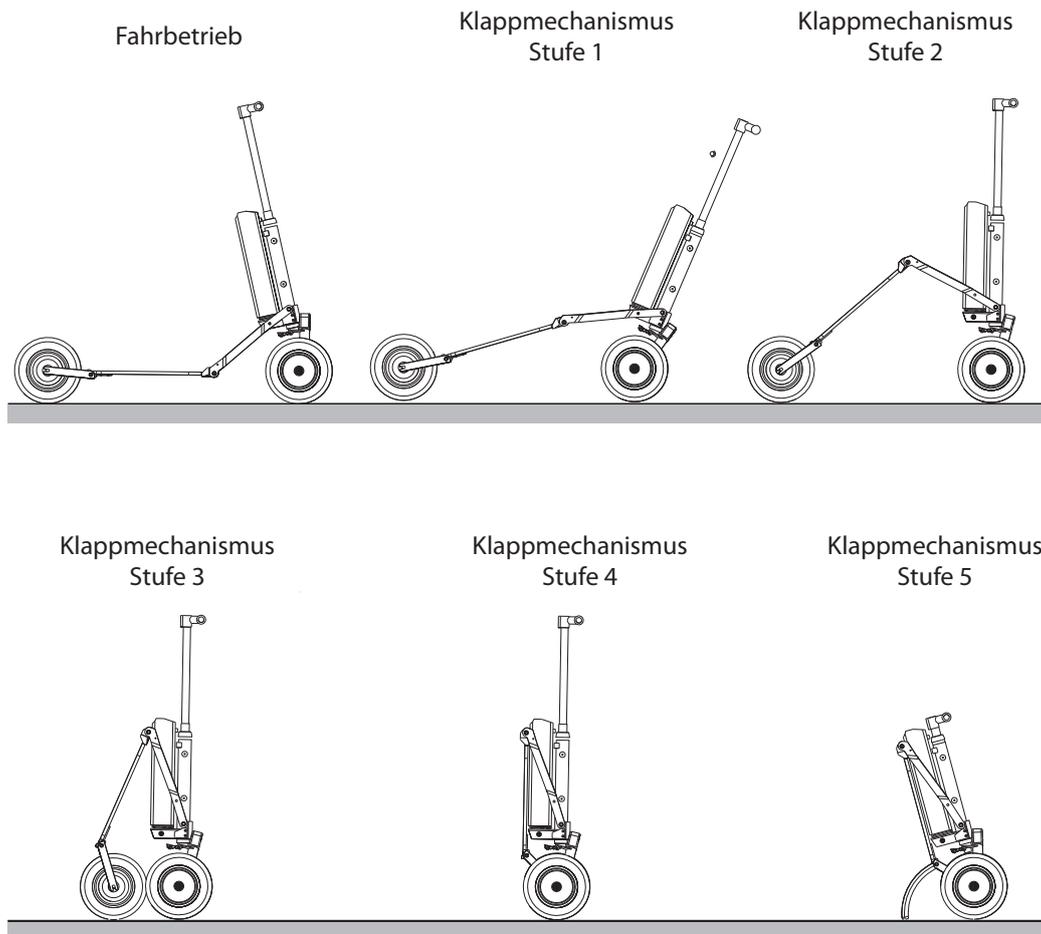


Abbildung 6.2.: Klappmechanismus

Dieser neuartige Mechanismus wurde am ersten Prototypen erfolgreich getestet und für gut befunden. Das Fahrzeug soll natürlich von dieser sehr kompakten Abstellposition wieder möglichst einfach in den fahrbereiten Zustand versetzt werden können. In diesem Zusammenhang wurden mehrere Varianten erarbeitet, analysiert und teilweise erprobt. Eine naheliegende Variante ist die Drehrichtung des Elektromotor umzukehren und somit den Scooley wieder in Fahrbetrieb zu versetzen. Dieser Ansatz steht dem möglichst

widerstandslosen Nachziehen und dem Fahrgefühl aufgrund des fehlenden Freilaufes widersprüchlich gegenüber. Bewegt man das Fahrzeug bei angezogener Hinterbremse nach vorne, lässt sich der Fahrzustand realisieren. Dies ist auch durch einen kleinen gerichteten Ruck an der Lenksäule zu bewerkstelligen. Aufgrund der aufwendigen Maßnahmen, um das Auseinanderklappen in elektrischer Form zu ermöglichen, wurde die Priorität dieses Konzepts als gering eingestuft.

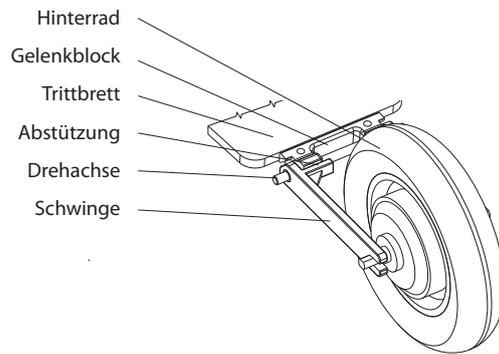


Abbildung 6.3.: Gelenkpunkt der Hinterradaufhängung

Beginnend mit der Abbildung 6.3 werden nun die markanten konstruktiven Umsetzungen detailliert angeführt. Im Bild ist ein Ausschnitt des hinteren Fahrzeugbereichs dargestellt. Der Radnabenmotor wird über eine geteilte, drehbare Schwinge gelagert und mit einer Schraubverbindung am Trittbrett befestigt. Die nicht dargestellte, axiale Sicherung der Drehachse erfolgt über zwei selbstsichernde Muttern. Die im normalen Fahrbetrieb auftretenden Momente im Verbindungsgelenk lassen sich mit rund 100 Nm bei einer angenommenen Gesamtgewicht von 100 kg quantifizieren. Berücksichtigt man in der Berechnung die Fahrzeugbeschleunigung beim Losfahren, wird das zu übertragende Moment bis zu einem Maximalwert von 200 Nm gesteigert. Aus diesem Grund wurde die Abstützung durch die gekennzeichneten, angeschweißten Bauteile verstärkt. Dieses Gelenk wurde ohne Arretierungsmöglichkeiten ausgeführt, da sich für den definierten “worst case“, welcher im Kapitel 5.1 unter dem Punkt Kippbedingung behandelt wird, eine Arretierung als nicht zwingend erforderlich herausstellte. Für alle Fahrzustände, in denen eine Aufstandskraft am Hinterrad vorliegt, kann eine Drehbewegung der Schwinge im Uhrzeigersinn ausgeschlossen werden. Geht man von einer maximalen Beschleunigung in vertikaler z -Richtung von der Erdanziehungskraft aus, muss im Gelenkpunkt ein Moment von rund 8 Nm aufgenommen werden. Dieses Moment lässt sich durch die Vorspannkraft der angesprochenen Muttern und der daraus resultierenden Reibkraft recht gut kompensieren.

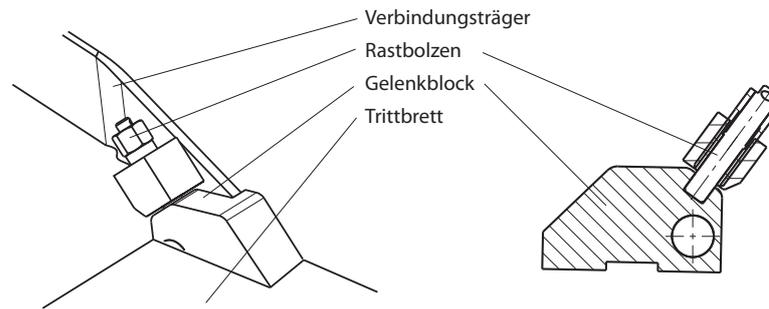


Abbildung 6.4.: Trittbrettgelenk

Abbildung 6.4 zeigt auf der linken Seite einen dreidimensionalen Ausschnitt des symmetrisch ausgeführten Trittbrettgelenks und rechts einen Längsschnitt durch das Gelenk. Dieses Gelenk muss zwingend Drehmomente, sowohl im als auch gegen den Uhrzeigersinn, aufnehmen. Aufgrund des bereits zu Beginn erwähnten, sehr straffen Zeitplans wurde eine einfache konstruktive Ausführung realisiert. Im linken unteren Bildbereich ist das Trittbrett abgebildet, welches mit dem anschließenden Gelenkblock verschraubt ist. Das nach oben verlaufende Verbindungselement zwischen Trittbrett und Lenksäule wurde aus einem gebogenen Flachstahl gefertigt. Der Halterungsflansch für den genormten Rastbolzen wurde mit einer Bohrung positioniert und anschließend verschweißt. Im rechten schematischen Längsschnitt ist der am Trittbrett befestigte Gelenkblock, der angeschweißte Flansch und der vorgespannte Rastbolzen dargestellt. Die Vorspannkraft wird durch eine innen liegende Druckfeder erzeugt und liegt im einstelligen Newtonbereich. Der Bolzen wurde in möglichst radialer Richtung zur Drehachse positioniert, um einerseits ein ungewolltes Lösen zu verhindern und andererseits die auftretenden Belastungen bestmöglich als Scherspannung umzusetzen. Um das zwangsläufig vorhandene Gelenkspiel zu minimieren, sollte der Rastbolzen in einem möglichst großen Abstand zum Drehpunkt montiert sein. Dieser Zusammenhang kann bei kongruenten Achsen - die Symmetrieachse des Rastelements schneidet den Drehpunkt - durch die einfache Betrachtung der Tangensfunktion veranschaulicht und berechnet werden. Andere geometrische Ausführungen lassen sich durch die Anwendung weiterer Winkelfunktionen auf ähnliche Weise berechnen.

$$\tan(\alpha) = \frac{\text{Toleranzwert}}{\text{Abstand}} \Rightarrow \alpha = \arctan\left(\frac{\text{Toleranzwert}}{\text{Abstand}}\right) \quad (6.1)$$

Die Tangensfunktion weist für kleine Winkel bis rund 10° eine nahezu lineare Kennlinie auf, wie im Diagramm 6.5 ersichtlich. Daher besteht ein linearer Zusammenhang zwischen dem Bolzenspiel, dem Abstand zum Drehpunkt und dem daraus resultierenden, spürbaren Winkelspiel. Beim Trittbrettgelenk wurde der maximal mögliche Abstand von 30 mm konstruktiv umgesetzt, welcher durch Design- und Gewichtsaspekte begrenzt war.

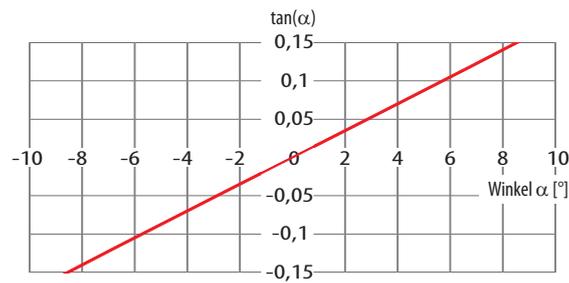


Abbildung 6.5.: Tangensfunktion

Der an der Lenksäule befindliche Gelenkpunkt D wurde nach demselben Prinzip - wie zuvor erläutert - ausgeführt und wird daher nicht näher angeführt. Bei diesem Gelenkpunkt konnte jedoch ein deutlich größerer Abstand des Rastbolzens von 95 mm zum Drehpunkt verwirklicht werden, wodurch sich die Kräftesituation deutlich verbessert. Der Aufbau ist in Abbildung 6.6 schematisch dargestellt.

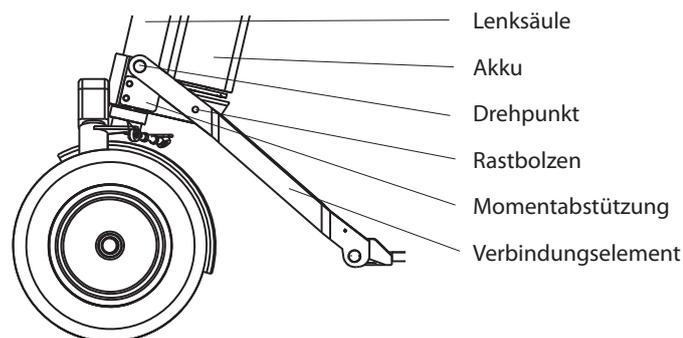


Abbildung 6.6.: Lenksäulengelenk

Zum Abschluss der konstruktiven Ausführungen der Gelenkpunkte des ersten Prototypen wird auf Punkt A, das Neigungsgelenk, näher eingegangen. Abbildung 6.7 illustriert auf der linken Seite eine frontale Detailansicht. Im nebenstehenden Bild ist ein Längsschnitt durch die Anbindung der Gabelbrücke dargestellt. Der Neigungswinkel ist bei diesem Fahrzeug durch die maximale Winkelauslenkung der verbauten Gelenkköpfe im Lenkgestänge (vgl. 4.5.2) mit $\pm 13^\circ$ limitiert.

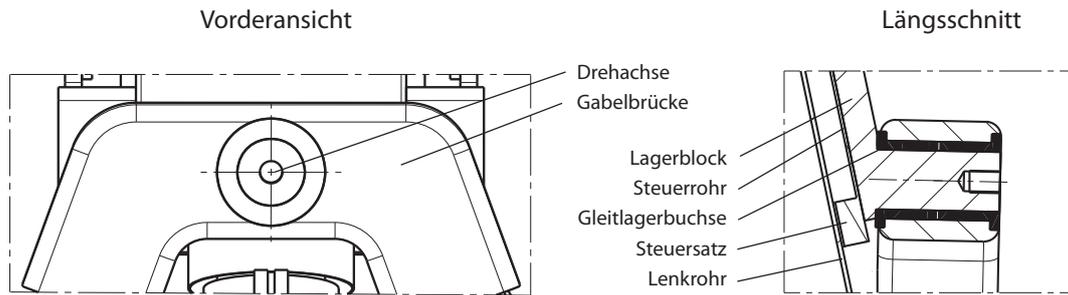


Abbildung 6.7.: Gabelgelenk

Aus Festigkeits- und Bauraumgründen wurde die Lagerung der Gabelbrücke aus einem Aluminiumblock auf einer 5-Achs CNC Fräsmaschine gefertigt und mit dem Steuerrohr verschweißt. Die Drehbewegung der Gabelbrücke wird durch zwei Gleitlagerbuchsen ermöglicht und die axiale Sicherung erfolgt mittels einer Scheibe und einer Schraube. Der Grundgedanke die Drehachse in horizontaler Ausrichtung - Normal auf die Radträger auszuführen - stellte sich bei der Erprobung als nicht zielführend heraus und wird unter Punkt 6.3 genauer behandelt.

6.1.2. Umgesetzte Fahrzeuglenkung des ersten Prototypen

Der bereits angesprochene hohe Zeitdruck beim ersten Prototypen führte zu einer zügigen Lenkungsauslegung. Die Lenkung wurde als Achsschenkellenkung mit folgenden Geometrie Kennwerten konstruiert:

- Spreizung $\sigma = 20^\circ$
- Radsturz $\gamma = 0^\circ$
- Nachlaufwinkel $\epsilon = 0^\circ$
- Nachlaufstrecke $n = 20 \text{ mm}$
- Lenkrollradius $r_0 = 15 \text{ mm}$

Die genannten Geometrie werte können in der Abbildung 6.8 nachvollzogen werden. Der statische Rollradius r_s stellt den Radius des deformierten Rades unter Belastung dar und wird in weiterer Folge mit dem Schätzwert von 130 mm festgelegt.

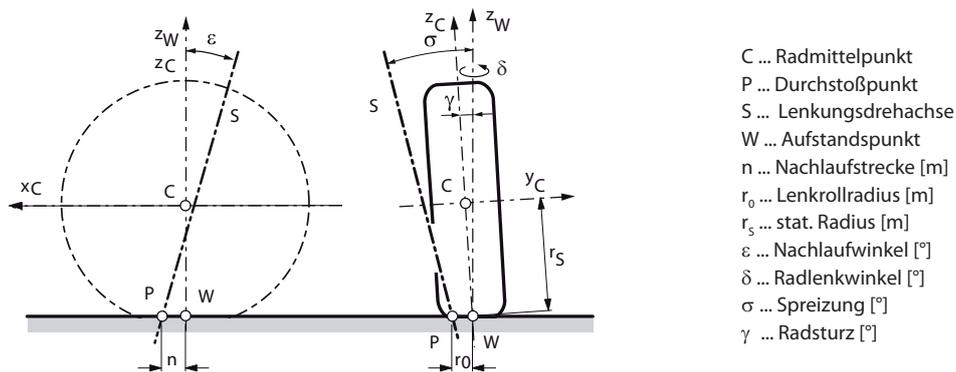


Abbildung 6.8.: Geometrie der Fahrzeuglenkung, in Anlehnung an [9]

Die Lenkgeometrie definiert bekanntermaßen das Fahr- und Lenkverhalten des Fahrzeugs. Der Nachlaufwinkel ϵ und die daraus resultierende Nachlaufstrecke n ergeben ein stabiles Fahrverhalten, durch die kinematisch bedingte selbstständige Ausrichtung des Rades in Bewegungsrichtung. In weiterer Folge ergibt sich ein Rückstellmoment, welches das Rad in die Geradeausfahrt zwingt. Je größer der Nachlaufwinkel bzw. die Nachlaufstrecke, desto ausgeprägter sind die zuvor genannten Mechanismen. Diese fahrdynamischen Vorteile führen zu einer schwergängigeren Lenkung, da das Fahrzeug beim Lenken angehoben wird. Im PKW-Bereich werden Nachlaufwinkel zwischen 4 bis 10° ausgeführt [9]. Beim Prototyp wurde aufgrund der aufwendigeren Fertigung auf einen Nachlaufwinkel verzichtet und stattdessen eine Nachlaufstrecke von 20 mm durch einen Achsversatz umgesetzt.

Der Sturzwinkel γ trägt durch einen Seitenkraftaufbau bei der Geradeausfahrt zur Stabilität bei. In der Automobilbranche werden üblicherweise Winkelbereiche von wenigen Grad umgesetzt, wobei beim Prototypen aufgrund der Fertigungsproblematik auf den Radsturz verzichtet wurde. [9]

Der Lenkrollradius r_0 wird über den Spreizwinkel σ und den Versatz von Rad und Rad-aufhängung festgelegt. Dieser Kennwert wirkt sich vor allem auf das Bremsen aus und ergibt aufgrund des Versatzes der Punkte P und W in Abbildung 6.8 ein Rückstellmoment. Die Spreizung wurde beim ersten Prototypen mit 20° ausgeführt, wobei dieser Wert vorwiegend aus Designgründen gewählt wurde. Dieser Winkel beeinflusst unter anderem den Radsturz beim eingelenkten Rad, die Rückstellkräfte und natürlich den bereits genannten Lenkrollradius.

Die vorhergehenden Ausführungen zeigen die Einflussfaktoren der Lenkgeometrie, welche eine optimale Auslegung schwierig gestalten. Erschwerend kommt noch die zusätzliche Seitenneigung des Fahrzeugs hinzu. Die entwickelte Lenkgeometrie mit dem Augenmerk auf das Lenkgestänge ist in Abbildung 6.9 dargestellt. Auf der linken Seite ist die vordere Fahrzeughälfte bei der Geradeausfahrt in einer Ansicht von hinten und von unten abgebildet. Nebenstehend sind Detailansichten des Lenkgestänges bei unterschiedlichen

Lenk- und Neigungswinkeln in denselben Ansichten angeführt. Die roten Linien in der Detailansicht A kennzeichnen schematisch die Bewegungskurven der einzelnen Gelenkköpfe. Die beiden Gelenkköpfe in der Mitte sind über ein Zwischenstück mit der nach hinten geneigten Lenksäule verschraubt. Dadurch ergibt sich, auch ohne Neigung, ein elliptischer Bewegungsradius dieser Kontaktpunkte (vgl. Detail A und B). Die Detailansichten C und D zeigen die Positionen der Gelenkköpfe bei überlagerter Neigung des Fahrzeugs.

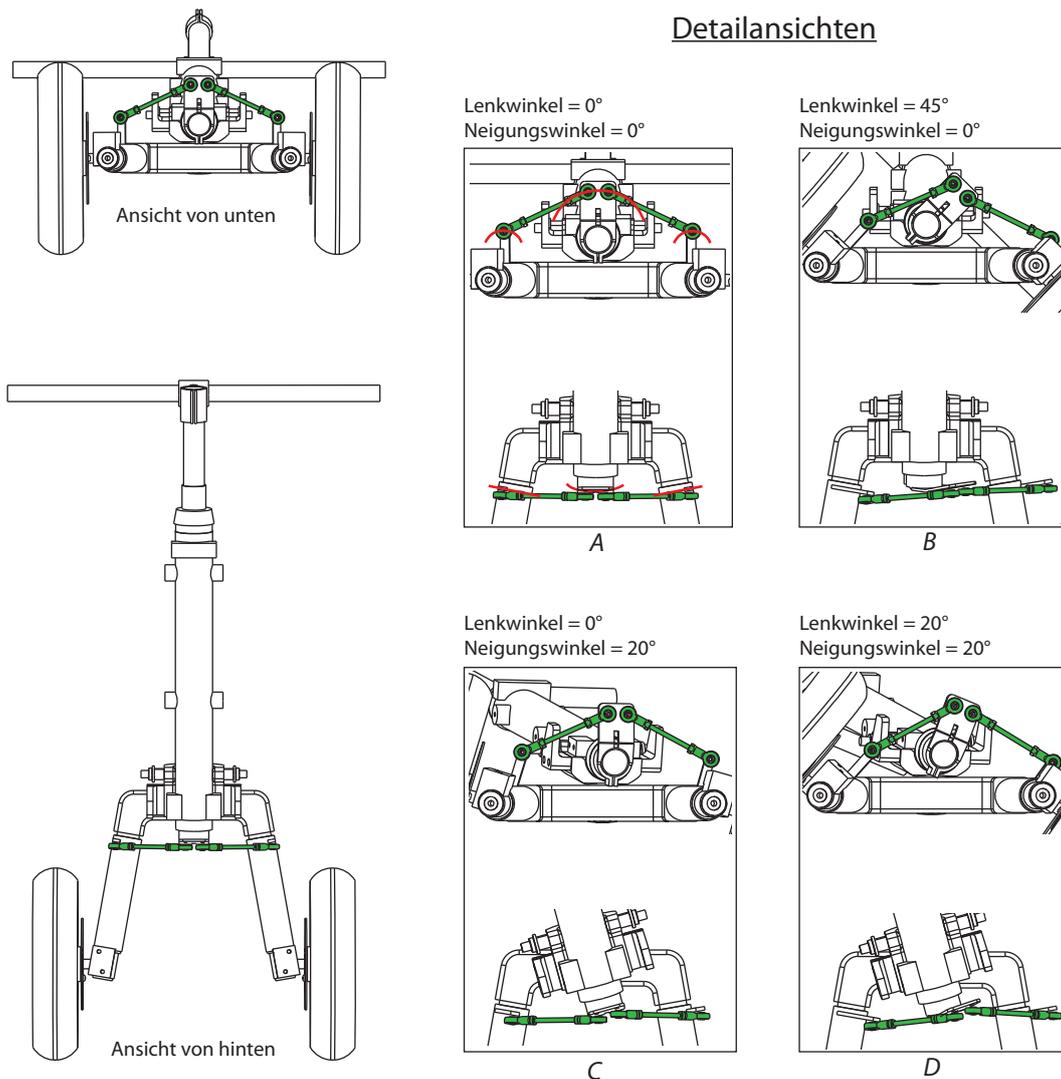


Abbildung 6.9.: Lenkgeometrie des ersten Prototypen

In Tabelle 6.1 sind die sich einstellenden Radlenkwinkel der vorliegenden Geometrie bei unterschiedlichen Lenkwinkeln angeführt. Die Radlenkwinkel und Sturzwinkel der bei-

den Vorderräder werden um die Drehachse z_W (normal auf die Fahrbahnebene) laut Abbildung 6.8 angegeben. Die letzte Spalte gibt die entstehende Höhenverschiebung Δh der beiden Radmittelpunkte beim Lenken an. Dieser Offset ergibt sich aufgrund der schiefen Drehachse und der Nachlaufstrecke. Bei der Kurvenfahrt wird das innere Rad im Vergleich zum äußeren Rad um den angegebenen Betrag nach oben verschoben (siehe Abbildung 6.13 auf Seite 70). Daraus resultiert eine Fahrzeugneigung entgegen der gewünschten Kurvenneigung. Dieser Effekt wurde in der Entwicklungsphase als unproblematisch angesehen, erwies sich jedoch in weiterer Folge bei den durchgeführten Fahrversuchen als störend. Dieses Fahrverhalten wurde bei der zweiten Prototypengeneration berücksichtigt und behoben (vgl. Kapitel 7).

Lenkwinkel	Radlenkwinkel		Sturzwinkel		Höhenverschiebung
δ	δ_i	δ_a	γ_i	γ_a	Δh
[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[mm]
0	0	0	0	0	0
20	18,36	18,1	1,1	1,1	4,7
45	42,2	41,2	5,4	5,2	10

Tabelle 6.1.: Lenkgeometrie des ersten Prototypen

Anhand der Radlenkwinkel erkennt man eine Lenkungs kinematik, welche der gewünschten Parallelenkung dieser Prototypengeneration entspricht.

6.2. Produktionsablauf

Der erste Funktionsprototyp wurde ausschließlich an der Technischen Universität Graz gefertigt. Nach Abschluss der 3D Konstruktion in CATIA V5 wurden die nötigen Zeichnungsableitungen im selben Programm erstellt und mit den nötigen Toleranzwerten versehen. Aufgrund des begrenzten Maschinenparks des eigenen Institutes wurden zwei aufwendig zu produzierende Bauteile, die Felge und das Neigungsgelenk, an das Institut für Werkzeugtechnik & Spanlose Produktion der Fakultät Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften vergeben. Die genannten Bauteile wurden mit der 5-Achs Fräsmaschine SHW Unispeed 5 unter Zuhilfenahme der vorliegenden 3D-Daten gefertigt [15]. Alle weiteren Bauteile wurden auf konventionellen Dreh- und Fräsmaschinen am Institut für Fahrzeugtechnik, am Institut für Leichtbau und am Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik in wenigen Wochen hergestellt. In der Konstruktionsphase wurde bereits gezielt auf die vorhandenen Fertigungsmöglichkeiten Rücksicht genommen und versucht, die Einzelteile möglichst einfach zu halten. Die notwendigen Schweißarbeiten, die Zukaufteile, die Elektrokomponenten und der finale Zusammenbau des Fahrzeugs wurde am Institut für Fahrzeugtechnik erfolgreich durchgeführt.

In Abbildung 6.11 sind einige Bilder des verwendeten Maschinenparks und in Abbildung 6.10 ist ein Bild des fertigen Prototypen dargestellt.



Abbildung 6.10.: Erster Funktionsprototyp

Der fahrbereite Prototyp wurde mit einem 350 W Motor und einer Li-Ionen Batterie (48 V, 540 Wh) ausgestattet. Der Akku ist durch das Zündschloss gesichert und wurde hinter der Lenksäule montiert. Dieses Fahrzeug verfügt über zwei Scheibenbremsen an den Vorderrädern, welche mit dem linken Bremshebel zu betätigen sind. Der rechte Bremshebel wird zum Lösen der Arretierbolzen verwendet. Damit die Ständerfunktion des hinteren Kotbleches am Prototyp getestet werden kann, wurde dieser vereinfacht in Form eines gebogenen Flacheisen ausgeführt.



5-Achs CNC Fräsmaschine, [15]



Fräsmaschine, [14]



Drehbank, [14]

Abbildung 6.11.: Eingesetzter Maschinenpark, [14] [15]

6.3. Ergebnisse und Auswertung

Der vorgestellte Funktionsprototyp wurde vom Fachkomitee der österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft (FFG) bei der Produktvorstellung durchwegs positiv beurteilt. Im Anschluss an die Produktpräsentation wurde das Fahrzeug ausgiebigen Tests und Fahrversuchen unterzogen. Grundsätzlich konnte der Prototyp die erarbeiteten Konzepte gut umsetzen und die Erwartungen erfüllen. In der kurzen virtuellen Entwicklungszeit war es allerdings nicht möglich, alle Eventualitäten abzudecken. In den folgenden Zeilen werden die aufgetretenen Probleme näher erklärt.

Fahrzeugneigung

Es wurde eine horizontale Drehachse, wie in Abbildung 6.12 dargestellt, umgesetzt. Der Grundgedanke war eine Verschiebung bzw. Verdrehung der Gabelbrücke zufolge der Fahrzeugneigung zu verhindern. Um dies zu erreichen, wurde eine horizontale Drehachse konstruktiv umgesetzt.

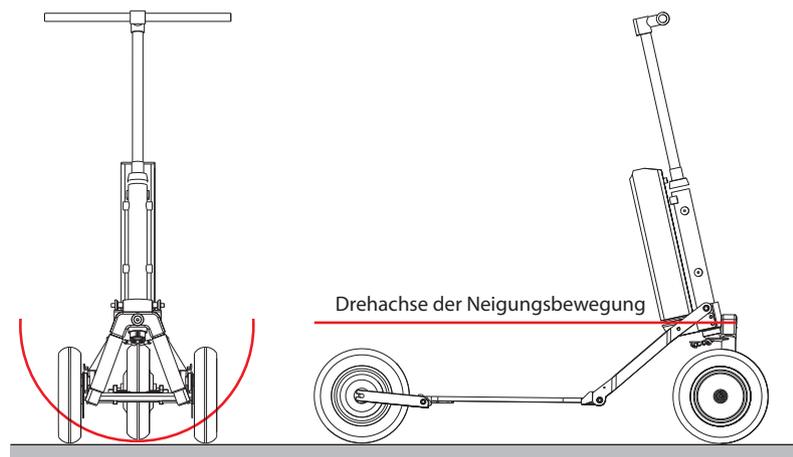


Abbildung 6.12.: Neigungsdrehachse

Unter der Annahme, dass die Vorderräder nicht verschoben werden, ergibt sich bei Seitenneigung die im linken Bild dargestellte Kreisbahn. Wird die Lenksäule geneigt, so müsste sich das Hinterrad entlang dieser Kreisbahn bewegen und von der Fahrbahn abheben. Steht jedoch eine Person auf dem Trittbrett, ist das Abheben des Hinterrades von der Fahrbahn nicht möglich und die erläuterten kinematischen Beziehungen gelten nicht mehr.

Es ergibt sich vielmehr eine schiefe Drehachse, welche dazu führt, dass sich die Gabelbrücke entgegen der gewünschten Fahrtrichtung dreht. Dies hat zur Folge, dass sich der effektiv wirkende Lenkwinkel verkleinert und somit der Wendekreis vergrößert wird.

Des Weiteren führt dies zu einem Gegenmoment am Lenker, welches beim Fahren unangenehm auffällt. Dieses Problem wurde beim zweiten Prototypen durch eine schräge Drehachse in der Gabelbrücke behoben, was im Kapitel 7.1 nachvollzogen werden kann.

Fahrzeuglenkung

In Abbildung 6.13 ist im oberen Bild die Vorderansicht und im unteren Bild die Draufsicht der Radaufhängung dargestellt. Der Radträger ist bei einem Lenkwinkel von 0 Grad, also bei der Geradeausfahrt, in roter Farbe abgebildet. Die Position 45°, in Grün dargestellt, soll schematisch die Radträgerposition des kurvenäußeren Rades bei einer Linkskurve zeigen. In der Vorderansicht erkennt man, dass sich die Radachse von der 0° Position aus entlang der eingezeichneten Normalen nach unten bewegt. Die blaue Konfiguration stellt die kurveninnere Radposition bei einer Rechtskurve dar. Die Absolutwerte der entstehenden Höhendifferenz bei unterschiedlichen Lenkwinkeln können der Tabelle 6.1 entnommen werden.

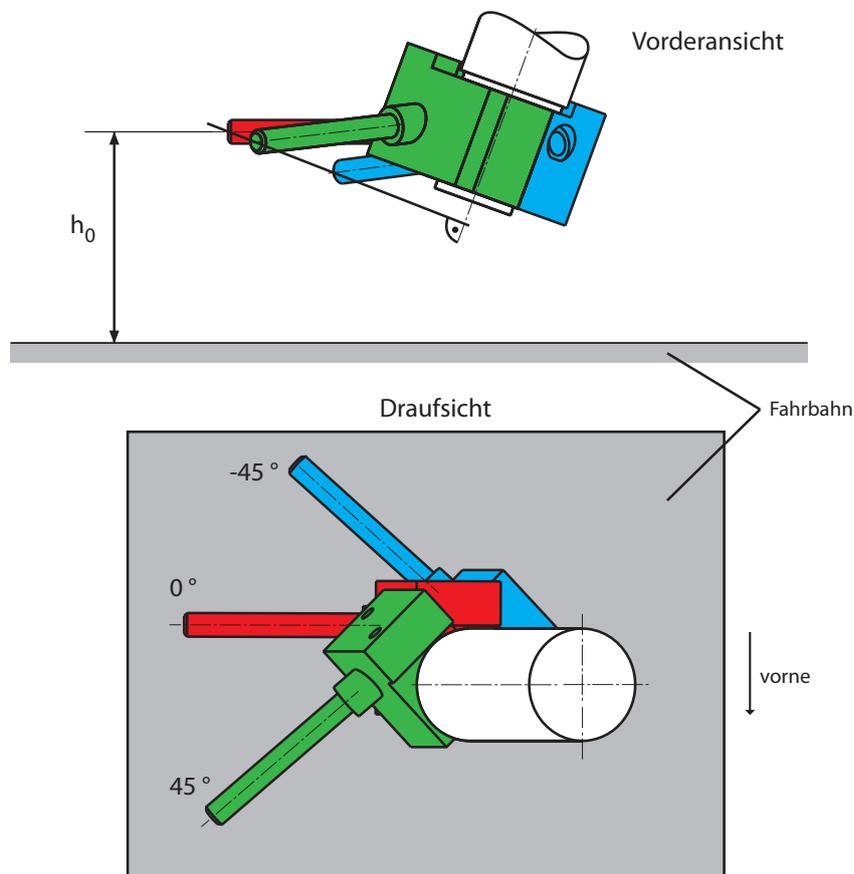


Abbildung 6.13.: Radachsenposition bei unterschiedlichen Lenkwinkeln des ersten Funktionsprototypen

Die in Tabelle 6.1 auf Seite 66 angeführte Höhendifferenz Δh lässt sich nun gut zwischen der blauen (-45°) und der grünen (45°) Stellung erkennen. Um diesen negativen Effekt - das kurveninnere Rad wird angehoben - zu kompensieren, wurde ein Adapter angefertigt. Dieser verringert den Nachlaufversatz von 20 mm auf 0 mm und somit kann die Höhendifferenz zwischen dem innerem und dem äußeren Rad ausgeglichen werden. Bei den Testfahrten erwies sich die, trotz des Verzichtes auf einen geometrischen Nachlauf, adaptierte Lenkgeometrie als zufriedenstellend und zielführend.

Durch den Spreizwinkel von 20° ist jedoch eine Höhenveränderung der Radachse beim Einlenken unvermeidbar. Diese Höhenverschiebung hat den positiven Effekt eines Rückstellmoments, erfordert aber einen höheren Kraftaufwand beim Lenken, da das Fahrzeug beim maximalen Lenkeinschlag von 45° um rund 10 mm angehoben werden muss. Aus diesem Grund und nach Rücksprache mit dem zuständigen Designer wurde der Spreizwinkel für den zweiten Prototyp auf 10° verringert.

Die Achsschenkel der Fahrzeuglenkung und die Anbinde-Punkte der beiden Spurstangen wurden so ausgelegt, dass sich eine Parallellenkung ergibt. Die Ackermannbedingung wurde für diesen ersten Funktionsprototypen noch nicht realisiert.

Arretierungsmechanismus

Der angewandte, durchaus einfache Arretierungsmechanismus konnte die Erwartungen hinsichtlich des Spiels erfüllen. Im Bereich der Lenksäule war aufgrund des großen Normalabstandes der Rastelemente zum Drehpunkt kein spürbares Spiel auszumachen. Im Trittbrettgelenk konnte nur ein viel kleinerer Abstand umgesetzt werden, welcher zu einem geringen, aber nicht weiter störenden Lagerspiel während der Fahrt führte.

Das größte Manko an diesem Konzept war das schwergängige Lösen der Bolzen, da sich diese während der Fahrt in der Bohrung verkeilten.

Klappmechanismus

Die Motordrehzahl musste beim Prototypen manuell über den Gasgriff gefühlvoll dosiert werden, da die nötige Motorsteuerung für das Zusammenklappen nicht implementiert war. Der innovative Klappmechanismus war ein voller Erfolg und wurde beim zweiten Prototypen nahezu unverändert übernommen.

7. Zweite Prototypengeneration

In diesem Kapitel wird vor allem auf die Entwicklung, die Fertigung und die Ergebnisse des zweiten Prototypen eingegangen. Der zeitliche Rahmen dieser Phase umfasst nahezu ein Jahr - August 2012 bis Juli 2013 - bis zur Fertigstellung der beiden Fahrzeuge der zweiten Generation. In diesem Zeitraum wurde die konstruktive Entwicklung von Herrn Dipl.-Ing. Martin Prenner unterstützt. Die Teamarbeit ergab viele neue Konzepte und Ideen, welche zur Verbesserung und Optimierung des Fahrzeugs führten. Die Hauptgebiete der Weiterentwicklung waren die Fahrzeuglenkung, die Klappkinematik und Fahrzeugarretierung sowie die Umsetzung neuer Funktionen und Anbauteile. Abbildung 7.1 zeigt die ISO-Ansichten der zweiten Fahrzeuggeneration.

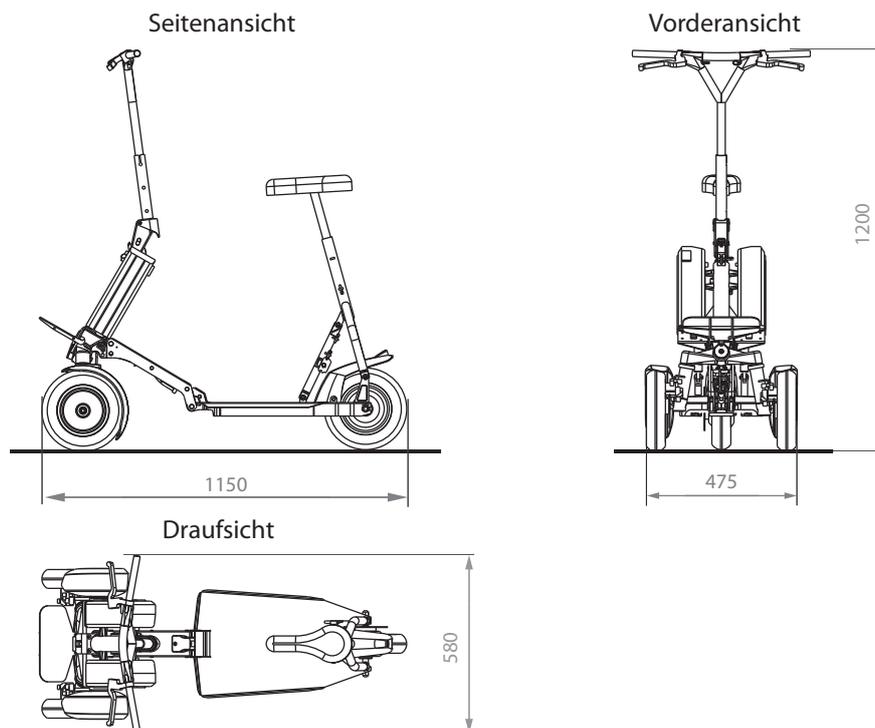


Abbildung 7.1.: ISO Ansichten des zweiten Prototypen

Es lassen sich auf Anhieb einige Neuerungen bzw. Änderung im Vergleich zum ersten Fahrzeug (siehe Kapitel 6) erkennen. Dazu zählt unter anderem die Position der Akkus,

welche nun seitlich an der Lenksäule montiert sind. Durch diese Maßnahme und durch die Änderung der Lenksäulenneigung, von 13° auf 30° nach hinten, konnte das ursprüngliche Gelenk zwischen Trittbrett und Hinterradeinheit eingespart werden. Um die Ergonomie des Fahrzeugs zu erhalten, musste die Lenksäule im oberen Bereich geknickt ausgeführt werden. Das Sitzsystem und die Taschenhaltung im vorderen Fahrzeugbereich zählen ebenso zu den Neuerungen. Die konstruktiven Ausführungen werden im folgenden Kapitel detailliert angeführt.

7.1. Konstruktive Ausführung des zweiten Prototypen

Der Fahrzeugaufbau wird anhand der definierten Baugruppen erklärt. Hierzu zählen die Vorderradeinheit, die Lenkeinheiten oben und unten, der Verbindungsträger und das Trittbrett bis hin zur Hinterradeinheit mit dem Sitzsystem. Die angesprochenen Fahrzeugeinheiten sind in der Abbildung 7.2 gekennzeichnet.

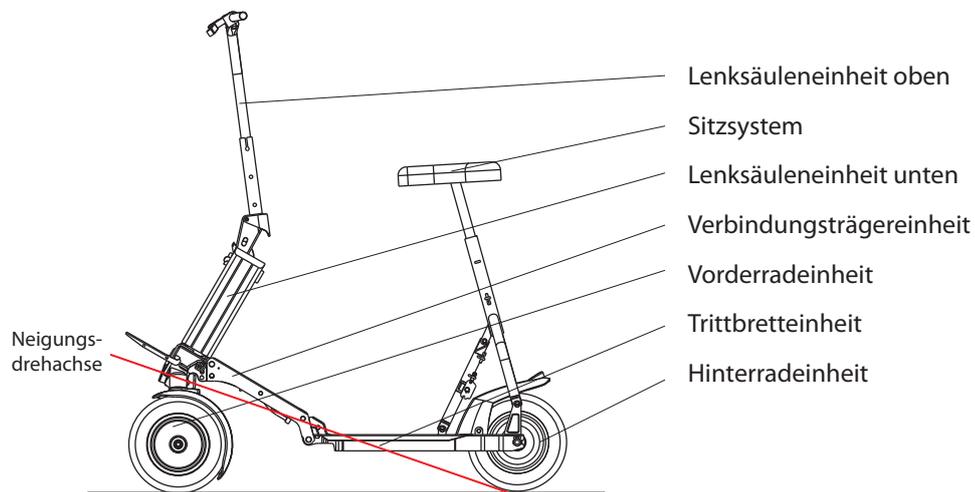


Abbildung 7.2.: Einteilung des Fahrzeugaufbaus in Baugruppen

Um einen besseren Überblick zu geben, ist der Trolleymodus und die sehr kompakte Abstellkonfiguration in der Abbildung 7.3 dargestellt.

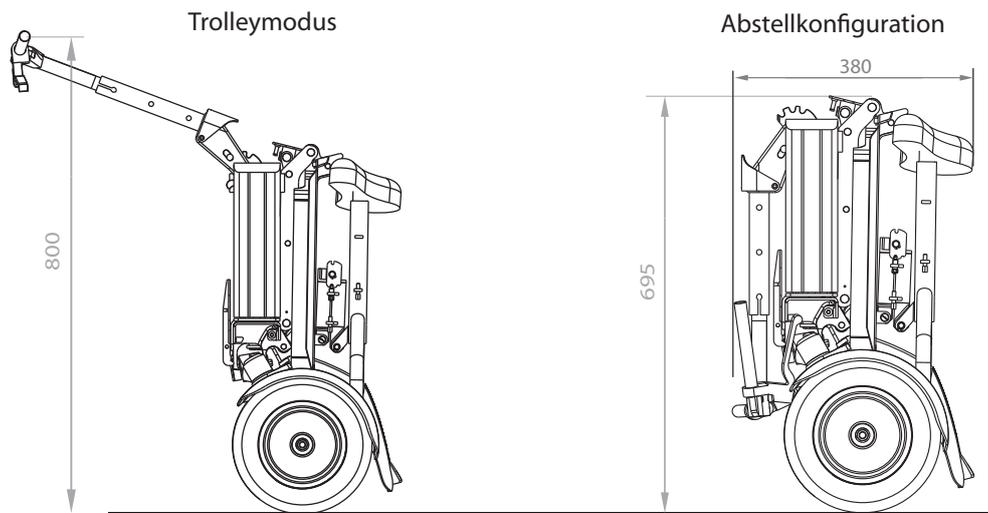


Abbildung 7.3.: Trolleymodus und Abstellkonfiguration der zweiten Fahrzeuggeneration

Der Trolleymodus wurde durch die ergonomische Griffposition am Lenker deutlich verbessert. Durch das Lenksäulengelenk wurde es ermöglicht, dass der Gesamtschwerpunkt des Fahrzeugs in etwa über dem Radmittelpunkt zu liegen kommt und somit konnte die nötige menschliche Haltekraft am Lenker auf ein Minimum reduziert werden. Durch die geometrische Gestaltung des Gelenks konnte zusätzlich die Lenkung für diese beiden Modi gesperrt werden. Dieses Gelenk wird noch gesondert im Abschnitt 7.1.2 betrachtet.

7.1.1. Vorderradeinheit

Die Vorderradeinheit, bestehend aus der Gabelbrücke und den symmetrisch ausgeführten Radaufhängungen, ist in Abbildung 7.4 als Schnittbild dargestellt. Die Bauteile der Radaufhängung wurden für die maximal auftretenden Kräfte dimensioniert. Dieser Lastfall berücksichtigt eine Kraft von 1000 N , sowohl in vertikaler als auch horizontaler Richtung. Der Kraftangriffspunkt befindet sich im Radaufstandspunkt, dies stellt den Fall dar, dass der Fahrer mit einem Vorderrad gegen einen hohen Randstein fährt.

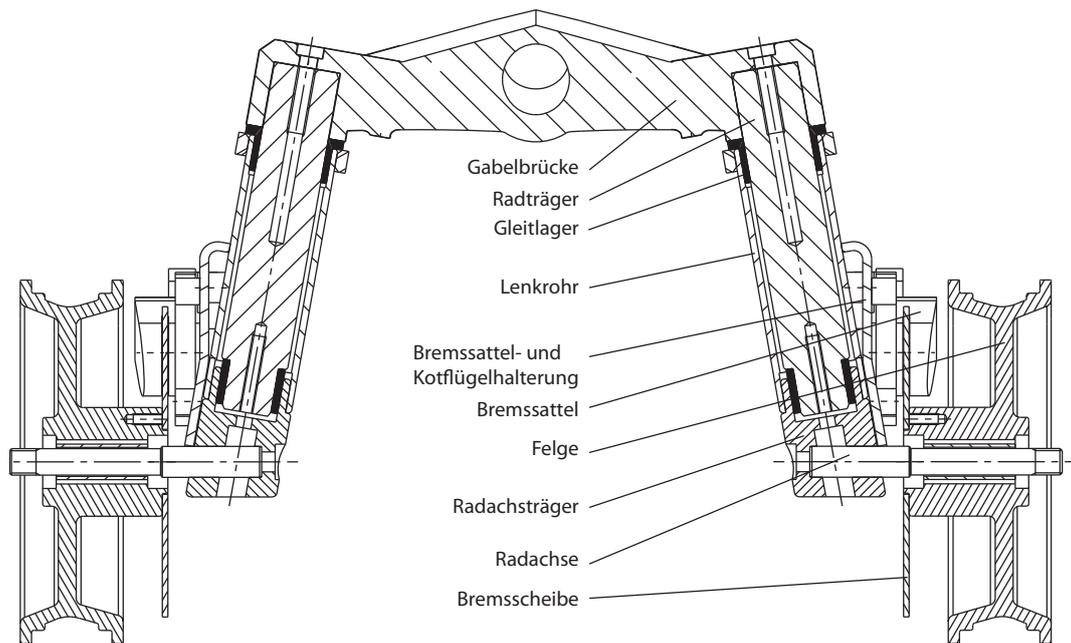


Abbildung 7.4.: Schnittdarstellung der Vorderradeinheit des zweiten Prototypen

Die Montage dieser Baugruppe wird anhand der Abbildung 7.4 in den folgenden Zeilen erklärt. Der Radträger wird von unten in die Gabelbrücke gepresst und mit einer Schraube axial gesichert. Das Lenkrohr mit den eingepressten Gleitlagerbuchsen wird in weiterer Folge von unten montiert und mit einer Schraube durch den Radachsträger spielfrei vorgespannt. Diese Schraube muss eingeklebt werden, um ein selbstständiges Lösen, aufgrund der auftretenden Relativbewegungen beim Lenken, zu vermeiden. Abschließend kann sowohl die Radachse, die Radlagerung als auch die Felge inklusive Mantel befestigt werden. Diese Konstruktion ermöglicht eine kostengünstige Fertigung, eine einfache Montage und nicht zuletzt ein ansprechendes Design.

Die Abbildung 7.5 zeigt einen Längsschnitt durch das Neigungsgelenk. Die Drehachse wurde so ausgelegt, dass sie kurz vor dem hinteren Radaufstandspunkt die Fahrbahnebene schneidet (siehe Abbildung 7.2 auf Seite 73). Diese Ausführung hat im Vergleich zur horizontalen Drehachse beim ersten Prototypen den gegenteiligen Effekt: Die Gabelbrücke dreht sich leicht in Richtung der Lenkbewegung und verstärkt somit den Radlenkwinkel.

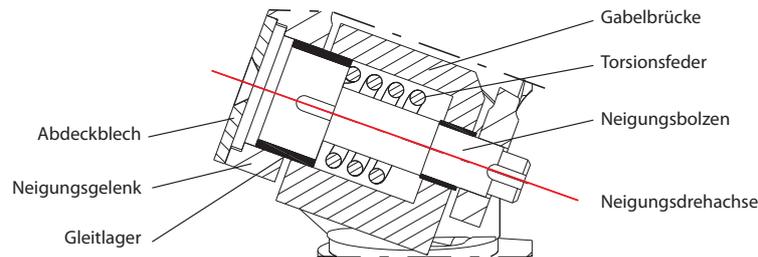


Abbildung 7.5.: Aufbau des Neigungsgelenks

Die Gabelbrücke wird durch zwei Gleitlagerbuchsen geführt, welche über den Neigungsbolzen und dem Neigungsgelenk den Kraftschluss schließen. Der Zwischenraum wurde durch eine beidseitig wirkende Torsionsfeder optimal ausgenutzt. Die Federenden stützen sich einerseits in der dargestellten Nut im Neigungsbolzen und andererseits in der Gabelbrücke ab. Die Torsionsfeder soll das Fahrzeug aufrichten und die Stabilität bei niedrigen Geschwindigkeiten erhöhen. Der Neigungsbolzen wird auf der rechten Seite mit einer Kombination aus Sicherungsblech und Nutmutter gesichert. Dieser Aufbau bietet zusätzlich die Möglichkeit die Fahrzeugneigung durch die Klemmkraft der Nutmutter zu variieren. Das Abdeckblech wird mit einer Schraube mit dem Neigungsbolzen verschraubt, wodurch eine Drehbewegung des Neigungsbolzens verhindert wird. Das Abdeckblech bildet eine formschlüssige Verbindung mit dem Aufnahmeblock und ermöglicht einen Toleranzausgleich bei der Montage.

7.1.2. Lenksäuleneinheit

Die untere Lenksäuleneinheit setzt sich aus dem Steuerrohr, dem Lenkrohr, dem Steuersatz, dem Neigungsgelenk, der Lenkanbindung und der Akkuhalterung zusammen. Der verwendete Steuersatz, welcher die Drehbewegung des Lenkrohrs ermöglicht, wurde bereits im Kapitel 4 angeführt. Die Lagervorspannung erfolgt durch eine handelsübliche Lenkerkralle aus dem Fahrradsektor. Die Lenkanbindung stellte bei dieser Baugruppe eine besondere Herausforderung dar. Aufgrund der geforderten Seitenneigung von $\pm 30^\circ$ musste eine Alternative zu den Kugelgelenkköpfen gefunden werden. Es wurden unterschiedlich Lösungsvarianten, wie beispielsweise eine Lenkungsbetätigung mit einem Seil oder eine vollständige Entkoppelung der Lenkung von der Fahrzeugneigung durchgespielt. Schlussendlich fiel die Entscheidung auf ein Kreuzgelenk, welches die erforderlichen zweidimensionalen Winkelbereiche von $\pm 45^\circ$ an der Lenksäule abdecken kann. Die Anbindung der Achsschenkel wird weiterhin mit den Kugelgelenkköpfen ausgeführt. Die Abbildung 7.6 zeigt die ausgeführte Lenkung von unten und von hinten bei zwei unterschiedlichen Fahrzuständen. Die Position des Lenkers kann in der Darstellung 7.15 auf Seite 89 betrachtet werden.

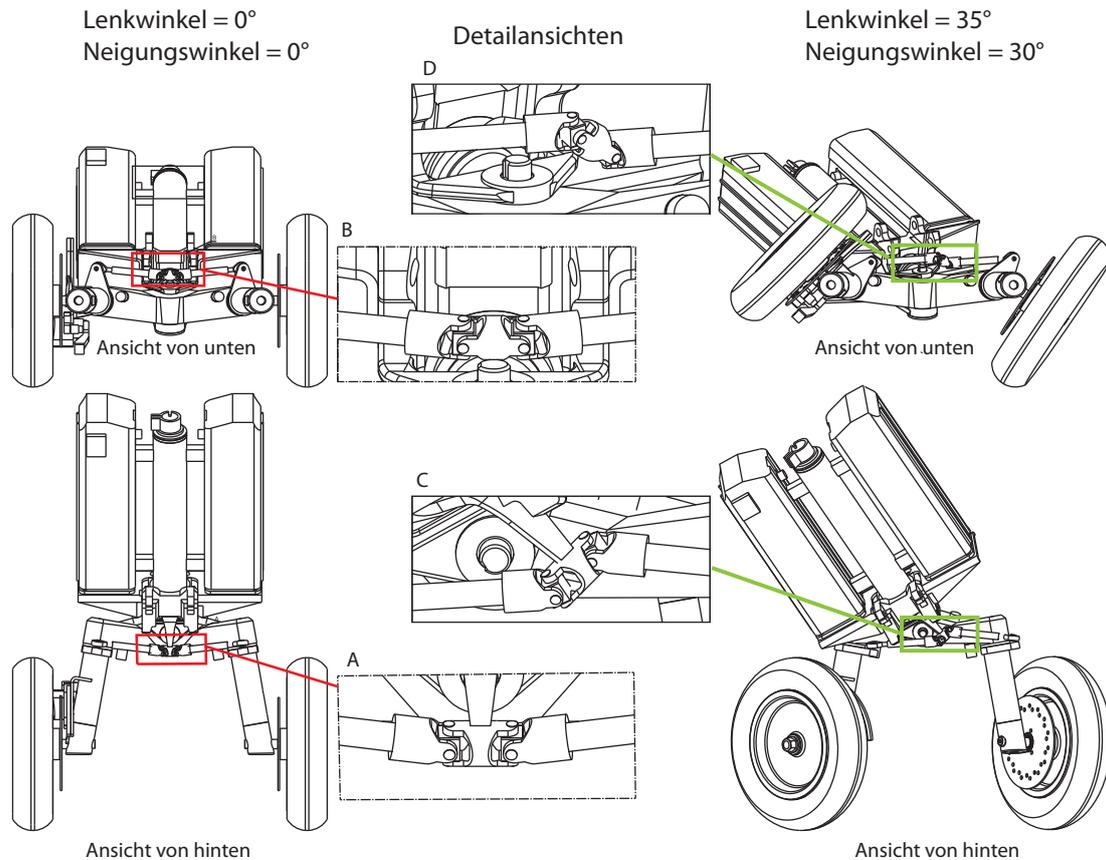


Abbildung 7.6.: Lenkgeometrie des zweiten Prototypen

Auf der linken Seite ist die vordere Fahrzeughälfte bei der Geradeausfahrt dargestellt. Der maximal mögliche Neigungswinkel von 30° , bei einem Lenkwinkel von 35° , ist rechts dargestellt. Diese Konfiguration entspricht dem maximal möglichen Radlenkwinkel des kurveninneren Rades von 45° .

Die Detailansichten A bis D legen den Fokus auf das angesprochene Kreuzgelenk. Beim Vergleich der Detaildarstellungen C und D erkennt man den vorher angesprochen zweidimensionalen Winkelbereich. Die Ansichten A und B zeigen die Ausgangslage des Kreuzgelenkes, wobei die Positionierung bzw. die Winkellage der Drehachsen des Kreuzgelenkes einen Einfluss auf die erreichbaren Knickwinkel haben. Beim Prototypen wurde das Kreuzgelenk parallel zur unteren Lenksäule, also mit einem Winkel von 30° von der Horizontalen aus gemessen, befestigt.

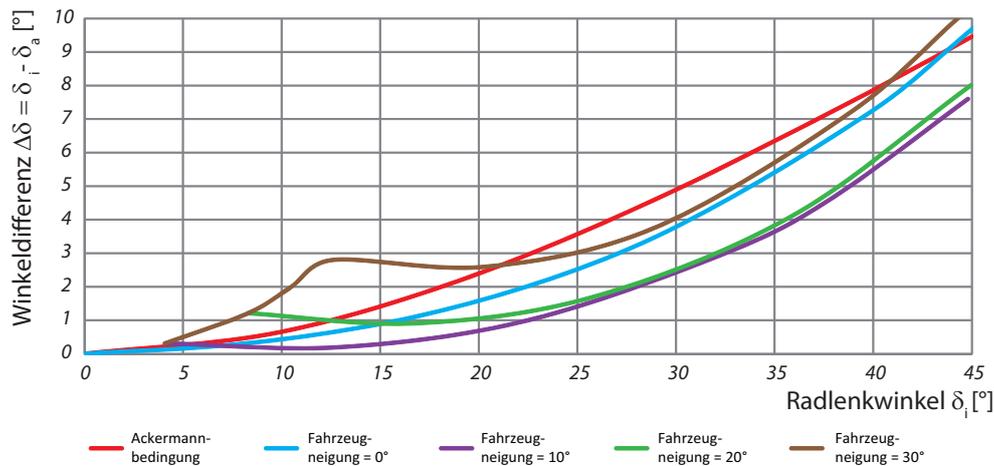


Abbildung 7.7.: Lenkungscharakteristik des zweiten Prototypen

Die Abbildung 7.7 zeigt die Lenkungscharakteristik des entwickelten Fahrzeugs. Auf der Abszisse ist der Radlenkwinkel des kurveninneren Rades, in der Fahrbahnebene gemessen, in Grad aufgetragen. Die Ordinate stellt die Winkeldifferenz zwischen dem kurveninneren und -äußeren Rad dar. Mit den geometrischen Fahrzeugabmessungen kann die in Rot dargestellte Ackermannbeziehung aufgestellt werden. Die unterschiedlichen Farben zeigen die Radlenkwinkel in Abhängigkeit von der Fahrzeugneigung. Die Abweichungen der unterschiedlichen Linien wurden auf ein Minimum optimiert, wobei sich die Absoluteabweichung in einem Bereich von 0 bis rund 2° bewegt.

Die konstruktiven Ausführungen der Lenksäuleneinheit werden mit dem Lenksäulenklappgelenk abgeschlossen. Abbildung 7.8 illustriert den prinzipiellen Aufbau dieses Gelenks. Die Zahlen von eins bis vier geben die vier möglichen Lenkerstellungen wieder, wobei diese Positionen folgende Funktionen erfüllen:

- **Position 1** stellt, durch eine nahezu parallele Positionierung der oberen und unteren Lenksäuleneinheit, eine platzsparende Transportmöglichkeit dar. Diese Position soll in U-Bahnen, Bussen oder Straßenbahnen Anwendung finden.
- **Position 2** ist die Stellung für den üblichen Fahrbetrieb.
- **Position 3** findet beim Trolleymodus (siehe Abbildung 7.3 auf Seite 74) Anwendung.
- **Position 4** ist für die kompakte Abstellkonfiguration vorgesehen.

Der entwickelte Mechanismus erfüllt auf einfache Art und Weise das spielfreie Spannen in den vier verschiedenen Positionen.

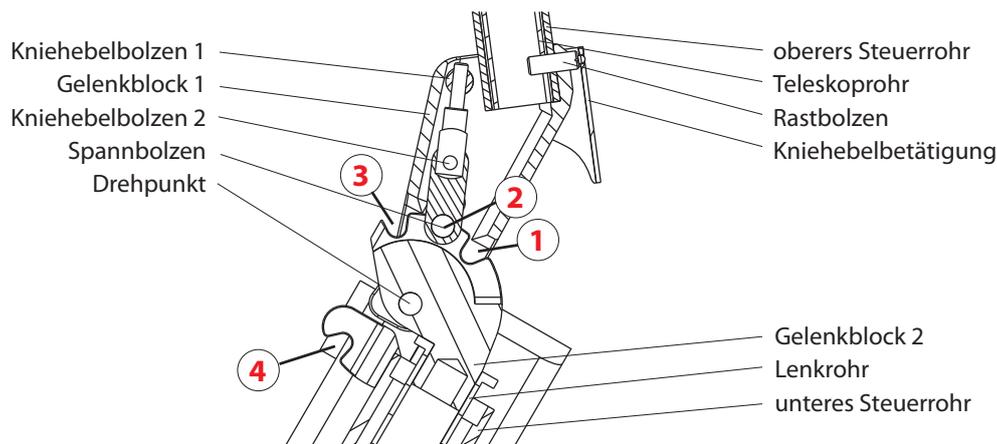


Abbildung 7.8.: Längsschnitt des Lenksäulengelenks

Der Spannbolzen wird mittels des dargestellten Kniehebels in die V-förmigen Kerben des Gelenkblocks 2 gedrückt. Der Spannbolzen ist beidseitig in einem Langloch im Gelenkblock 1 geführt, wodurch die vertikale Bewegung ermöglicht wird. Die Betätigung erfolgt über den Bedienhebel auf der rechten Seite, welcher durch das Rastelement gesichert ist. Dieser Rastbolzen verhindert das unbeabsichtigte Lösen des Spannmechanismus.

Durch eine kraftschlüssige Verbindung zwischen dem Bedienhebel und dem Kniehebelbolzen 1 wird die Drehbewegung des Hebels direkt auf den Kniehebelmechanismus übertragen. Somit wird der Mechanismus durch eine Bewegung entgegen dem Uhrzeigersinn gelöst und im Uhrzeiger gespannt. Die Fertigungstoleranzen und die Kniehebelvorspannung werden durch den Gewindestift ausgeglichen bzw. eingestellt. Der Gelenkblock 2 ist mit dem Lenkrohr verschweißt und stellt somit eine stoffschlüssige Kraft- und Drehmomentübertragung zum unteren Fahrzeugaufbau, bis hin zu den Anlenkpunkten, dar.

7.1.3. Verbindungsträgereinheit

Die Verbindungsträgereinheit ist das Bindeglied zwischen der Lenksäule und dem Trittbrett. Diese Baugruppe ermöglicht das spielfreie Spannen des Fahrzeugs, überträgt die auftretenden Kräfte und Momente und spielt beim Zusammenklappen eine große Rolle. Bei der konstruktiven Auslegung musste besonderes Augenmerk auf die Länge und die Position der Anbindepunkte gelegt werden. Durch die parallele Anordnung der unteren Lenkeinheit, des Verbindungsträgers und der Trittbretteinheit (vgl. Abbildung 7.3 auf Seite 74) wurden die Freiheitsgrade bei der konstruktiven Umsetzung beschränkt. Weitere Einflussfaktoren, wie eine ergonomische Standposition, eine horizontale Ausrichtung des Trittbrettes im Fahrbetrieb, die fluchtenden Räder im zusammengeklappten Zustand und die Wünsche des Designers mussten ebenfalls berücksichtigt werden. Diese Umstände führten zu einer starken Koppelung der unterschiedlichen Baugruppen und es musste bereits bei kleinen Änderungen an einer Baugruppe das gesamte Fahrzeug adaptiert

werden.

Die folgende Abbildung 7.9 zeigt verschiedene Ansichten der Verbindungsträgereinheit, wobei die Lenksäule links und das Trittbrett auf der rechten Seite montiert wird. Der elektrische Kabelbaum, die Bowdenzüge und Federn sind in der Darstellung nicht abgebildet. Der genaue Bewegungs- und Betätigungsablauf des Mechanismus wird nach der Darstellung schrittweise erklärt.

Der entwickelte Klappmechanismus des Gesamtfahrzeugs kann in der Abbildung 6.2 auf der Seite 59 nachvollzogen werden.

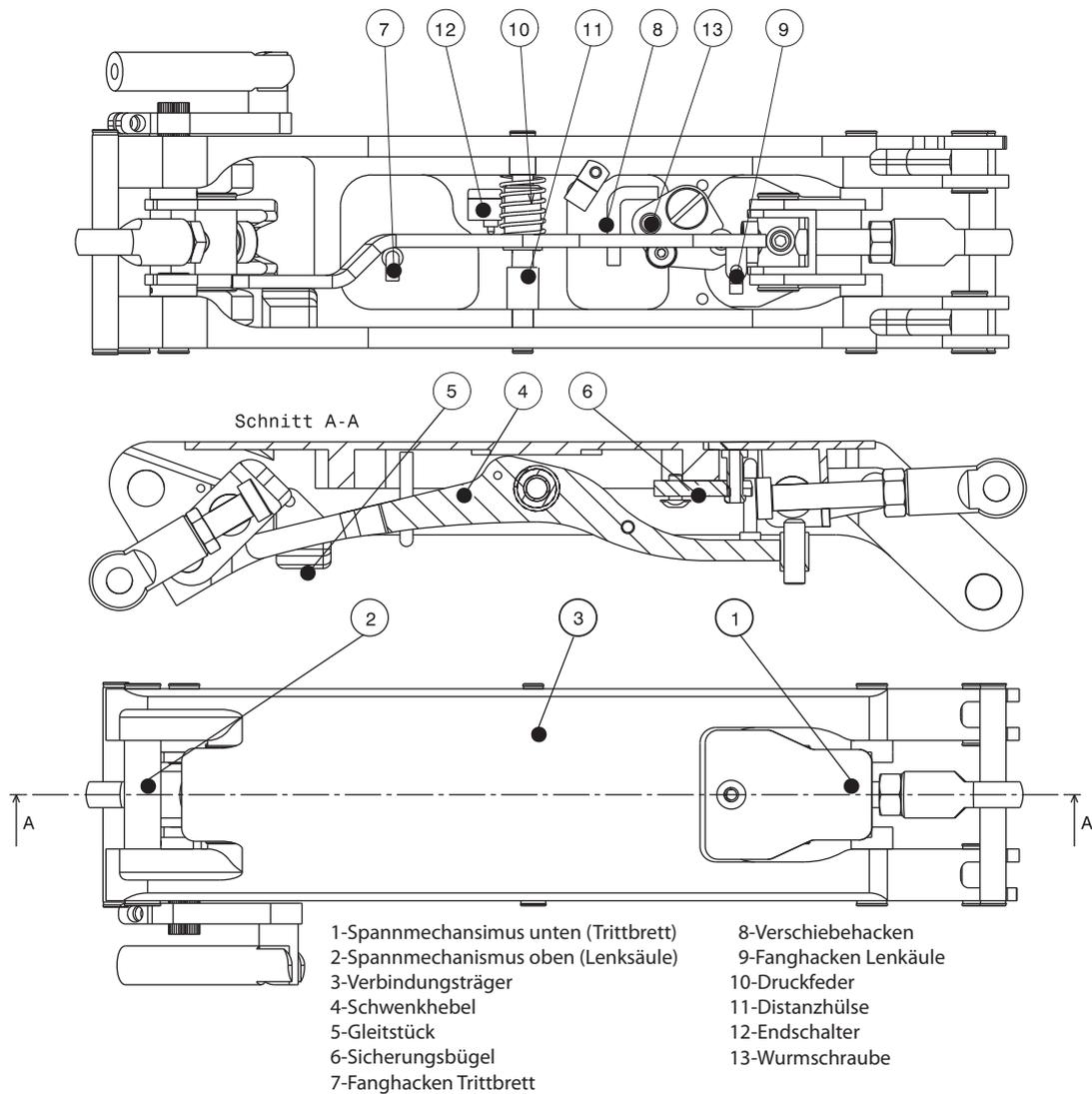


Abbildung 7.9.: Verbindungsträgereinheit mit geschlossenem Spannmechanismus

Um das Fahrzeug vom Fahrbetrieb in den geklappten Modus zu versetzen, sind die folgenden Schritte und die daran gekoppelten Bewegungsabläufe erforderlich:

- Die Vorderräder werden durch die Betätigung des linken Bremshebels blockiert und arretiert.
- Der *Sicherungsbügel* (6) wird mittels Seilzug gedreht und gibt das *Spannpedal* (1) frei.
- Das *Lösepedal* wird mit dem Fuß betätigt und somit der *Spannmechanismus oben* (2) gelöst.
- Der *Kniehebel* (2) drückt bei diesem Vorgang den *Schwenkhebel* (4) auf der linken Seite nach unten, wodurch der *Spannmechanismus unten* (1) auf der gegenüberliegenden Seite geöffnet wird. Der *Schwenkhebel* wird dadurch um zirka 11° gegen den Uhrzeigersinn gedreht.
- Der Seilzug muss entlastet werden, da ansonsten die axiale Verschiebung des *Schwenkhebels* behindert wird.
- Die Torsionsfeder, welche in der Drehachse des *Sicherungsbügels* (6) angebracht ist, dreht diesen wieder in seine Ausgangslage zurück.
- Der *Schwenkhebel* (4) wird von der *Druckfeder* (10) axial verschoben. Die *Distanzhülse* (11) stellt den Endanschlag für die axiale Verschiebung dar.
- Somit kann der *Kniehebel* (2) ungehindert den *Schwenkhebel* (4) passieren und die nötige Rotationsbewegung für den Klappmechanismus durchführen.
- Der *Schwenkhebel* (4) wird durch eine Torsionsfeder in dieser Winkelposition (zirka 11°) gehalten.
- Im nächsten Schritt kann der eigentliche Klappvorgang eingeleitet werden. Die Lenksäule wird nach vorne geneigt, bis das Gelenk *Verbindungsträger-Trittbrett* den Totpunkt überwunden hat.
- Diese Stellung wird von dem *Endschalter-Totpunkt*, welcher am Trittbrett montiert ist, erfasst.
- Die Motorsteuerung beginnt den Radnabenmotor anzutreiben und klappt das Fahrzeug zusammen.
- Ein weiterer *Endschalter-Lenksäule* wird vom Verbindungsträger betätigt, sobald dieser seine Endposition an der Lenksäuleneinheit erreicht hat und der Antrieb wird gestoppt.
- Die *Verriegelung-Lenksäule-Verbindungsträger* rastet ein, indem der *Fanghacken* (9) in eine an der Lenksäule montierte Blattfeder einschnappt.
- Die *Verriegelung-Trittbrett-Verbindungsträger* wird durch das Einrasten des Fanghackens (7) in eine Blattfeder am Trittbrett umgesetzt.

- Sollte während dem Klappvorgang der linke Bremshebel gelöst werden, so wird der Motorantrieb gestoppt und der Klappvorgang aus Sicherheitsgründen unterbrochen.

Die Abbildung 7.10 zeigt die Positionen der einzelnen Bauteile im geöffneten Zustand.

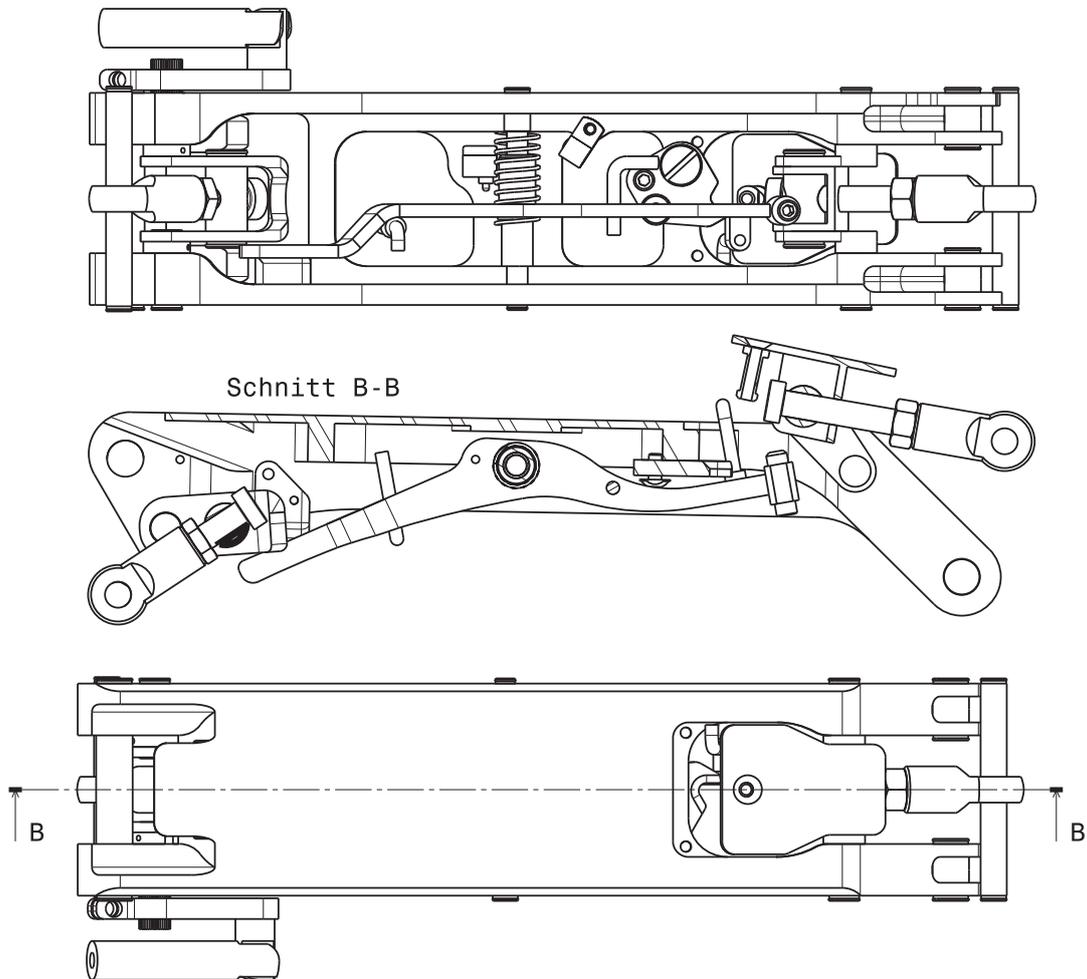


Abbildung 7.10.: Verbindungsträgereinheit mit geöffnetem Spannmehanismus

Die folgenden Schritte sind für das Auseinanderklappen des entwickelten Fahrzeugs notwendig.

- Der *Sicherungsbügel* (6) wird durch die Betätigung des Seilzugs gedreht.
- Der *Schwenkhebel* (4) wird durch den *Verschiebehacken* (8) und der eingreifenden *Wurmschraube* (13) axial gegen die *Druckfeder* (10) verschoben.

- Durch die Verschiebung löst sich die Arretierung und der *Endschalter* (12) wird betätigt.
- Nun stehen prinzipiell drei Möglichkeiten zur Verfügung:
 - Ein Motor ohne Freilauf könnte durch langsames Zurückfahren das Fahrzeug entfalten.
 - Bei einem gebremsten Hinterrad könnte man das Fahrzeug nach vorne schieben und somit in den Fahrmodus versetzen.
 - Zuletzt bleibt noch die Möglichkeit, das Hinterrad mit dem Fuß nach hinten zu ziehen.
- Im nächsten Schritt muss der *Seilzug* gelöst werden, wodurch der *Schwenkhebel* (4) und der *Sicherungsbügel* in die geöffnete Ausgangslage (siehe Abbildung 7.10) gedrückt werden.
- Das *Spannpedal* (1) wird mit dem Fuß betätigt und gleichzeitig wird der *Schwenkhebel* (4) gedreht.
- Das *Gleitstück* (6) verschiebt den *Schwenkhebel* (4) in die Spannposition und der *Spannmechanismus-oben* (2) wird gespannt.
- Der *Sicherungsbügel* (6) rastet automatisch ins *Spannpedal* (1) ein und verhindert ein ungewolltes Lösen des oberen und unteren Spannmechanismus (1) (2) während der Fahrt.
- Der Motor kann nur in Betrieb genommen werden, wenn der *Endschalter* (12) geschlossen ist.

Dieser recht aufwendige Mechanismus ermöglicht mit wenigen Bedienelementen (Spannpedal, Lösepedal und Seilzughebel) alle erforderlichen Funktionen.

7.1.4. Trittbrett- und Hinterradeinheit

Die Trittbretteinheit besteht aus einer biegesteifen Unterkonstruktion und einem gekanteten Trittbrettblech. Der vordere Träger stellt die Aufnahme der Verbindungsträgereinheit und des zugehörigen Kniehebelmechanismus dar. Die Achsaufnahme verbindet den Motor und das hintere Kotblech mit dem restlichen Fahrzeugaufbau. Die Hinterradeinheit kann entlang der gefrästen Nut in Längsrichtung verschoben werden. Dadurch kann der Fahrbahnkontakt im geklappten Zustand eingestellt und somit die Toleranzkette ausgeglichen werden. Das Motordrehmoment stützt sich über den Zweikant der Motorachse in der Nut ab. Ein ungewolltes Herausfallen des Motors wird durch eine Sicherungsscheibe mit einer Fangnase verhindert.

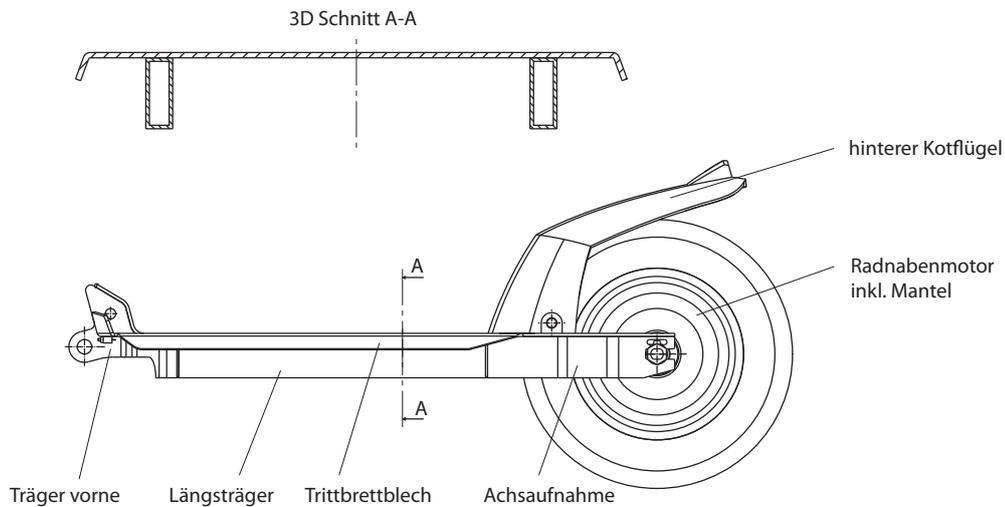


Abbildung 7.11.: Trittbrett- und Hinterradeinheit

Das Querschnittsprofil der Trittbretteinheit ist in Abbildung 7.11 dargestellt. Die Hohlprofile ($40 \times 15 \times 2 \text{ mm}$) sorgen in Verbindung mit dem verschweißten Trittbrettblech (Wandstärke $s = 3 \text{ mm}$) für die nötige Biegesteifigkeit des Trittbrettes. Der vordere Träger und die Achsaufnahmen werden eingesteckt und verschweißt.

7.1.5. Sitzsystem

Die konstruktiven Ausführungen werden mit dem Sitzsystem abgeschlossen. Das Sitzsystem wurde als eigenständige, abnehmbare Einheit ausgeführt, wobei die gute Integration in das Gesamtfahrzeug berücksichtigt wurde. Dies beinhaltet vor allem die abgestimmte Klappfunktion des Sitzsystems. Der komplette Fahrzeugaufbau ist am Beginn dieses Kapitels in Abbildung 7.2 im Fahrbetrieb bzw. in der Darstellung 7.3 im Trolley- und Abstellmodus zu sehen. Die Darstellung 7.12 zeigt das System in drei unterschiedlichen Stellungen. Die Stützrohre ermöglichen die Klappbewegung in Richtung des Trittbrettes. Die Rastscheibe sichert die ausgewählte Position durch eine formschlüssige Verbindung mit dem Rastbolzen. Der Rastbolzen wird über einen Seilzug betätigt.

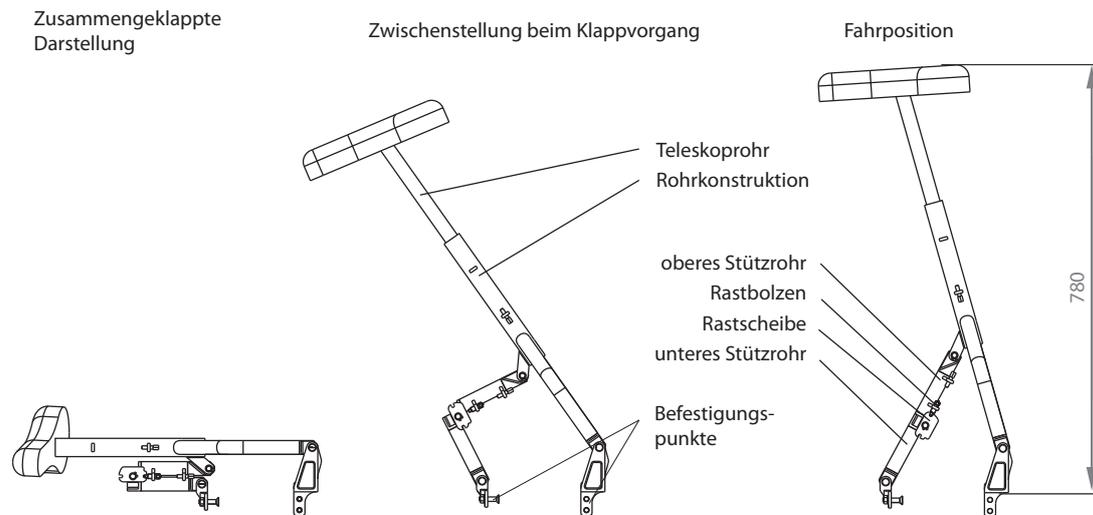


Abbildung 7.12.: Sitzsystem

7.2. Produktionsablauf

Die mechanische Fertigung der Bauteile wurde extern beauftragt. Der Auftrag wurde an die Firma Ulrich Maschinenbau GmbH mit Sitz in A-8480 Mureck vergeben. [1] Der Betrieb verfügt über einen gut ausgestatteten Maschinenpark und auch die geographische Nähe spielte neben dem Fertigstellungstermin und den Kosten bei der Auswahl eine bedeutende Rolle. Die normgerechten Zeichnungen wurden persönlich übergeben und besprochen. Nach Fertigstellung der Einzelkomponenten wurden die nötigen Schweißarbeiten begleitend unterstützt und gleichzeitig überprüft.

Die mechanische Endmontage der beiden Fahrzeuge erfolgte in der Werkstatt des Institutes für Fahrzeugtechnik an der TU-Graz. Ein Fahrzeug wurde mit allen Anbauteilen, wie der Taschenhalterung und dem Sitzsystem ausgestattet. Beim zweiten Fahrzeug wurde auf diese Bauteile verzichtet, somit kann diese Ausführung als Basisversion verstanden werden. Die Fahrzeuge unterscheiden sich weiters durch die Motorisierung (250 W, 350 W) und der Fahrzeugfarbe (silber, schwarz). Die detaillierten technischen Daten der Fahrzeuge können der Tabelle 3.1 auf der Seite 22 entnommen werden.

Für die elektrische Endmontage wurden die Fahrzeuge nach Wien überstellt. Es wurden je zwei identische Steuergeräte, der Kabelstrang, die nötigen Taster, Endschalter und die Fahrzeugbeleuchtung verkabelt und montiert.

Die Abbildung 7.13 zeigt einige Einzelteile des zweiten Prototypen.

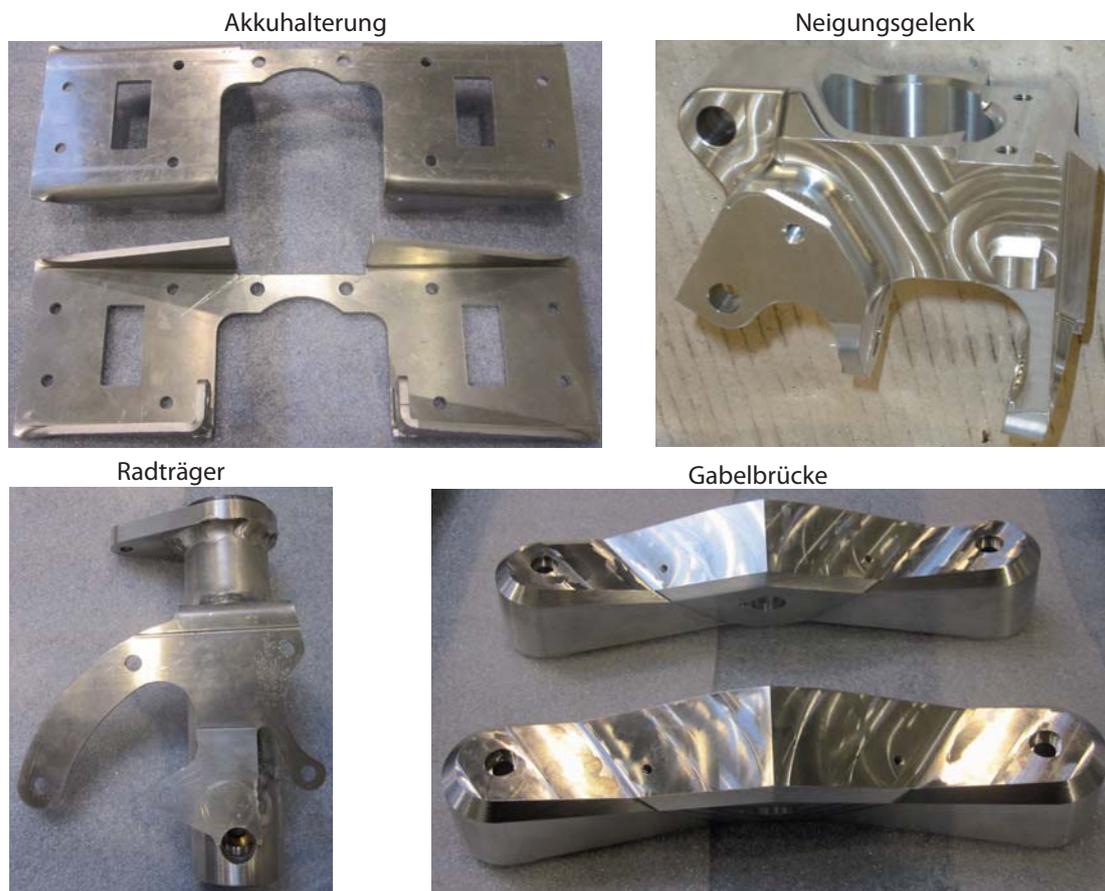


Abbildung 7.13.: Auswahl an Einzelteilen des zweiten Prototypen

Die Abbildung 7.14 zeigt die entwickelten Fahrzeuge.



Abbildung 7.14.: Darstellung der Prototypenfahrzeuge im Fahrmodus und in der Abstellkonfiguration

7.3. Ergebnisse

Die zu Beginn angeführten Anforderungen an ein elektrisches Fahrzeug für den individuellen Stadtverkehr (vgl. Kapitel 3) wurden bei dieser Fahrzeuggeneration zum Großteil erfüllt.

Die ausgeklügelte Lenkungs- und Neigungs kinematik sorgt für ausreichenden Fahrspaß und kleinste Wenderadien (1,3 m). Die vorgestellte Vorderradeinheit (vgl. Abbildung 7.4) konnte die gestellten Erwartung hinsichtlich der Dimensionierung, der Montage, des Designs und natürlich auch die funktionellen Anforderungen sehr gut erfüllen. Die Adaption der Neigungsdrehachse war ebenso ein voller Erfolg und resultierte in Kombination mit der umgesetzten Lenkung in einem dynamischen Fahrverhalten.

Die Konstruktion der Fahrzeuglenkung mit dem verwendeten Kreuzgelenk und den beiden Spurstangen kann nach ersten Tests die virtuell entwickelten Winkelbereiche gut abdecken. Die Lenkbewegung in Kombination mit der Fahrzeugneigung deckt sich ebenso mit der konstruktiven Entwicklung. Detailuntersuchen inklusive der Messung der Lenkwinkel und weitere Praxistest werden in einer weiterführenden Diplomarbeit behandelt.

Das erarbeitete Konzept des Lenksäulenklappgelenks (vgl. Abbildung 7.8) konnte sich bei den ersten Tests durchaus bewähren. Es ermöglicht die einfache spielfreie Positionierung der oberen Lenksäulenheit. Zusätzlich wurde bei einem Prototypenfahrzeug der gesamte elektrische Kabelbaum im Teleskoprohr geführt.

Die aufwendige Verbindungsträgereinheit ermöglicht über die beiden Kniehebel ein spiel- freies und Spannen der beiden Gelenkpunkte. Aufgrund dieser Ausführung kommt es zu keinerlei Verspannungen während des Fahrbetriebs und der Mechanismus lässt sich leichtgängig öffnen. Die aufwendige Abstimmung der Gelenkpositionen und Bauteilab- messungen resultierten in einem kollisionsfreien Zusammenklappen beider Fahrzeuge. Die durchgeführten Ergonomiestudien fruchteten in deren Umsetzung, wodurch die meisten Fahrer eine bequeme Haltung, sowohl in der Fahrposition als auch in der Trolleyposi- tion, einnehmen können. Die ergonomische Fahrpostion wird durch die Trittbrettlänge, -breite, -höhe, aber vor allem durch die Lenkerposition in Bezug auf den Fußaufstands- punkt ermöglicht.

Die analytische Auslegung der Trittbretteinheit (siehe Abschnitt 8.1) führte zu einer ausreichenden Trittbrettsteifigkeit. Der Bauraum zwischen der Profilkonstruktion wurde für die elektrische Steuereinheit optimal verwendet. In diesem Zusammenhang musste wiederum auf mögliche Kollisionen im geklappten Zustand Rücksicht genommen werden. Die integrierte Ständerfunktion des hinteren Kotflügels erwies sich bei ersten Versuchen als sehr praktikabel.

Der Klappmechanismus des höhenverstellbare Sitzsystems funktioniert einwandfrei und steigert den Fahrkomfort besonders bei längeren Fahrtstrecken. Durch die abnehmbare Konstruktion dieser Einheit wird es jedem Benutzer frei gestellt, ob er dieses System ver- wendet oder nicht. Die Integration dieses System in den Klappmechanismus ermöglicht unter anderem die sehr kompakten Klappmaße des Fahrzeugs (695x475x380 mm).

Die Herstellungskosten der beiden Prototypenfahrzeuge bewegten sich durch die geziel- te kostengünstige Konstruktion in einem vernünftigen Rahmen, was auf überschaubare Herstellkosten einer möglichen Serienproduktion hindeutet. Dem angesprochene Sicher- heitsaspekt wird aufgrund der konzeptionellen Berechnung von „worste case“ Szenarien Sorge getragen. Das Fahrzeugdesign wurde in enger Zusammenarbeit mit dem Industrie- designer [20] bereits in der Konstruktionsphase berücksichtigt um umgesetzt. Dadurch wurde es ermöglicht das durchaus gelungene Fahrzeugdesign ohne zusätzliche und zu- meist kostenintensive Verkleidungsteile zu verwirklichen.

Obwohl das Gesamtsystem des entwickelten Fahrzeugs etliche Anforderungen erfüllen konnte, sind sowohl bei der Fertigung, als auch bei der Montage und im Testbetrieb einige Probleme aufgetreten. Die Tabelle A.1 im Anhang zeigt eine Auflistung der aufgetretenen

Probleme der einzelnen Fahrzeugbaugruppen. Einige Probleme waren bereits während der Konstruktion absehbar, jedoch wurden die Nachteile zugunsten anderer Funktionen in Kauf genommen.

Hierzu zählt beispielsweise das Fahrzeuggewicht, welches aufgrund der Baugröße und der hohen Funktionalität bei beträchtlichen 25 *kg* liegt.

Eine weitere absehbare Schwierigkeit, stellt der Knick in der Lenksäule dar. Dieser wurde zugunsten von Ergonomie Aspekten, dem Fahrzeugdesign und der einsparung eines Gelenks umgesetzt. Die Abbildung 7.15 zeigt die ISO-Ansichten des entwickelten Fahrzeugs. In blauer Farbe ist die Lenkerposition in der Nullstellung dargestellt. Die Fahrzeugansichten wurden mit überlagert, wobei die grüne Darstellung einem Lenkeinschlag von 45° entspricht. Anhand dieser Abbildung wird nun das ungewohnte Lenkverhalten der zweiten Prototypen Generation erklärt. Bei einer geraden Drehachse kann eine Lenkbewegung der Räder ausschließlich durch eine Drehbewegung des Lenkers bewerkstelligt werden. Dieser Sachverhalt gilt zum Beispiel für Fahrräder oder Motorräder.

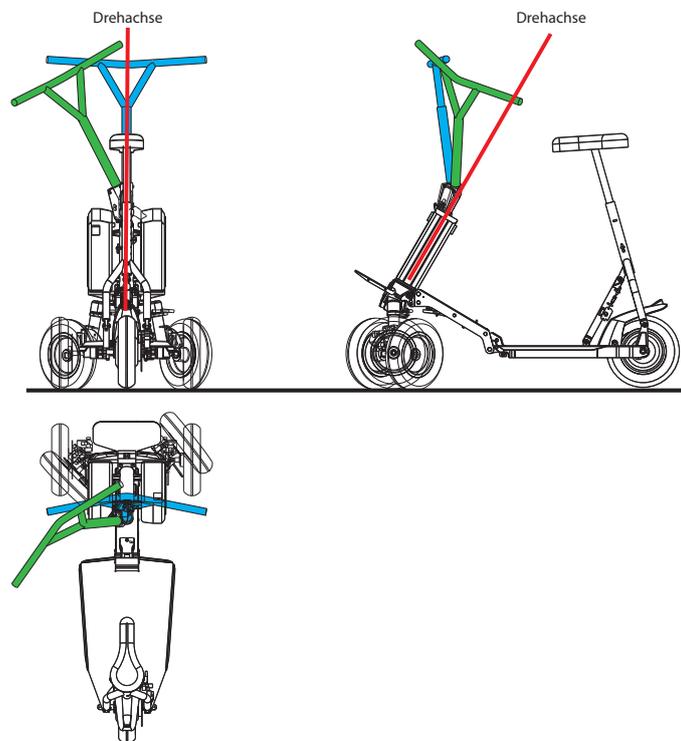


Abbildung 7.15.: Darstellung der Lenkerbewegung beim zweiten Prototypen

Durch die Winkelabweichung von der Drehachse ergibt sich jedoch bei diesem Fahrzeug ein anderes Lenkverhalten. Dreht man den Lenker, so ergibt sich zusätzlich zur Drehbewegung eine seitliche Verschiebung des Lenkeraufbaus. Anders ausgedrückt erfolgt durch ein seitliches Drücken eine Lenkbewegung. Diese Tatsache führt in Verbindung

mit der Fahrzeugneigung zu einem ungewohnten und teilweise instabilem Fahrverhalten. Vor allem bei geringen Geschwindigkeiten ist es teilweise erforderlich, das Fahrzeug auszubalancieren. Bei diesem Vorgang stützt man sich intuitiv am Lenker ab und drückt diesen somit zur Seite. Dies führt wiederum zu einem Lenkeinschlag und das System schaukelt sich auf. Dieses Problem könnte entweder durch ein starres Trittbrett, welches keine Neigung zulässt, oder durch eine möglichst gerade Lenkerdrehachse behoben werden. Eine Neigungsblockierung würde die Fahrdynamik stark beeinträchtigen und eine Verkleinerung der Winkelabweichung erfordert eine Neuauslegung etlicher Bauteile.

In der nachfolgenden Abbildung 7.16 ist der Arretiermechanismus zwischen Verbindungsträger und Lenksäule dargestellt. Der Fanghacken (Rot) schnappt in der Blattfeder (Blau) ein und somit ergibt sich eine formschlüssige Verbindung.

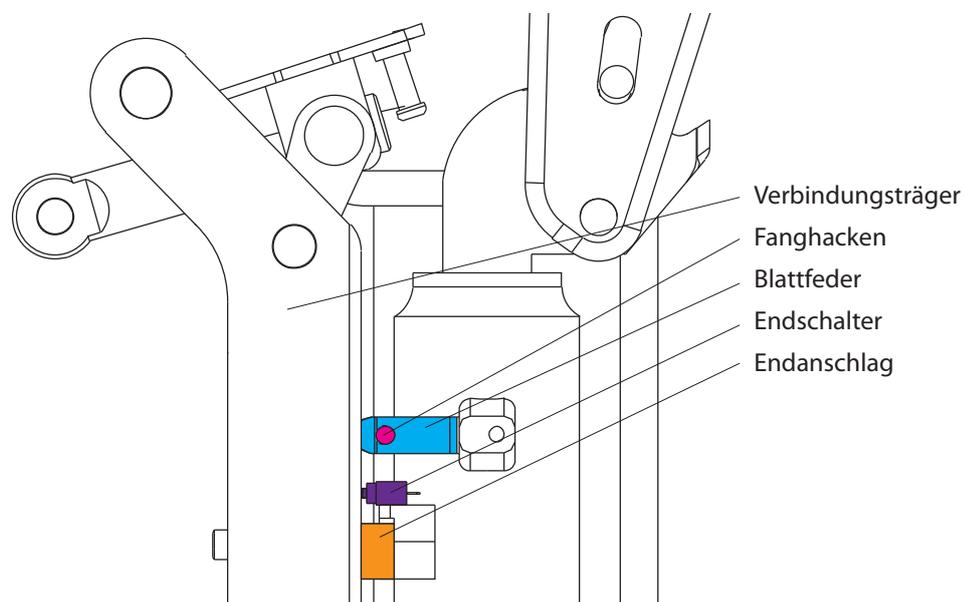


Abbildung 7.16.: Arretierung zwischen Verbindungsträger und Lenksäule

Zusätzlich sind der Endschalter (Violett) und der Endanschlag (Orange) abgebildet. Aufgrund der maßstäblichen Darstellung ($M = 1:2$) erkennt man die sehr kompakte Bauweise dieser Bauteile. Die Erprobung bestätigte die befürchteten Probleme dieser Konstruktion. Die Blattfeder kann sehr leicht verbogen werden und somit funktioniert der Mechanismus nicht wie gewünscht. Die Arretierung kann des Weiteren nur im nahezu kräftefreien Zustand vernünftig gelöst werden.

8. Festigkeitsbetrachtungen

Die Bauteildimensionierung des entwickelten Fahrzeugs wurde mit einer überschlägigen Handrechnung durchgeführt. Eine exakte Berechnung der Einzelkomponenten war aufgrund der nicht genau definierten Belastungssituation nicht zielführend. Die Berechnungen wurden unter teilweiser Zuhilfenahme der CAD Software CATIA V5 zum größten Teil händisch abgeschätzt. Für die statischen Berechnungen wurde ein Fahrzeugesamtgewicht von 120 kg angenommen. Diese Masse war der ausschlaggebende Wert für die Auslegung des Trittbretts.

Die folgenden Lastfälle werden in der anschließenden Berechnung betrachtet:

- Biegelinie des Trittbretts im stationären Betriebspunkt
- Spannungen im Neigungsgelenk beim Erreichen der Kippbedingung
- Spannungen in der Vorderradeinheit bei einem „worste case“ Szenario

8.1. Handrechnung

Aufstandskräfte

Für den stationären Betriebszustand ergeben sich die Radaufstandskräfte F_{Zv1} , F_{Zv2} und F_{Zh} aus der Kräftebilanz in z-Richtung und dem Momentengleichgewicht um den hinteren Aufstandspunkt. Eine Prinzipskizze wurde bereits auf der Seite 50 in der Abbildung 5.5 angeführt. Die verwendeten Formeln wurden dem Vorlesungsskript Festigkeitslehre VO [3] entnommen.

$$\sum F_Z = 0 = F_{Zv1} + F_{Zv2} + F_{Zh} - m \cdot g \quad (8.1)$$

$$\sum M_x = 0 = F_{Zv1} \cdot \frac{b}{2} - F_{Zv2} \cdot \frac{b}{2} \quad (8.2)$$

$$\sum M_y = 0 = F_{Zv1} \cdot l_2 + F_{Zv2} \cdot l_2 - m \cdot g \cdot (l_2 - l_1) \quad (8.3)$$

Aus den obigen Gleichungen ergeben sich mit den geometrischen Abmessungen und einer Gesamtmasse von 120 kg die folgenden Aufstandskräfte:

- $F_{Zv1} = F_{Zv2} = 226 \text{ N}$
- $F_{Zh} = 725 \text{ N}$

Biegelinie

Die Differenzialgleichung der Biegelinie mit konstanter Biegesteifigkeit (EI) und konstanter Belastung q_z ist in der folgenden Gleichungsfolge für einen allgemeinen Fall angeführt. [3]

$$EI_{yy}w^{(IV)}(x) = q_z \quad (8.4)$$

$$EI_{yy}w'''(x) = q_z x + C1 = -Q_z \quad (8.5)$$

$$EI_{yy}w''(x) = q_z \frac{x^2}{2} + C1x + C2 = -M_y \quad (8.6)$$

$$EI_{yy}w'(x) = q_z \frac{x^3}{6} + C1 \frac{x^2}{2} + C2x + C3 = -EI_{yy}\varphi \quad (8.7)$$

$$EI_{yy}w = q_z \frac{x^4}{24} + C1 \frac{x^3}{6} + C2 \frac{x^2}{2} + C3x + C4 \quad (8.8)$$

Die Konstanten C1 bis C4 werden über geeignete Randbedingungen bestimmt. Diese Vorgehensweise wurde beim entwickelten Fahrzeug für die Auslegung des Trittbretts verwendet. Das Flächenträgheitsmoment ist aufgrund der Flächenänderung entlang der dargestellten x-Achse nicht konstant. Für die konzeptionelle Berechnung wurde das Trägheitsmoment jedoch als konstant angenommen. Des Weiteren wurde die Flächenlast q_z , welche aufgrund der Masse auftritt, für die Auslegung vernachlässigt. In Abbildung 8.1 ist das Querschnittprofil der Trittbretteinheit dargestellt. In der Tabelle sind die für die Berechnung relevanten Größen angegeben. Die Daten wurden mit Hilfe der CAD Software CATIA V5 ermittelt.

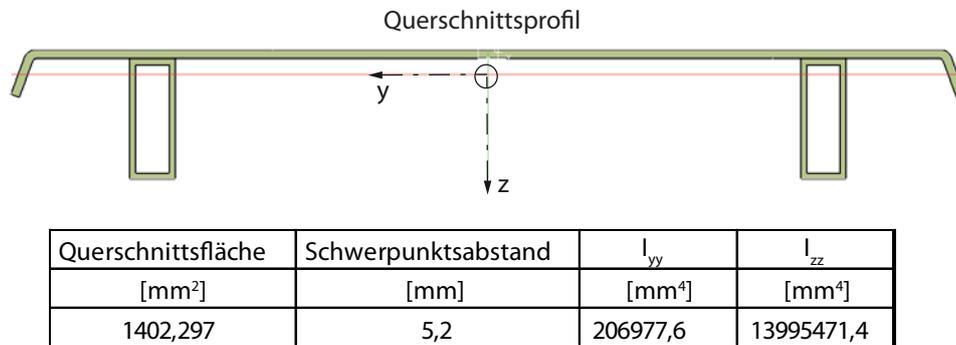


Abbildung 8.1.: Kennwerte des Querschnittsprofils

Das Flächenträgheitsmoment lässt sich im Allgemeinen mit dem angegebenen Integral für die jeweilige Koordinatenrichtung berechnen.

$$I_{yy} = \int_A z^2 dA \quad I_{zz} = \int_A y^2 dA \quad I_{yz} = \int_A y \cdot z dA \quad (8.9)$$

Die Abbildung 8.2 zeigt das gewählte Koordinatensystem und die definierte Richtung der Schnittkräfte am Trittbrett.

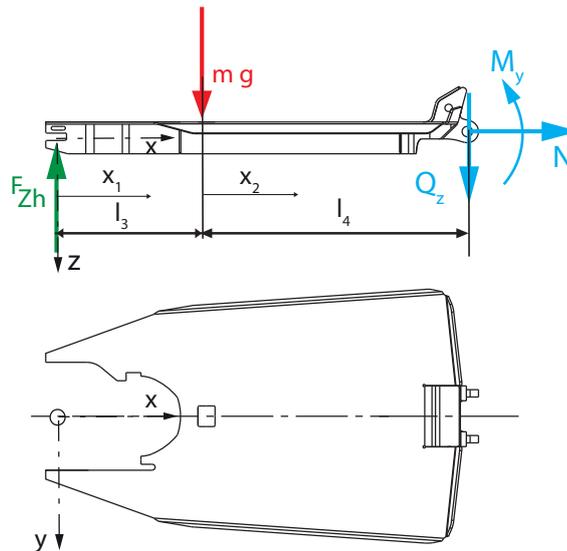


Abbildung 8.2.: Koordinatensystem und Konventionen am Trittbrett zur Berechnung der Biegelinie

Für den ersten Abschnitt von 0 bis l_3 lassen sich die Gleichungen folgendermaßen anschreiben:

$$EI_{yy}w_1^{(IV)}(x_1) = 0 \quad (8.10)$$

$$EI_{yy}w_1'''(x_1) = C1 = -Q_z \quad (8.11)$$

$$EI_{yy}w_1''(x_1) = C1x_1 + C2 = -M_y \quad (8.12)$$

$$EI_{yy}w_1'(x_1) = C1\frac{x_1^2}{2} + C2x_1 + C3 = -EI_{yy}\varphi \quad (8.13)$$

$$EI_{yy}w_1(x_1) = C1\frac{x_1^3}{6} + C2\frac{x_1^2}{2} + C3x_1 + C4 \quad (8.14)$$

Für den zweiten Bereich des Trittbrettes von l_3 bis l_4 schreibt sich die Differentialgleichung folgenderweise:

$$EI_{yy}w_2^{(IV)}(x_2) = 0 \quad (8.15)$$

$$EI_{yy}w_2'''(x_2) = C5 = -Q_z \quad (8.16)$$

$$EI_{yy}w_2''(x_2) = C5x + C6 = -M_y \quad (8.17)$$

$$EI_{yy}w_2'(x_2) = C5\frac{x_2^2}{2} + C6x_2 + C7 = -EI_{yy}\varphi \quad (8.18)$$

$$EI_{yy}w_2(x_2) = C5\frac{x_2^3}{6} + C6\frac{x_2^2}{2} + C7x_2 + C8 \quad (8.19)$$

Das Gleichungssystem besitzt 8 unbekannte Variablen, somit müssen 8 Randbedingungen gefunden werden, damit das Gleichungssystem gelöst werden kann.

1. $Q_z(x_1 = 0) = F_{Zh} \rightarrow C1 = -F_{Zh}$
2. $M_y(x_1 = 0) = 0 \rightarrow C2 = 0$
3. $w_1(0) = 0 \rightarrow C4 = 0$
4. $Q_z(x_2 = 0) = F_{Zh} - mg \rightarrow C5 = mg - F_{Zh}$
5. $M_y(x_2 = l_4) = (mg - F_{Zh})l_4 + C6 = -F_{Zh}(l_3 + l_4) + mgl_4 \rightarrow C6 = -F_{Zh}l_3$
6. $w_2(l_4) = 0 \rightarrow (mg - F_{Zh})\frac{l_4^3}{6} + F_{Zh}l_3\frac{l_4^2}{2} + C7l_4 + C8 = 0$
7. $w_1'(l_3) = w_2'(0) \rightarrow -F_{Zh}\frac{l_3^2}{2} + C3 = C7$
8. $w_1(l_3) = w_2(0) \rightarrow -F_{Zh}\frac{l_3^3}{6} + C3l_3 = C8$

Die Lösung der Unbekannten C3, C7 und C8 kann beispielsweise durch die Anwendung des *Gaußschen Eliminationsverfahrens* berechnet werden. Hierzu müssen die Gleichung 6,7 und 8 in eine geeignete Matrizenform umgeschrieben werden.

$$\begin{bmatrix} 0 & l_4 & 1 \\ -1 & 1 & 0 \\ -l_3 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C3 \\ C7 \\ C8 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(mg - F_{Zh})\frac{l_4^3}{6} + F_{Zh}l_3\frac{l_4^2}{2} \\ -F_{Zh}\frac{l_3^2}{2} \\ -F_{Zh}\frac{l_3^3}{6} \end{bmatrix} \quad (8.20)$$

$$C3 = \frac{F_{Zh}(l_3^3 + 3l_3^2l_4 + 3l_3l_4^2 + l_4^3) - l_4^3mg}{6(l_4 + l_3)} \quad (8.21)$$

$$C7 = \frac{-F_{Zh}(l_3^3 - 3l_3l_4^2 - l_4^3) + l_4^3mg}{6(l_4 + l_3)} \quad (8.22)$$

$$C8 = \frac{[F_{Zh}(2l_3^2 + 3l_3l_4 + l_4^2) - l_4^2mg]l_3l_4}{6(l_4 + l_3)} \quad (8.23)$$

Mit den eingesetzten Zahlenwerte für $l_3 = 250\text{mm}$, $l_4 = 390\text{mm}$, $m = 120\text{kg}$ und $F_{Zh} = 725\text{N}$ ergeben sich die folgenden Zahlenwerte für die 8 Konstanten:

$$\begin{array}{llll} C1 = -725 & C2 = 0 & C3 = 3,13 \cdot 10^7 & C4 = 0 \\ C5 = 452 & C6 = -181250 & C7 = 8,6521 \cdot 10^6 & C8 = 5,939 \cdot 10^9 \end{array}$$

Somit ist die Biegelinie für das Trittbrett bestimmt und die Funktionen können gemäß der Abbildung 8.3 dargestellt werden.

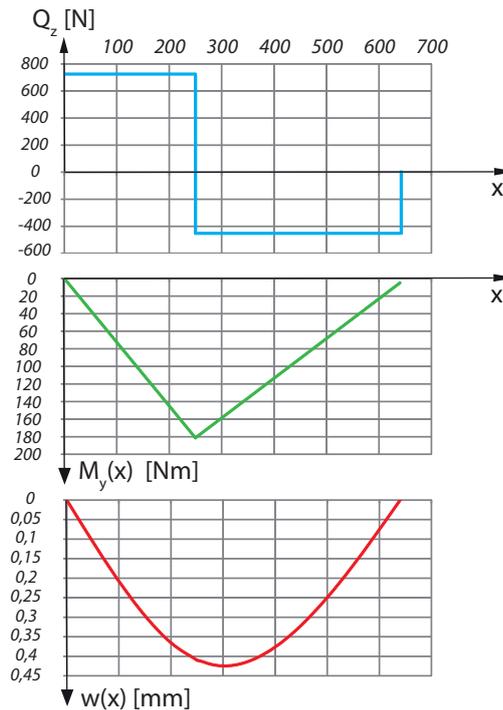


Abbildung 8.3.: Querkraft-, Momenten- und Biegeverlauf des Trittbretts

Die maximale Biegespannung errechnet sich aus dem maximal auftretenden Biegemoment, dem Flächenträgheitsmoment und dem maximalem Randfaserabstand.

$$\sigma_{Bmax} = \frac{M_{Bmax}}{W_B} = \frac{M_{Bmax} \cdot e_{max}}{I_{yy}} = \frac{181250 \cdot 34,8}{206977,6} \approx 30 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Die zulässige Biegespannung für das Aluminium Hohlprofil liegt bei $\sigma_{Bzul} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. [24]

8.2. Finite-Element-Methode

8.2.1. Grundlagen der FE Berechnung

Bei der Finiten Elemente Methode wird eine vorliegende Geometrie durch eine Vielzahl bestimmter Elemente abgebildet bzw. diskretisiert. Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit der linearen Berechnungsmethode, wobei in der Realität natürlich nichtlineare Effekte auftreten. Es obliegt dem Berechnungsingenieur die auftretenden physikalischen Gesetzmäßigkeit zu bewerten und in der Berechnung zu berücksichtigen.

Die folgende Auflistung gibt einen Überblick über mögliche Nichtlinearitäten eines Systems: [32]

- Geometrische Änderungen, wie große Verschiebungen/Rotationen oder eine starke Koppelung zwischen der Form und der Beanspruchung.
- Temperaturabhängige Materialeigenschaften oder Materialplastizitäten können das Ergebnis gravierend beeinflussen.
- Treten während der Berechnung veränderliche Randbedingungen, wie beispielsweise ein Bauteilkontakt auf, kann dies mit der linearen FE Methode nicht abgebildet werden.
- Belastung von der Deformation abhängig („Following Forces“, Bsp. Wasserschlauch).

Nichts desto trotz lassen sich etliche Problemstellung mit einer linearen Analyse recht gut und schnell abschätzen.

Im ersten Abschnitt werden einige Grundlagen aus der Statik und der Festigkeitslehre angeführt. Diese sollen einen kleinen Einblick in die Funktionsweise eines FE-Programms geben und die Hintergründe etwas verdeutlichen.

Die grundsätzliche CAE-Kette ist in der Abbildung 8.4 dargestellt, wobei die heutigen Programme meist einen implementierten Pre- und Post-Prozessor besitzen. Die eigentliche Berechnung kann Programmspezifisch in einem spezialisiertem FEM-Programm oder durch eine hauseigene Lösung erfolgen. CATIA arbeitet beispielsweise mit dem sogenannten ELFINI Solver. Für eine erweiterte Berechnung besteht jedoch die Möglichkeit eine SIMULIA-Lizenz zu erwerben, wobei hierbei der bekannte ABAQUS Solver zum Einsatz kommt. [17]

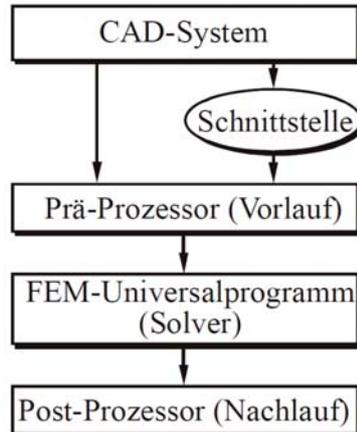


Abbildung 8.4.: CAE-Prozesskette, in Anlehnung an [16]

Die Abbildung 8.5 zeigt den prinzipiellen Berechnungsablauf. Im ersten Schritt wird die Verschiebung des Elements berechnet. Aus dieser Verschiebung ergeben sich in weiter Folge die Verzerrungen und Spannungen. Daraus werden abschließend die Knotenkräfte berechnet und es wird somit die Kontinuität bzw. die Kompatibilität der Spannungen an den Ecken und Kanten der Elemente garantiert.

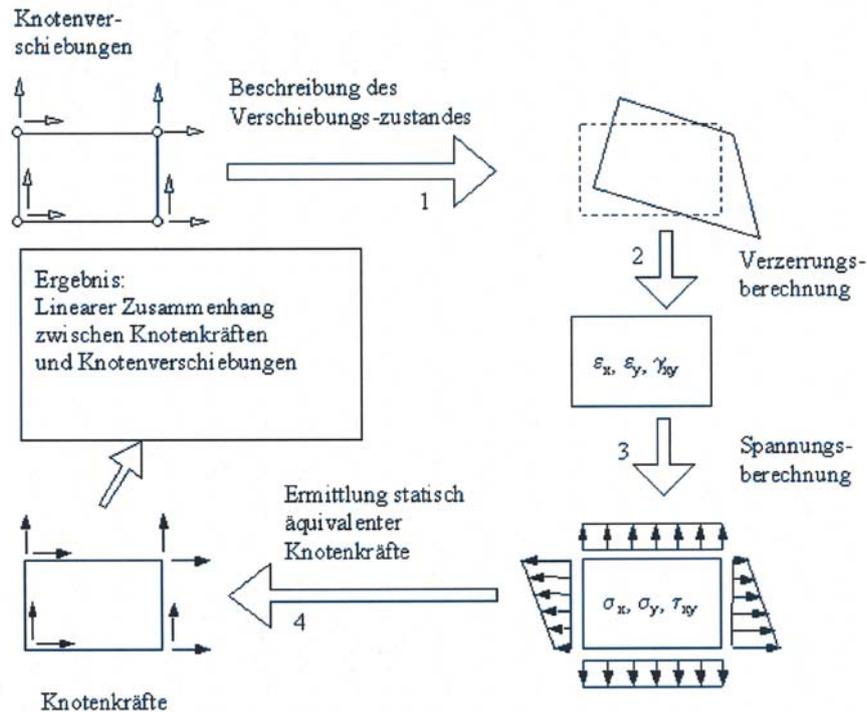


Abbildung 8.5.: Berechnungsablauf bei der Finite-Element-Methode, [32]

Die exakte Durchführung und Berechnung der einzelnen Schritte wird in den nächsten Zeilen erklärt. Die lineare FEM ist eine statische Betrachtung eines Systems oder eines Bauteils und es muss immer die Gleichgewichtsbedingung erfüllt sein. Diese kann sowohl im nicht deformierten als auch im deformierten Zustand aufgestellt werden. Beim zweiten spricht man häufig von der Theorie zweiter Ordnung, welche sich mit Stabilitätsproblemen, wie beispielsweise dem Knicken von Stäben, beschäftigt.

Betrachtet man einen linear-elastischen Körper unter Krafteinwirkung, so ergibt sich zur vollständigen Beschreibung des Systems, ein Gleichungssystem mit 15 Unbekannten.

- 3 Verschiebungen $\mathbf{u}^t = [u \quad v \quad w]$
- 6 Verzerrungen $\boldsymbol{\epsilon}^t = [\epsilon_{xx} \quad \epsilon_{yy} \quad \epsilon_{zz} \quad \gamma_{xy} \quad \gamma_{yz} \quad \gamma_{zx}]$
- 6 Spannungen $\boldsymbol{\sigma}^t = [\sigma_{xx} \quad \sigma_{yy} \quad \sigma_{zz} \quad \tau_{xy} \quad \tau_{yz} \quad \tau_{zx}]$

Die Verzerrungen sind an die Verschiebung gekoppelt und lassen sich als partielle Ableitungen definieren. In Abbildung 8.6 sind die Verschiebungen und Verzerrungen am ebenen Scheiben-Element für zwei Koordinatenrichtungen dargestellt. Daraus lassen sich die Verzerrungen lt. der Gleichung 8.24 und 8.25 formulieren. [16]

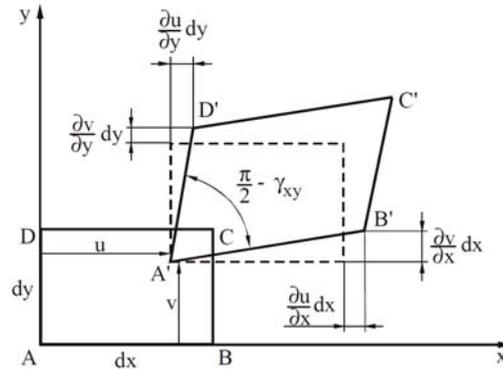


Abbildung 8.6.: Verzerrung am ebenen Scheiben-Element, [16]

$$\epsilon_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \epsilon_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \epsilon_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z}, \quad (8.24)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}, \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}, \quad \gamma_{zx} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}, \quad (8.25)$$

Diese Gleichungen können in verkürzter Vektorschreibweise dargestellt werden. Bei dieser Gleichung spricht man häufig von der kinematischen Verträglichkeit. [16]

$$\underbrace{\epsilon}_{\text{Verzerrungen}} = \underbrace{\mathbf{D}}_{\text{Differentialoperatoren}} \cdot \underbrace{\mathbf{u}}_{\text{Verschiebungen}} \quad (8.26)$$

In weiterer Folge kann nun eine Beziehung zwischen den Verzerrungen und den Spannungen hergestellt werden. Dies gilt jedoch nur für ein linear-isotropisches Materialverhalten, wie beispielsweise für Stahl im elastischen Bereich. [16]

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} (1+\nu) & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ & (1+\nu) & \nu & 0 & 0 & 0 \\ & & (1+\nu) & 0 & 0 & 0 \\ & & & \frac{(1-2\nu)}{2} & 0 & 0 \\ & & & & \frac{(1-2\nu)}{2} & 0 \\ & & & & & \frac{(1-2\nu)}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \epsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} \quad (8.27)$$

In verkürzter Form lässt sich das lineare Stoffgesetz folgendermaßen schreiben: [16]

$$\underbrace{\sigma}_{\text{Spannungen}} = \underbrace{\mathbf{C}}_{\text{Materialgesetz}} \cdot \underbrace{\epsilon}_{\text{Verzerrungen}} \quad (8.28)$$

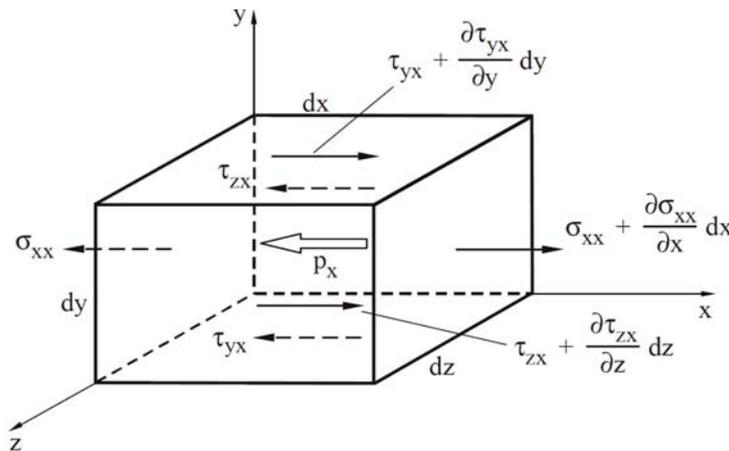


Abbildung 8.7.: Kräftegleichgewicht am Quader-Element, [16]

Zu guter Letzt wird noch eine Gleichgewichtsbeziehung für das Element definiert. Hier wird dies anhand eines Quader-Elements, wie in Abbildung 8.7 dargestellt, durchgeführt. [16]

Die Gleichgewichtsbedingung kann laut Gleichung 8.29 formuliert werden. [16]

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial z} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix}}_{\mathbf{D}^t} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{\sigma}} - \underbrace{\begin{bmatrix} p_x \\ p_x \\ p_z \end{bmatrix}}_{\mathbf{p}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8.29)$$

$$\underbrace{\mathbf{D}^t}_{\text{Differentialoperatoren}} \cdot \underbrace{\boldsymbol{\sigma}}_{\text{Spannungen}} - \underbrace{\mathbf{p}}_{\text{Druckkräfte}} = 0 \quad (8.30)$$

Mit den Gleichung 8.26, 8.28 und 8.30 erhält man ein vollständiges Gleichungssystem für einen linear elastischen Körper. Dieses Gleichsystem muss in weiterer Folge gelöst werden. Dies kann beispielsweise durch das *Prinzip der virtuellen Verschiebung*, dem *Minimumprinzip der potentiellen Energie* oder durch die *Deformationsmethode* bewerkstelligt werden. Letztere basiert auf dem „Ersten Satz von Castigliano“ und wird etwas näher erklärt. Der „Erste Satz von Castigliano“ lässt sich formal mit Gleichung 8.31 definieren. [3]

$$\frac{\partial U}{\partial q_i} = Q_i \quad (8.31)$$

Dies bedeutet, dass die partielle Ableitung der Verzerrungsenergie bzw. der Formänderungsenergie U entlang der Weggröße q_i einer Kraft Q_i entspricht. Die Abbildung 8.8

zeigt eine Prinzipskizze einer einseitig eingespannten Feder. Der obige Zusammenhang lässt sich anhand dieser Darstellung anschaulich erklären. Die Formänderungsenergie U ist durch die allgemeine Gleichung 8.32 definiert. [32]

$$U = \frac{1}{2} \int_V \sigma \epsilon dV \quad (8.32)$$

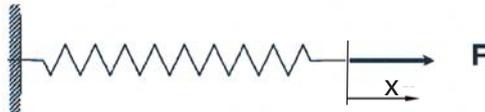


Abbildung 8.8.: Einseitig eingespannte Feder, [32]

Die Verzerrungsenergie kann für dieses Beispiel laut der Gleichung 8.33 berechnet werden. [32]

$$U = \frac{1}{2} c x^2 \quad (8.33)$$

Durch die Verwendung der Gleichung 8.31 ergibt sich die wirkende Kraft. [32]

$$\frac{\partial U}{\partial x} = c \cdot x = F \quad (8.34)$$

Allgemein kann die Beziehung 8.35 aufgestellt werden. [32]

$$\underbrace{\mathbf{F}}_{\text{Kräfte}} = \underbrace{\mathbf{K}}_{\text{Steifigkeitsmatrix}} \underbrace{\mathbf{U}}_{\text{Verschiebungsmatrix}} \quad (8.35)$$

Kriterien für das Bauteilversagen

Die Aussage, ob ein Bauteil den Belastungen Stand hält, stützt sich auf unterschiedliche Hypothesen. Welches Kriterium angewandt wird hängt häufig vom verwendeten Werkstoff ab.

Für zähe Werkstoffe wie beispielsweise Stahl oder Aluminium wird meist die Gestaltsänderungshypothese verwendet. Die entsprechende Vergleichsspannung wird auch als „von Mises-Vergleichsspannung“ bezeichnet. Die Hypothese geht davon aus, dass ein Werkstoffversagen beim Überschreiten einer zulässigen Gestaltsänderungsenergie auftritt. Diese Vergleichsspannung errechnet Formal nach Gleichung 8.36. [32]

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \quad (8.36)$$

Für spröde Werkstoff wie Gusseisen eignet sich die Normalspannungshypothese (Hypothese von Galilei), welche für das Materialversagen von einer maximalen Normalspannung ausgeht. Es stehen noch weitere Hypothesen wie beispielsweise die Grösstdehnungshypothese für Kunststoffe oder die Schubspannungshypothese von „Coulomb“ und „Tresca“ zur Verfügung. [32]

8.2.2. Durchgeführte Berechnungen

Neigungsgelenk

Dieses Bauteil stellt ein zentrales Verbindungsglied zwischen der Vorderradaufhängung und dem übrigen Fahrzeugaufbau dar (vgl. Abschnitt 7.1). Aufgrund des begrenzten Bauraums und der komplexen geometrischen Form wurde dieses Bauteil mit der FEM konzeptionell berechnet und ausgelegt.

Die aufgebrachte Belastung ergibt sich beim Erreichen der Kippbedingung, welche im Kapitel 5.1 ab Seite 50 ausführlich angeführt ist. Die Abbildung 8.9 zeigt die auftretenden Radkräfte für diesen Lastfall. Bei einer ermittelten maximalen Verzögerung von $a_{max} = 5 \text{ m/s}^2$ (vgl. Kapitel 5.1) und einem Gesamtgewicht von 120 kg ergibt sich die eingezeichnete Kraft $F_B = 600 \text{ N}$. Die Aufstandskraft an den Vorderrädern F_{Zv} beträgt rund 1180 N . Am Neigungsgelenk ergibt sich aufgrund der horizontalen Kraftkomponente ein Drehmoment von $M = F_B \cdot 0.330 \approx 200 \text{ Nm}$ und eine Kraftkomponente in vertikaler Richtung von 1180 N .

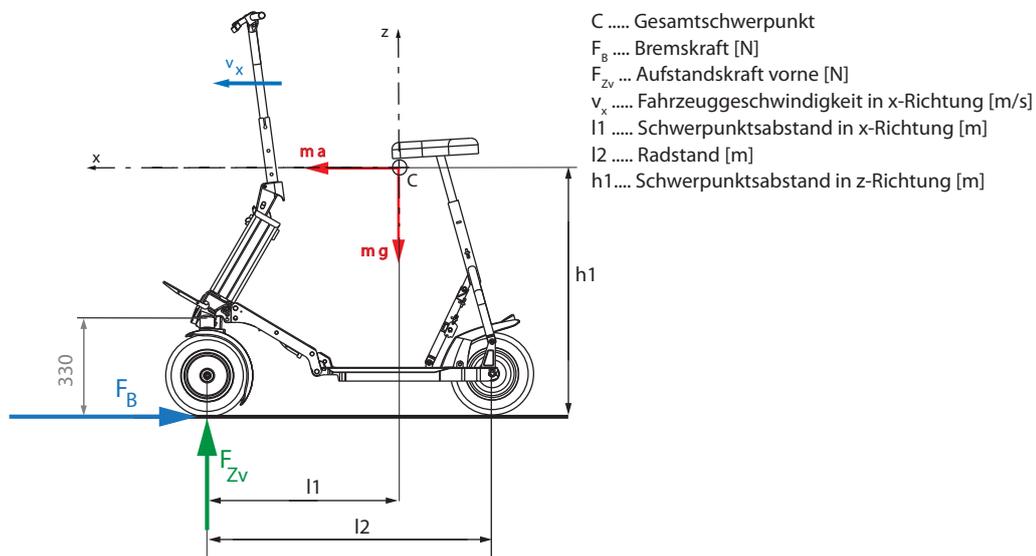


Abbildung 8.9.: Belastungssituation des Neigungsgelenks

Die Berechnung ergab eine maximale Vergleichsspannung von $183 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Der verwendete

Werkstoff AlZnMgCu 1,5 besitzt eine 0,2 prozentige Dehngrenze ($R_{p0,2}$) von 450 N/mm^2 [31]. Die Mises-Vergleichsspannung sollte nicht größer als zwei Drittel der zulässigen Streckgrenze sein und somit kann in diesem Fall die Bauteildimensionierung als ausreichend bezeichnet werden.

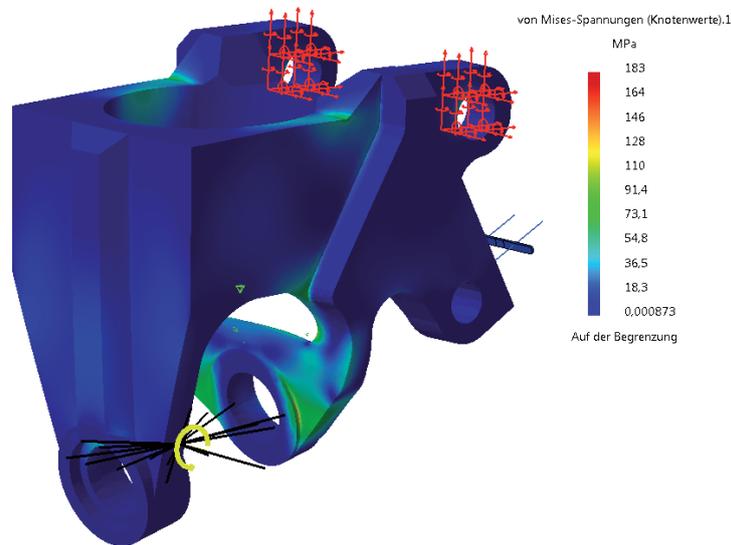


Abbildung 8.10.: Vergleichsspannung am Neigungsgelenk

Das Neigungsgelenk wurde durch zwei Randbedingungen statisch bestimmt gelagert. Die Abbildung 8.10 zeigt auf der rechten Seite die angesprochene Lagerung. In roter Farbe dargestellt, erkennt man eine Randbedingung, welche ausschließlich die Rotation um die Bolzenachse erlaubt. Das Flächenloslager, in blauer Farbe, unterbindet diese Rotationsbewegung und das Bauteil ist in allen sechs Freiheitsgraden eingeschränkt. Der Verbindungsbolzen zur Gabelbrücke im unteren Bildbereich wurde durch ein sogenanntes *starres virtuelles Teil* diskretisiert. Dieses Bauteil besitzt eine unendlich hohe Steifigkeit und lässt somit keine Verformungen zu. Das auftretende Moment wird über das virtuelle Teil in das Neigungsgelenk eingebracht. Das Bauteil wurde mit „TE10-Elementen“ und teilweiser lokaler Verfeinerung vernetzt. „TE10-Elemente“ sind sogenannte parabolische Tetraeder mit zehn Knoten (vier Eckpunkte und 6 Linienhalbierende). Dies ergab eine Elementanzahl von rund 133.000 und eine Knotenanzahl von zirka 210.000. Der geschätzte Fehlerwert (Verhältnis zwischen Gesamtdehnungsenergie und der eingebrachten Energie der äußeren Belastung [17]) liegt unter 5% und somit kann das Ergebnis als plausibel erachtet werden. Der vollständige Berechnungsbericht ist im Anhang angeführt.

Vorderradeinheit

Die Vorderradeinheit wurde als komplette Baugruppe mit linearen Kontaktbedingungen in CATIA V5 berechnet. Die Berechnung dient zur Abschätzung eines definierten „worste case“ Szenarios. Dieser Fall bildet eine maximale Belastung eines Vorderrades mit 1400 N unter einem Winkel von 45° ab. Dieser Lastfalls stellt einen einrädigen Aufprall auf einen hohen Randstand dar, wobei ausschließlich dieses Rad mit der Fahrbahn in Kontakt steht.

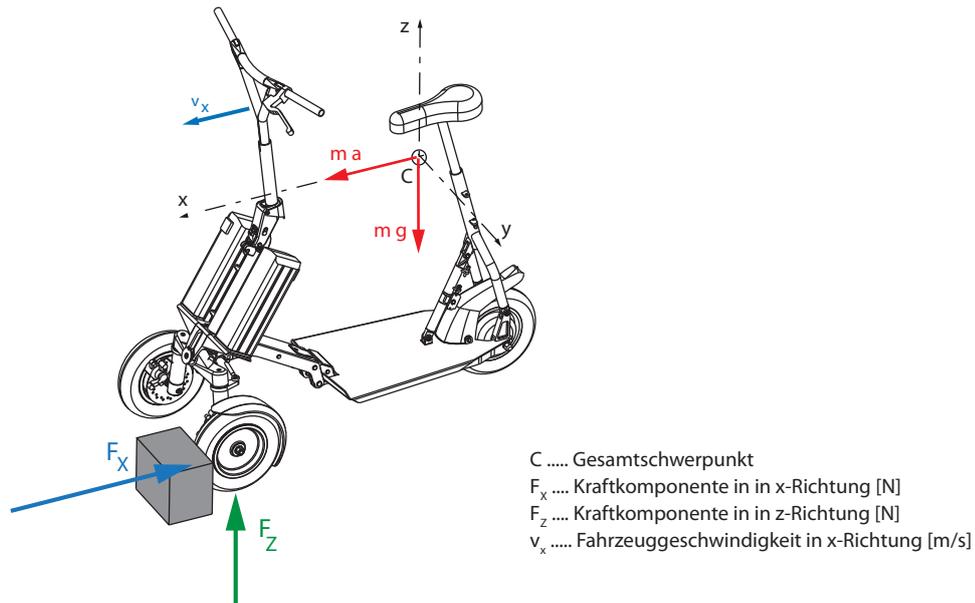


Abbildung 8.11.: "worste case"Belastung der Vorderradeinheit

Die Abbildung 8.12 zeigt das verwendete Ersatzsystem für die durchgeführte Berechnung. Die Vorderradeinheit wurde entlang der Symmetrieebene geteilt und somit wurde die linke Hälfte dieser Einheit betrachtet. Die Symmetriebedingung wird in CATIA V5 durch sogenannte „Flächenloslager“, in blauer Farbe, abgebildet. Aufgrund dieser Vereinfachung sind die auftretenden Spannungen in der Gabelbrücke zu hoch (vgl. Abbildung 8.16). Unter der Annahme, dass der Reifen die auftretenden Kräfte über einen bestimmten Umfangbereich verteilt, wurde die äußere Belastung durch eine Lagerlast mit sinusförmigen Verlauf auf die Felge aufgebracht.

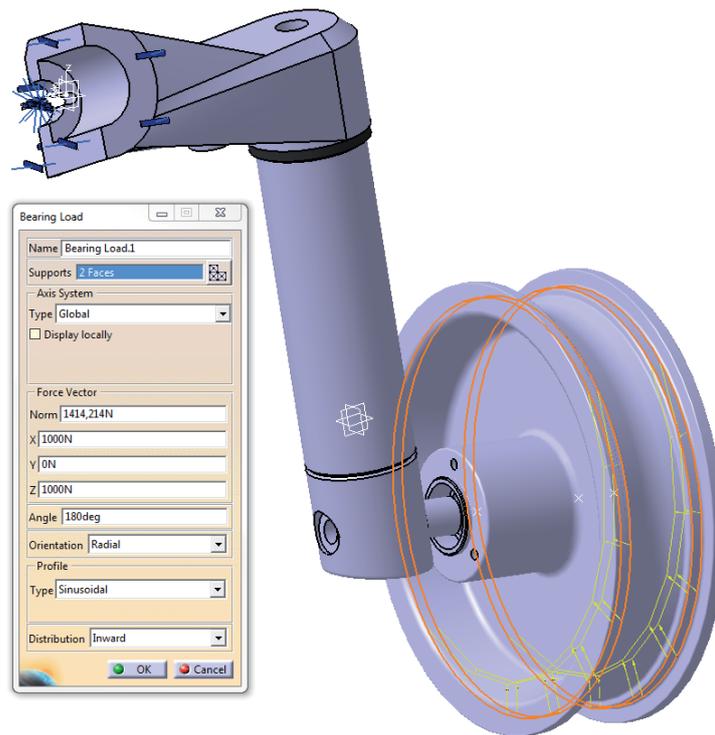


Abbildung 8.12.: Randbedingungen bei der FE-Simulation der Vorderradeinheit

Die Vernetzung wurde stufenweise verfeinert und mit der implementierten Adaptivitätsanalyse bis zum Erreichen der erforderlichen Genauigkeit optimiert. Daraus resultiert ein System mit mehr als 500.000 Einzelknoten. Die linearen Kontaktbedingungen wurden für Gleitverbindungen mit sogenannten „Surface Slider“ und der Flächenkontakt durch die „Contact Connection Property“, welche ausschließlich Druckkräfte überträgt, diskretisiert.

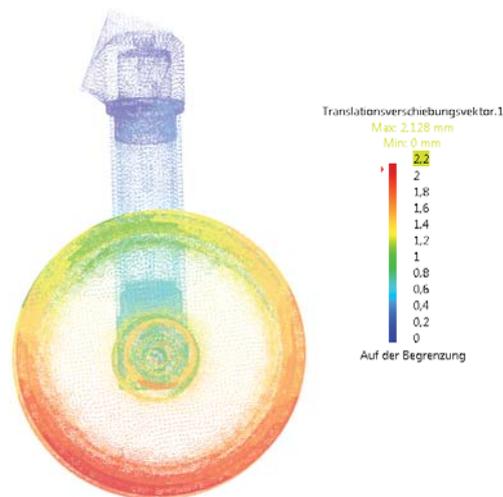


Abbildung 8.13.: Seitenansicht der berechneten Verschiebungen der Vorderradeinheit

Die Abbildung 8.13 zeigt eine Seitenansicht des Berechnungsmodells. Die Farbskala stellt den Verschiebungsvektor in allen drei Koordinatenrichtungen in mm dar. Die größte Verschiebung liegt im linken unteren Bereich der Felge und beträgt rund 2 mm .

In Abbildung 8.14 ist die Vergleichsspannung nach Mises der Vorderradeinheit dargestellt. Die maximal auftretende Spannung liegt bei 342 N/mm^2 und bewegt sich in einem plausiblen Wertebereich. Dieser Spannungswert tritt im Bereich der Radachse auf, welche aus dem Vergütungsstahl $42CrMo4$ mit einer Streckgrenze von 900 N/mm^2 [31] gefertigt wurde.

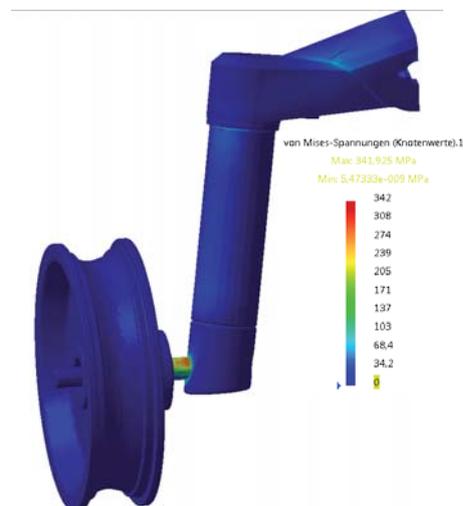


Abbildung 8.14.: Darstellung der Mises-Vergleichsspannungen der Vorderradeinheit

Die Abbildung 8.15 zeigt die Einzelteilauswertung der Achsaufnahme. Die Achsaufnahme wurde aus einem hochfesten Aluminium Werkstoff „AlZnMgCu1,5“ produziert. Die Streckgrenze bzw. die 0,2 prozentige Dehngrenze ($R_{p0,2}$) liegt bei diesem Werkstoff bei 450 N/mm^2 [31]. Die hohen Vergleichsspannungen liegen im vorderen Bereich der Achsführung. Da die Mises-Vergleichsspannung nicht größer als zwei Drittel der zulässigen Streckgrenze ($R_{p0,2} \cdot \frac{2}{3} = 300 \text{ N/mm}^2$) sein sollte, befindet man sich in einem erwähnenswerten Bereich. Da es sich hierbei jedoch um ein „worste case“ Szenario handelt, wurden keine weiteren konstruktiven Schritte durchgeführt.

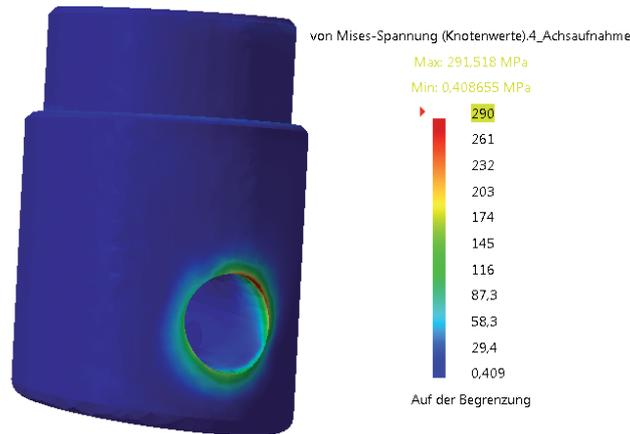


Abbildung 8.15.: Mises-Spannungen an der Achsaufnahme

Betrachtet man die auftretenden Vergleichsspannungen an der Gabelbrücke in der Darstellung 8.16, erkennt man den Maximalwert im Bereich der Radträgerführung. Der weitere Spannungsverlauf hat aufgrund der verwendeten Symmetriebedingung nur eine begrenzte Aussagekraft. Die auftretenden Spannungsspitzen an den scharfkantigen Ecken des Bauteils sind jedoch charakteristisch für die ausgeführte Geometrie. Dieses Bauteil wurde nach den sehr strengen Designvorgaben ausgeführt und bietet folge dessen große Potentiale hinsichtlich einer Gewichtsreduktion.

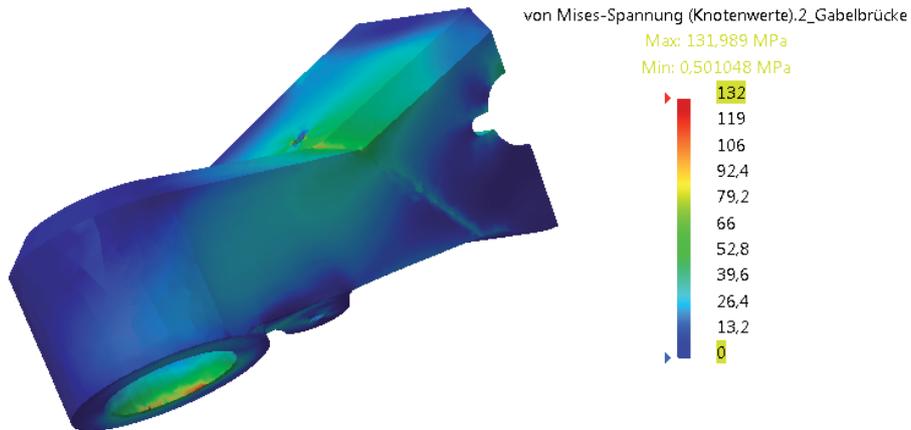


Abbildung 8.16.: Mises-Spannungen an der Gabelbrücke

Abschließend ist der zylindrische Radträger mit der oberen Gleitlagerbuchse dargestellt. Die Abbildung 8.17 zeigt die Mises-Spannungen dieser Bauteile in einer Ansicht von schräg Vorne. Die Spannungen liegen in einem moderaten Bereich.

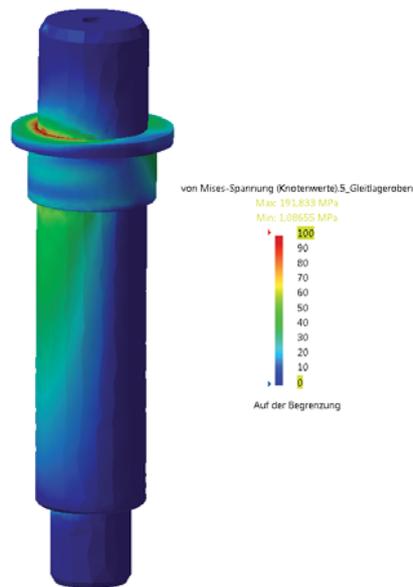


Abbildung 8.17.: Radträger mit Gleitlagbuchse

9. Zusammenfassung und Ausblick

Im ersten Teil der Arbeit wurde auf die Notwendigkeit neuer Fahrzeugkonzepte, nicht zuletzt aufgrund der steigenden Urbanisierung, eingegangen. Des Weiteren wurde der stark wachsende Markt der Mikromobilität angeführt und die möglichen Chancen für neue Produkte aufgezeigt. Dieser Trend lässt sich auch an den vorgestellten Fahrzeugen, welche sich teilweise bereits in Serie, oder im fortgeschrittenen Prototypenstadium befinden, darlegen.

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurde ein neuartiges Fahrzeugkonzept umgesetzt. Dies beinhaltet sowohl die Konstruktion als auch die Produktion von zwei Prototypengenerationen. Das Fahrzeug soll möglichst alle Bedürfnisse aller Altersgruppen und Einsatzgebiete in der Mikromobilität abdecken können und somit eine Neuheit am Markt darstellen. Die erarbeiteten Anforderungen wurden im Kapitel 3 angeführt und erklärt. Für den wirtschaftlichen Erfolg ist der Transport in öffentlichen Verkehrsmitteln von großer Bedeutung und wurde dementsprechend berücksichtigt. Das Fahrzeug wurde als elektrisch angetriebenes Dreirad mit zwei Vorderrädern ausgeführt. Die Fahrzeugreichweite kann durch die Modularität der Akkueinheit individuell angepasst werden. Der elektrische Antrieb befindet sich im Hinterrad und kann demzufolge den Klappmechanismus und das Nachziehen des Fahrzeugs unterstützen. Die Fahrposition wurde möglichst ergonomisch und somit komfortabel ausgelegt, damit auch längere Fahrstrecken bequem zurückgelegt werden können. Hierzu zählen beispielsweise ein breites Trittbrett, der Abstand zum Lenker, die Trittbreithöhe und vieles mehr. Das Sitzsystem zählt zum einen natürlich auch zu den komfortsteigernden Maßnahmen und erleichtert zum anderen die Fahrzeugzulassung in bestimmten Ländern. Durch die umgesetzte Ackermannbeziehung sind kleinste Wenderadien bei geringen Lenkkräften möglich. Dies erleichtert das Fahrzeughandling in Bahnhöfen, in U-Bahnen und im allgemeinen Straßenverkehr. Für die nötige sportliche Kurvenfahrt ist die Fahrzeugneigung unerlässlich, welche in der Umsetzung eine große Herausforderung darstellt. Die nötige Fahrzeugverzögerung wird durch drei Scheibenbremsen erreicht. Für eine gleichmäßige Bremsverteilung an den Vorderrädern sorgt ein mechanisches System, dieses könnte bei einer hydraulischen Bremsanlage entfallen. Der entwickelte halbautomatische Klappmechanismus des Trittbrettes ermöglicht eine einfache Bedienung bei Zusammenklappen des Fahrzeugs. Der Klappmechanismus der oberen Lenksäuleneinheit ist ein wichtiges Glied bei den erreichten Klappmaßen von $695 \times 475 \times 380 \text{ mm}$. Abschließend lässt sich sagen, dass das neue Fahrzeugkonzept durchaus gute Erfolgsaussichten hat, wobei noch einige Fragestellungen zu klären sind. Die wichtigsten Themen für die weitere Entwicklung bis zur Serienreife sind mit Sicherheit die Lenkung, der Klappmechanismus des Trittbrettes und das Fahrzeuggewicht.

Die beiden Fahrzeuge der zweiten Generation werden derzeit auf Praxistauglichkeit, Haltbarkeit und Reichweite untersucht. Gleichzeitig werden sie laufend analysiert und verbessert. Im nächsten Schritt wird eine Serienüberleitung vorbereitet und geplant.

Abbildungsverzeichnis

1.1. Einteilung des Mobilitätsbegriffs, in Anlehnung an [5]	2
1.2. Modalsplit der durchschnittlichen Wegstrecke, [11]	3
1.3. Modalsplit nach Wegzweck, [11]	4
1.4. Nominale Treibstoffpreisentwicklung, in Anlehnung an [11]	5
1.5. Indizierte Kraftstoffpreise, in Anlehnung an [11]	5
2.1. Prognostizierter eScooter und eBike Markt, [4]	6
2.2. Absatzzahlen von E-Bikes, [26], [11]	7
2.3. EGRET One, [6]	10
2.4. UCarver, [29]	11
2.5. Scuddy, [25]	12
2.6. Trikke uPT, [28]	14
2.7. kickTrike, [10]	16
3.1. Der Scooley in urbaner Umgebung	18
3.2. Trollymodus	20
3.3. Abstellmodus	21
3.4. 3D-Ansicht des Scooleys	22
4.1. Elektrochemische Spannungsreihe, in Anlehnung an [30]	23
4.2. Ragone-Diagramm, in Anlehnung an [22]	24
4.3. Lithium Ionen, in Anlehnung an [22]	26
4.4. Lorenzkraft, in Anlehnung an [19]	28
4.5. 4-polige Gleichstrommaschine, in Anlehnung an [19]	29
4.6. Drehzahl-Drehmomentenkennlinie einer Nebenschlussmaschine, in Anlehnung an [19]	30
4.7. Kennlinie eines fremderregten Gleichstrommotors, in Anlehnung an [19]	31
4.8. Schleifringläufer-Asynchronmaschine, in Anlehnung an [13]	32
4.9. Drehzahl-Drehmomentenkennlinie einer Asynchronmaschine, in Anlehnung an [19][13]	33
4.10. Permanenterrgte Synchronmaschine, in Anlehnung an [13]	34
4.11. Drehstromsteller eines BLDC Motors, in Anlehnung an [30]	34
4.12. Diagonal- und Radialreifen, [9]	35
4.13. Kräfte am rollenden Rad, [9]	36
4.14. Reifen-Längskraft, [9]	37
4.15. Reifen-Querkraft, [9]	37

4.16. Reibzahl-Schlupfkurve für verschiedene Fahrbahnbeläge, [30]	38
4.17. Trommelbremse, , [9]	39
4.18. Cantilever-Bremse, [8]	40
4.19. V-Brake, [8]	41
4.20. Mechanisch wirkende Scheibenbremse, [8]	41
4.21. Hydraulisch wirkende Scheibenbremse in Fest- und Schwimmsattel Aus- führung, [8]	42
4.22. Bauarten von Steuersätzen für Fahrräder, [2]	43
4.23. Gelenkkopf nach DIN ISO 12240-4, [7]	43
4.24. Kreuzgelenk nach DIN 808, [7]	44
5.1. Bestimmung des Steigungswiderstandes	47
5.2. Fahrwiderstandskräfte	47
5.3. Motorkennlinie mit Fahrleistungsbedarf	48
5.4. Fallbeispiel für die nötige Beschleunigungsleistung	49
5.5. Kräftesituation beim Bremsen	50
5.6. Schwenkachslenkung	52
5.7. Knicklenkung, in Anlehnung an [18]	52
5.8. Achsschenkellenkung, [9]	53
5.9. Ackermannlenkung am Beispiel des behandelten Fahrzeugkonzepts, in An- lehnung an [9]	54
5.10. Kurvenfahrt	55
5.11. Theoretischer Kurvenradius bei unterschiedlichen Fahrzeuggeschwindig- keiten und Neigungswinkeln φ	56
6.1. Gelenkbezeichnung am ersten Funktionsprototyp	58
6.2. Klappmechanismus	59
6.3. Gelenkpunkt der Hinterradaufhängung	60
6.4. Trittbrettgelenk	61
6.5. Tangensfunktion	62
6.6. Lenksäulengelenk	62
6.7. Gabelgelenk	63
6.8. Geometrie der Fahrzeuglenkung, in Anlehnung an [9]	64
6.9. Lenkgeometrie des ersten Prototypen	65
6.10. Erster Funktionsprototyp	67
6.11. Eingesetzter Maschinenpark, [14] [15]	68
6.12. Neigungsdrehachse	69
6.13. Radachsenposition bei unterschiedlichen Lenkwinkeln des ersten Funkti- onsprototypen	70
7.1. ISO Ansichten des zweiten Prototypen	72
7.2. Einteilung des Fahrzeugaufbaus in Baugruppen	73
7.3. Trolleymodus und Abstellkonfiguration der zweiten Fahrzeuggeneration	74
7.4. Schnittdarstellung der Vorderradeinheit des zweiten Prototypen	75

7.5. Aufbau des Neigungsgelenks	76
7.6. Lenkgeometrie des zweiten Prototypen	77
7.7. Lenkungscharakteristik des zweiten Prototypen	78
7.8. Längsschnitt des Lenksäulengelenks	79
7.9. Verbindungsträgereinheit mit geschlossenem Spannmechanismus	80
7.10. Verbindungsträgereinheit mit geöffnetem Spannmechanismus	82
7.11. Trittbrett- und Hinterradeinheit	84
7.12. Sitzsystem	85
7.13. Auswahl an Einzelteilen des zweiten Prototypen	86
7.14. Darstellung der Prototypenfahrzeuge im Fahrmodus und in der Abstell- konfiguration	87
7.15. Darstellung der Lenkerbewegung beim zweiten Prototypen	89
7.16. Arretierung zwischen Verbindungsträger und Lenksäule	90
8.1. Kennwerte des Querschnittsprofils	92
8.2. Koordinatensystem und Konventionen am Trittbrett zur Berechnung der Biegelinie	93
8.3. Querkraft-, Momenten- und Biegeverlauf des Trittbretts	95
8.4. CAE-Prozesskette, in Anlehnung an [16]	97
8.5. Berechnungsablauf bei der Finite-Element-Methode, [32]	98
8.6. Verzerrung am ebenen Scheiben-Element, [16]	99
8.7. Kräftegleichgewicht am Quader-Element, [16]	100
8.8. Einseitig eingespannte Feder, [32]	101
8.9. Belastungssituation des Neigungsgelenks	102
8.10. Vergleichsspannung am Neigungsgelenk	103
8.11. "worste case"Belastung der Vorderradeinheit	104
8.12. Randbedingungen bei der FE-Simulation der Vorderradeinheit	105
8.13. Seitenansicht der berechneten Verschiebungen der Vorderradeinheit	106
8.14. Darstellung der Mises-Vergleichsspannungen der Vorderradeinheit	106
8.15. Mises-Spannungen an der Achsaufnahme	107
8.16. Mises-Spannungen an der Gabelbrücke	108
8.17. Radträger mit Gleitlagbuchse	108

Tabellenverzeichnis

2.1.	Absatzzahlen von E-Bikes in ausgewählten Ländern/Regionen, [26], [11]	7
2.2.	Übersicht über die gesetzlichen Voraussetzungen zur Zulassung eines elektrisch betriebenen Fahrzeugs als Fahrrad, [30]	8
2.3.	Technische Daten des EGRET ONE, [6]	9
2.4.	Technische Daten des UCarvers, [29]	12
2.5.	Technische Daten des Scuddy, [25]	13
2.6.	Technische Daten des Trikke uPT, [28]	15
3.1.	Technische Daten des Scooleys	22
6.1.	Lenkgeometrie des ersten Prototypen	66
A.1.	Konstruktive Analyse inklusive Mängelliste als Basis für die weitere Entwicklung	XVII

Literaturverzeichnis

- [1] Homepage der Firma Ulrich. <http://www.ulrich-maschinenbau.at>, 2013. Zugriff am 11 Juli 2013.
- [2] Acros. Homepage. <http://www.acros.de>, 2013. Zugriff am 25 März 2013.
- [3] Christian C. Celigoj. *Vorlesungsskriptum Festigkeitslehre*. 2004.
- [4] M. Barth C.Kubala, A. Neubauer. Entwicklung von Elektrokleinmotoren mit Robust-Design-Optimierung. *ATZ, Automobiltechnische Zeitschrift*, 04:281, 2013.
- [5] H.F. Eckey and W. Stock. *Verkehrsökonomie: Eine Empirisch Orientierte Einführung in die Verkehrswissenschaften*. Gabler, 2000.
- [6] Egret One. Homepage. <http://www.egret.de>, 2013. Zugriff am 16 März 2013.
- [7] Ganter-Griff. Homepage. <http://www.ganter-griff.de>, 2013. Zugriff am 19 März 2013.
- [8] M. Gressmann. *Fachkunde Fahrradtechnik*. Europa-Fachbuchreihe für Kraftfahrzeugtechnik. Europa-Lehrmittel, 2006.
- [9] Hirschberg W.; Waser H. *Vorlesungsskriptum Kraftfahrzeugtechnik I und Kraftfahrzeugtechnik II*. 2012.
- [10] H Constin. Homepage. <http://www.constin.de>, 2013. Zugriff am 25 April 2013.
- [11] Steinacher I. Herry M., Sedlacek N. *Verkehr in Zahlen*. Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, 2007.
- [12] igus GmbH. Homepage. <http://igus.de>, 2013. Zugriff am 10 April 2013.
- [13] R. Ingruber. *Vorlesungsskriptum Innovative Fahrzeugantriebe, Elektrischer Traktionsantrieb im KFZ*. 2011.
- [14] Institut für Fahrzeugtechnik. <http://www.ftg.tugraz.at/>, 2013. Zugriff am 16 April 2013.
- [15] Institut für Werkzeugtechnik und Spanlose Produktion. <http://portal.tugraz.at>, 2013. Zugriff am 16 März 2013.
- [16] B. Klein. *Grundlagen und Anwendung der Finite-Element-Methode*. Number Bd. 7. Vieweg+Teubner Verlag, 2007.
- [17] W. Koehldorfer. *Finite-Elemente-Methoden mit CATIA V5: Berechnung von Bauteilen und Baugruppen in der Konstruktion*. Hanser, 2005.

-
- [18] G.N. Kunze, H.G. Hring, and K. Jacob. *Baumaschinen: Erdbau- und Tagebaumaschinen*. Number Bd. 10. Vieweg+Teubner Verlag, 2002.
- [19] R. Ingruber M. Rentmeister. *Vorlesungsskript Elektrotechnik M, WM, VT*. 2008.
- [20] Mark Wallerberger. Homepage. <http://www.markwallerberger.com/>, 2013. Zugriff am 18 Juli 2013.
- [21] Martin Henning. Homepage. <http://www.dmg-movement.de/>, 2013. Zugriff am 1 April 2013.
- [22] M.Schmuck. *Vorlesungsskriptum Innovative Fahrzeugantriebe, Elektrochemische Energeriespeicher/-wandler für HEV und EV*. 2013.
- [23] C. Schreiner P. Seelmaier. *Konzeptionierung eines dreirädrigen, elektrisch angetriebenen Fahrzeugs für den innerstädtischen Individualverkehr*. 2011.
- [24] U. Schneider, H. Bruckner, and E. Bölskey. *Aluminium, Glas*. Baustoffe und ihre Anwendungen / Baustoffe und ihre Anwendungen. Springer, 2002.
- [25] Scuddy. Homepage. <http://www.scuddy.de>, 2013. Zugriff am 25 April 2013.
- [26] Statista. Homepage. <http://de.statista.com>, 2013. Zugriff am 25 April 2013.
- [27] Thomas Schenk. Homepage. <http://onoii.com>, 2013. Zugriff am 18 Juli 2013.
- [28] Trikke. Homepage. <http://www.spazierschweben.at>, 2013. Zugriff am 10 April 2013.
- [29] UCarver. Homepage. <http://www.ucarver.com>, 2013. Zugriff am 03 Mai 2013.
- [30] T. Müller und E. Müller. *E-Bike-Technik*. Books on Demand GmbH, 2012.
- [31] Werkzeug-Stahl Center WST GmbH. Homepage. <http://www.wst-center.de/>, 2013. Zugriff am 15 April 2013.
- [32] Y.Deger. *NAFEMS Trainingskurs: Einführung in die praktische Anwendung der Finite-Element-Methode*. 2013.

A. Anhang

A. Anhang

Stückliste der beauftragten Bauteile für ein Komplettfahrzeug der zweiten Prototypengeneration

Stückliste: Scooley PT2				
Menge	Bezeichnung	Teilenummer	Typ	Werkstoff
2	Vorderradeinheit	001.	Baugruppe	
2	Lenksaeuleneinheit unten	002.	Baugruppe	
2	Lenksaeuleneinheit_oben	003.	Baugruppe	
2	Trittbretteinheit	005.	Baugruppe	
2	Verbindungstraegereinheit	004.	Baugruppe	
1	Sitzsystem	006.	Baugruppe	
2	Hinterradeinheit	007.	Baugruppe	
1	Taschenhalterung	008.	Baugruppe	

Stückliste: 001_Vorderradeinheit				
Menge	Bezeichnung	Teilenummer	Typ	Werkstoff
1	Gabelbruecke	001.000.001	Teil	AlZnMgCu 1,5
2	Radtraeger	001.000.005	Teil	AlZnMgCu 1,5
2	Lenkrohr	001.000.006	Teil	AlZnMgCu 1,5
2	Achsschenkel	001.000.004	Teil	AlZnMgCu 1,5
2	Anbindung Radachse	001.000.007	Teil	AlZnMgCu 1,5
2	Radachse	001.000.010	Teil	42CrMo4
2	Felge	001.000.002	Teil	AlZnMgCu 1,5
1	Bremssattelbefestigung links	001.000.011	Teil	AlMg 4,5
2	Lenkgestaenge	001.000.014	Teil	Ck45
1	Bremssattelbefestigung rechts	001.000.012.	Teil	AlMg 4,5
2	Lagerdistanzhülsen	001.000.008.	Teil	AlMg 4,5

Stückliste: 002_Lenksaeuleneinheit unten				
Menge	Bezeichnung	Teilenummer	Typ	Werkstoff
1	Steuerruhr unten	002.000.001	Teil	AlMg4,5
1	Lenkrohr unten	002.000.002	Teil	S235JR
1	Neigungsgelenk	002.000.003	Teil	AlZnMgCu 1,5
1	Lenkanbindung	002.001.	Baugruppe	-
1	Neigungsbolzen	002.000.005.	Teil	Ck45
1	Akkualterungsblech	002.000.008.	Teil	AlMg 4,5
1	Frontblech	002.000.009.	Teil	S235JR
1	Lenksaeulenklauggelenk	002.000.010.	Teil	S235JR
3	Anschweißblock Akkuhalterung	002.000.011.	Teil	AlMg 4,5
1	Anschweißplatte_Endschalter	002.000.012.	Teil	AlMg 4,5
1	Anschweißplatte Feder	002.000.013.	Teil	AlMg 4,5
1	Anschweißplatte Klappenker	002.000.014.	Teil	AlMg 4,5

Stückliste: 002.001_Lenkanbindung				
Menge	Bezeichnung	Teilenummer	Typ	Werkstoff
1	Lagervorspannblock	002.001.001.	Teil	Ck45
1	Lenkanbindungsblech	002.001.002.	Teil	St52

A. Anhang

Stückliste: 004_Verbindungstraegereinheit				
Menge	Bezeichnung	Teilenummer	Typ	Werkstoff
1	Spannmechanismus vorne	004.001.	Baugruppe	-
1	Spannmechanismus hinten	004.002.	Baugruppe	-
1	Verbindungtaeger	004.000.003.	Teil	AlZnMgCu 1,5
1	Schwenkhebelbolzen	004.000.002.	Teil	42CrMo4
1	Schwenkhebel	004.000.001.	Teil	S235JR
2	Bolzen Trittbrettgelenk	004.000.004	Teil	Ck45
1	Sicherungsbuegel	004.000.005	Teil	S235JR
1	Bolzen_Neigeelenk	004.000.006.	Teil	Ck45
1	Hülse Schwenkhebel	004.000.008.	Teil	AlMg 4,5

Stückliste: 004.001 Spannmechanismus vorne				
Menge	Bezeichnung	Teilenummer	Typ	Werkstoff
1	Spannbolzen	004.001.001	Teil	Ck45
1	Neigeelenkbolzen	004.001.002	Teil	42CrMo4
1	Bolzen	004.001.004	Teil	Ck45
1	Spannbuegel	004.001.007_	Teil	S235JR
2	Distanzhülse	004.001.006	Teil	AlMg 4,5

Stückliste: 004.002 Spannmechanismus hinten				
Menge	Bezeichnung	Teilenummer	Typ	Werkstoff
1	Spannbolzen	004.001.001	Teil	Ck45
1	Bolzen zu Trittbrett	004.002.002	Teil	42CrMo4
2	Spannhebel hinten	004.002.003	Teil	-
1	Spannpedal	004.002.004	Teil	
1	Spannpedalblech	004.000.004a	Teil	AlMg 4,5
1	Spannpedalführugn	004.002.004b	Teil	AlMg 4,5
1	Anschraubzapfen	004.002.004c	Teil	AlMg 4,5

Stückliste: 005 Trittbretteinheit				
Menge	Bezeichnung	Teilenummer	Typ	Werkstoff
1	Trittlecheinheit	005.001.	Baugruppe	-
1	Bremssattelaufnahme	005.000.002	Teil	AlZnMgCu 1,5
2	Bolzen für Kotflügel	005.000.004.	Teil	Ck45
1	Kotflügelabstützung	005.000.005.	Teil	S235JR

A. Anhang

Stückliste: 005.001 Trittbrett				
Menge	Bezeichnung	Teilenummer	Typ	Werkstoff
2	Laengstraeger	005.001.001.	Teil	AlMg 4,5
1	Quertraeger vorne	005.001.003	Teil	ALZnMgCu 1,5
1	Quertraeger hinten	005.001.004	Teil	AlMg 4,5
1	Achsaufnahme links	005.001.005	Teil	ALZnMgCu 1,5
1	Achsaufnahme rechts	005.001.006	Teil	ALZnMgCu 1,5
1	Trittbrettblech	005.001.007	Teil	AlMg 4,5
1	Kotfluegelaufnahme links	005.001.008.	Teil	ALZnMgCu 1,5
1	Kotfluegelaufnahme rechts	005.001.009.	Teil	ALZnMgCu 1,5

Stückliste: 006 Sitzsystem				
Menge	Bezeichnung	Teilenummer	Typ	Werkstoff
1	Hauptbeineinheit	006.001.	Baugruppe	-
1	Stuetzbeineinheit oben	006.005.	Baupruppe	-
1	Stuetzbeineinheit unten	006.006.	Baugruppe	-
1	Anschraubgelenk Stuetzbein	006.000.007.	Teil	ALZnMgCu 1,5
1	Anschraubgelenk Hauptbein links	006.000.003.	Teil	ALZnMgCu 1,5
1	Anschraubgelenk Hauptbein rechts	006.000.004.	Teil	ALZnMgCu 1,5
1	Bolzen Stützbeingelenk	006.000.009.	Teil	Ck45

Stückliste: 006.001 Hauptbeineinheit				
Menge	Bezeichnung	Teilenummer	Typ	Werkstoff
1	Sattelstuetzenfuehrung	006.001.001.	Teil	AlMg 4,5
1	Anbindung Betätigungshebel für Rastbolzen	006.001.001.a	Teil	AlMg 4,5
1	Anbindung Stellschraube Bowdenzug	006.001.001.b	Teil	AlMg 4,5
2	Gabelrohr	006.001.002.	Teil	AlMg 4,5
1	Anbindung Stuetzrohr	006.001.003.	Teil	ALZnMgCu 1,5
2	Rohreinsteckteil kurz	006.001.004.	Teil	ALZnMgCu 1,5

Stückliste: 006.005 Stuetzbeineinheit oben				
Menge	Bezeichnung	Teilenummer	Typ	Werkstoff
1	Stuetzbeinrohr oben	006.005.001.	Teil	AlMg 4,5
1	Anbindung Stellschraube	006.005.001a	Teil	AlMg 4,5
1	Anbindung Rastelement	006.005.001b	Teil	AlMg 4,5
1	Rohreinsteckteil lang	006.005.003.	Teil	ALZnMgCu 1,5
1	Rohreinsteckteil mit Gelenk oben	006.005.004.	Teil	ALZnMgCu 1,5

Stückliste: 006.006 Stuetzbeineinheit unten				
Menge	Bezeichnung	Teilenummer	Typ	Werkstoff
1	Stuetzbeinrohr unten	006.006.001.	Teil	AlMg 4,5
1	Rohreinsteckteil mit Gelenk unten	006.006.003.	Teil	ALZnMgCu 1,5
1	Rastscheibe	006.006.004.	Teil	ALZnMgCu 1,5
1	Rohreinsteckteil kurz	006.001.004.	Teil	ALZnMgCu 1,5

Stückliste: 007 Hinterradeinheit				
Menge	Bezeichnung	Teilenummer	Typ	Werkstoff
1	Distanzhülse links	007.000.003.	Teil	AlMg 4,5
1	Distanzhülse rechts	007.000.004.	Teil	AlMg 4,5

A. Anhang

**Liste der wichtigsten Zukaufteile
für ein Fahrzeug der zweiten Prototypengeneration**

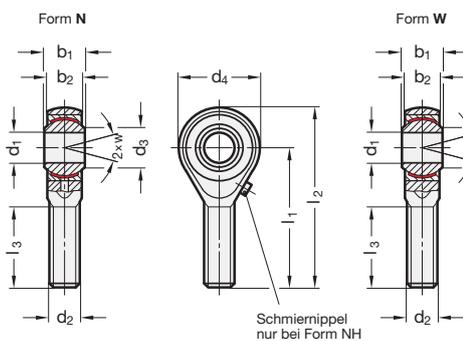
mbo Oßwald GmbH & Co KG	
Stück	Bauteilbezeichnung
3	Bolzen MBO Osswald BEG 10x25x20,5
1	Bolzen MBO Osswald BE 10x25x20,5
5	Sicherungsring D8
15	Sicherungsring D10
8	Sicherungsring D12
10	Sicherungsring D14
8	Sicherungsring D16

Igus GmbH	
Stück	Bauteilbezeichnung
2	MFM-3035-20
2	MSM 2228-20
1	WSM 1416-10
1	WSM 2630-16
1	GFM-0810-25

Vanel Sarl	
Stück	Bauteilbezeichnung
1	Torsionsfeder Vanel D_157_120_0500
1	Vanel C.176.130.0360.A
1	Torsionsfeder Vanel D_157_120_0500
1	Torsionsfeder Vanel G_157_120_0500

Micro Scooter	
Stück	Bauteilbezeichnung
2	Teleskophülse 1021
2	Arretierknöpfe Telekopsäulen 1023
2	Schnellspanner 1025

GN 648.2 Gelenkköpfe mit Schraube



Form (Gleitpaarung)

- N** Messing / Stahl nachschmierbar
- W** Stahl-PTFE / Stahl wartungsfrei



d₁ H7	d₂	Links-gewinde	b₁ -0,12	b₂	d₃	d₄	l₁	l₂	l₃	w Kipp-winkel
5**	M 5	M 5L	8	6	7,7	18	33	42	20	13°
6	M 6	M 6L	9	6,75	8,9	20	36	46	22	13°
8	M 8	M 8L	12	9	10,4	24	42	54	25	14°
10	M 10	M 10L	14	10,5	12,9	28	48	62	29	13°
12	M 12	M 12L	16	12	15,4	32	54	70	33	13°
14	M 14	M 14L	19	13,5	16,8	36	60	78	38	16°
16	M 16	M 16L	21	15	19,3	42	66	87	40	15°
18	M 18 x 1,5	M 18 x 1,5L	23	16,5	21,8	46	72	95	44	15°
20	M 20 x 1,5	M 20 x 1,5L	25	18	24,3	50	78	103	47	14°
22	M 22 x 1,5	M 22 x 1,5L	28	20	25,8	54	84	111	51	15°
25	M 24 x 2	M 24 x 2L	31	22	29,6	60	94	124	58	15°
30*	M 30 x 2	M 30 x 2L	37	25	34,8	70	110	145	71	17°

* nur in Form W lieferbar ** d₁ = 5 bei Form N nicht nachschmierbar

Ausführung

- Gehäuse Stahl
 - verzinkt, blau passiviert
 - d₁ = 5 bis 12: gedreht
 - d₁ = 14 bis 25: geschmiedet
- Gleitpaarungen
 - Form N (nachschmierbar)
 - Lagerschale
Messing, CuZn40Al1
 - Innenring
Stahl, 100Cr6
gehärtet, geschliffen, poliert
 - Form W (wartungsfrei)
 - Lagerschale
Stahl, verzinkt
mit PTFE-Einlage
 - Innenring
Stahl, 100Cr6
gehärtet, geschliffen, poliert
- ISO-Passungen → Seite 1263
- RoHS-konform

Hinweis

Gelenkköpfe GN 648.2 entsprechen DIN ISO 12240-4, Maßreihe K (früher DIN 648 K).

siehe auch...

- Weitere Erläuterungen zu Gelenkköpfen, sowie Tragzahlen → Seite 1085
- Edelstahl-Gelenkköpfe mit Schraube GN 648.6 → Seite 1089

Auf Anfrage

- schmale Ausführung, (ISO 12240-1, Maßreihe E)

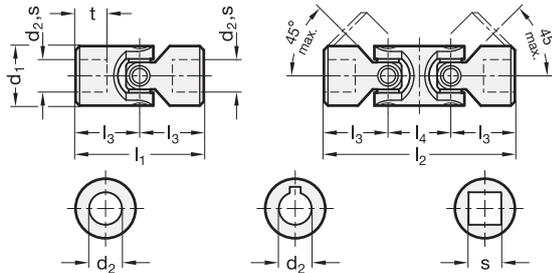
Bestellbeispiel	
1	d₁
2	d₂
3	Form
GN 648.2-10-M10L-W	

2.7 Kreuzgelenke, Gabelgelenke, Winkelgelenke | Seite 1087

A. Anhang

DIN 808 Kreuzgelenke mit Gleitlager

Auszug einfach oder doppelt



2 Bohrungskennzeichnung:

- B ohne Nabennut
- K mit Nabennut (ab $d_2=10$)
- V mit Vierkant

5 Form

- EG einfach, Gleitlager
- DG doppelt, Gleitlager

1 d_1	3 d_2 H7 Bohrung	3 s H10 Vierkant	4 l_1 Form EG	4 l_2 Form DG	l_3	l_4	t min.	Zulässige Drehzahlen / Drehmomente → Seite 1074
16	6	V 6*	34	56	17	22	8	
16	8	V 8*	40	62	20	22	11	
16	10	V 8*	52	74	26	22	14	
22	10	V 10*	48	74	24	26	12	
22	12	V 10*	62	88	31	26	18	
25	12	V 12*	56	86	28	30	13	
25	16	V 12*	74	104	37	30	21	
28	14	V 14*	60	96	30	36	13	
32	16	V 16*	68	104	34	36	16	
32	20	V 16*	86	124	43	38	24	
36	18	V 18*	74	114	37	40	17	
42	20	V 20*	82	128	41	46	18	
42	25	V 20*	108	156	54	48	31	
45	22	V 22*	95	145	47,5	50	22	
50	25	V 25*	108	163	54	55	26	
50	30	V 25*	132	188	66	56	38	
58	30	V 30*	122	190	61	68	29	
58	32	V 30*	130	198	65	68	33	
70*	35	V 35	140	212	70	72	35	

* i. d. R. nicht auf Lager, erfordert Mindestbestellmenge

Ausführung

- Stahl blank
- Gelenkwürfel / Stifte / Lagerbuchsen einsatzgehärtet
- Nabennut JS9 DIN 6885 → Seite 1254
- Querbohrungen GN 110 → Seite 1257
- ISO-Passungen → Seite 1263
- RoHS-konform

Auf Anfrage

- mit anderen oder unterschiedlichen Anschluss-Bohrungen

Hinweis

Die zulässige Drehzahl ist bei gleitgelagerten Kreuzgelenken DIN 808 in hohem Maße abhängig von Einsatzbedingungen, der Belastung, der Einsatzdauer, dem Beugungswinkel und der Schmierung → Seite 1074. Bei Drehzahlen über 1000 min⁻¹ sind in jedem Fall Kreuzgelenke mit Nadellager → Seite 1080 zu verwenden.

Bei Dauerbetrieb ist für eine ausreichende Schmierung zu sorgen, ggf. durch eine mit Fett gefüllte Schutzhülle GN 808.1 → Seite 1083.

Bestellbeispiel	
1 d_1	2 Bohrungskennzeichnung
3 d_2 (s)	4 l_1 (l_2)
5 Form	

1 2 3 4 5
DIN 808-25-B16-74-EG

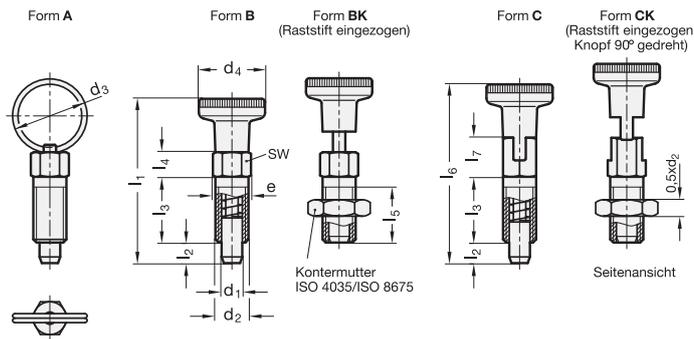
A. Anhang

GN 717

Stahl / Edelstahl

Rastbolzen

mit und ohne Rastsperr



3 Form

- A** ohne Rastsperr (Zugring), ohne Kontermutter
- AK** ohne Rastsperr (Zugring), mit Kontermutter
- B** ohne Rastsperr (Knopf), ohne Kontermutter
- BK** ohne Rastsperr (Knopf), mit Kontermutter
- C** mit Rastsperr (Knopf), ohne Kontermutter
- CK** mit Rastsperr (Knopf), mit Kontermutter

1

2

d ₁ Stift h11 Bohrung $\begin{smallmatrix} +0,03 \\ -0,04 \end{smallmatrix}$	d ₂	d ₃	d ₄	e	l ₁	l ₂ min.	l ₃	l ₄	l ₅ min.	l ₆	l ₇	sw	max. Anzugs- moment in Nm	Federdruck in N ≈ Anfang	Ende
3	M 6	14	12	6,9	30	3,5	12	4,5	10	32,5	7	6	2	3	12
3	M 6 x 0,75	14	12	6,9	30	3,5	12	4,5	10	32,5	7	6	3	3	12
4	M 6	14	12	6,9	30,5	4	12	4,5	10	33	7	6	2	3	12
4	M 8 x 1	18	16	9,2	39,5	4,5	16	6	13,5	43	9,5	8	8	5	24
5	M 8	18	16	9,2	40	5	16	6	13,5	43,5	9,5	8	7	5	24
5	M 10 x 1	18	18	11,5	42,5	5	16	6	16	46	10	10	22	5	24
6	M 10	24	18	11,5	49	6	20	7,5	17	52	10,5	10	15	5	21
6	M 12 x 1,5	24	21	13,8	52	6	20	7,5	20	55	11	12	38	5	21
8	M 12	30	21	13,8	59	8	24	9	20,5	63,5	13,5	12	20	6	22
8	M 16 x 1,5	30	25	19,6	63,5	8	24	9	24	68	13,5	17	80	6	22

Ausführung

- Führung (Gewindeteil)
 - Stahl verzinkt, blau passiviert **ST**
 - Edelstahl nichtrostend, 1.4305 **NI**
- Raststift
Edelstahl nichtrostend, 1.4305
- Druckfeder
Edelstahl nichtrostend, 1.4310
- Zugring
Edelstahl nichtrostend, 1.4310
- Knopf Kunststoff (Polyamid PA)
 - schwarz, matt
 - nicht demontierbar
- ISO-Passungen → Seite 1263
- Edelstahl-Eigenschaften → Seite 1274
- RoHS-konform

4

Hinweis

Rastbolzen GN 717 stellen eine sehr preisgünstige Rastbolzen-Variante dar, die sich zudem durch sehr kleine Baumaße auszeichnet. Ihr Einsatz beschränkt sich auf Anwendungsfälle, bei denen keine präzise Positionierung erforderlich ist.

Aufgrund der kleinen Baumaße der Rastbolzen GN 717 mit Standardgewinde ist bei der Montage zu beachten, dass die in obiger Tabelle angegeben max. Anzugsmomente nicht überschritten werden.

- Zusammenstellung der Rastbolzen-Bauarten → Seite 538 ff.
- Distanzringe GN 609 / GN 609.5 (zur Begrenzung der Einschraublänge) → Seite 580

Bestellbeispiel

GN 717-8-M12-A-ST

1

d₁

2

d₂

3

Form

4

Werkstoff

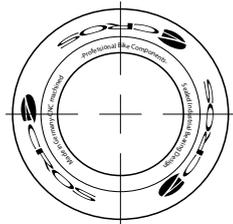


Produkte - Steuersatz - ZS

↑ ZS44/28.6 - AZ-44 Oberteil - upper part

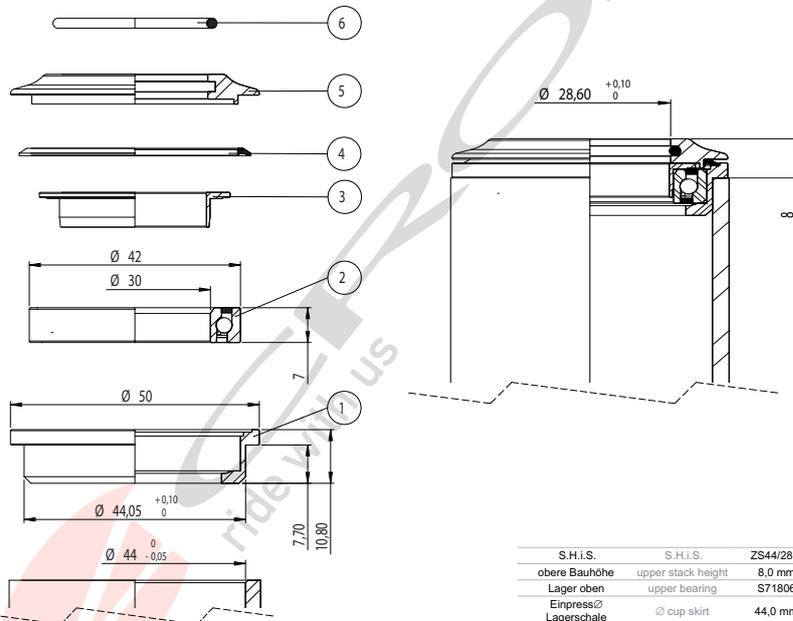


Laserdesign:



Farbe | Color:

- .01. silver
- .02. black
- .03. white
- .04. red
- .05. blue
- .06. gold
- .07. orange
- .09. titan
- .11. green
- .12. brown
- .14. purple
- .15. turquo.



S.H.I.S.	S.H.I.S.	ZS44/28.6
obere Bauhöhe	upper stack height	8,0 mm
Lager oben	upper bearing	S71806
Einpress \varnothing	\varnothing cup skirt	44,0 mm
Einpresstiefe	cup skirt length	7,7 mm
\varnothing Lagerschale	\varnothing cup	49,5 mm

AZ-44 Oberteil / upper partv - 22.02.605R3S

POS	QTY	item No.	Art.Bez.	name of the item
	1	22.02.605R3S	Oberteil - ZS44/28,6	upper headset type - ZS44/28,6
1	1	22.02.002R3	Lagerschale AZ-44 Drag-Seal R3	bearing cup, AZ-44 Drag-Seal
2	1	S71806	Edelstahl Schrägkugellager 30x42x7	Stainless angular contact bearing 30x42x7
3	1	11.00.004	Zentrierring 1 1/8"	compression ring 1 1/8"
4	1	16.04.006R3	Drag-Seal R3 rot	Drag-Seal R3 red
5	1	22.02.005R3	Deckel AZ-44, R3	headset cover AZ-44, R3
	1	DIN3771OR28X2	O-Ring 28x2 rot	O-Ring 28x2 red
	1	11.02.007	Spannkralle 1 1/8"	star nut 1 1/8"
	1	11.02.008	Spanndeckel 1 1/8"	top cap 1 1/8"
	1	DIN912M6X30A2	Zylinderschraube M6x30	cylinder head screw M6x30

Copyright by ACROS Sport GmbH - Achtung! Alle Informationen sind streng vertraulich zu behandeln und dürfen NICHT an Dritte weiter gegeben werden - Keine Vervielfältigung - Änderungen vorbehalten. All information is confidential and NOT to be disclosed to third parties - do not duplicate - some information is preliminary and subject to change.



Produkte - Steuersatz - Kombination



Gängige Unterteile zum AZ-44 Oberteil:
Established lower parts for AZ-44 upper part:

Unterteile / lower parts:

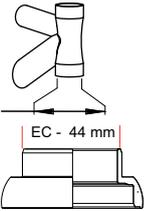
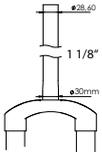
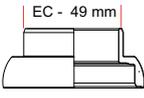
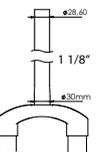
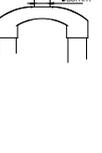
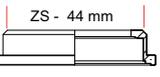
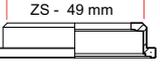
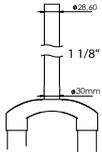
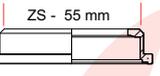
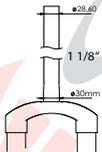
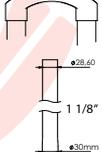
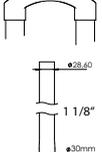
		EC - 44 mm	- EC44/30 - Art. 16.02.601R3S - (Workbook S/p 65)
		EC - 49 mm	- EC49/40 - Art. 15.02.601R3S - (Workbook S/p 69)
		EC49/30 - Art. 17.02.601R3S - (Workbook S/p 67)	
		ZS - 44 mm	- ZS44/30 - Art. 22.02.601R3S - (Workbook S/p 77)
		ZS - 49 mm	- ZS49/30 - Art. 25.02.601R3S - (Workbook S/p 79)
		ZS - 55 mm	- ZS55/30&40 - Art. 46.02.601R3S - (Workbook S/p 81)
		ZS - 56 mm	
		IS - 52 mm	- IS52/30&40 - Art. 48.02.601R3S - (Workbook S/p 93)

Tabelle A.1.: Konstruktive Analyse inklusive Mängelliste als Basis für die weitere Entwicklung

001_Vorderradeinheit	
1.1	Die untere Gleitlagerbuchse ist nicht bzw. schwer demontierbar.
1.2	Die vertikale Sicherung der Radaufhängung (Schraube) löst sich teilweise beim Lenken.
1.3	Die Kotbleche können nur ohne Vorderrad montiert werden.
1.4	Die Anschraubpunkte des Kotflügels sollten an das Befestigungsblech angepasst werden.
1.5	Die Torsionsfeder wurde unzureichend dimensioniert.
1.6	Die Gummipuffer für Neigungsendanschlag sind zu weich.
1.7	Die Gummipuffer zur Lenkwinkelbegrenzung sind zu nachgiebig.
1.8	Für die Radeinheit ist eine Schweißvorrichtung unerlässlich.
002_Lenksäuleneinheit unten	
2.1	Der Abstand zwischen Neigungsgelenk und Verbindungsträger sollte vergrößert werden, um beim Zusammenklappen eine Kollision mit Sicherheit zu verhindern.
2.2	Eine Schweißvorrichtung bei einer Kleinserie ist unbedingt erforderlich.
2.3	Die Spannkralle sollte im Lenkrohr verschweißt werden, um ein Lösen unter allen Umständen zu vermeiden.
2.4	Der Steuersatz könnte als Ober- und Unterteil ausgeführt werden.
2.5	Die unterste Lenkerposition (4) ist aufgrund der Schweißkonstruktion und der Toleranzkette ohne Nacharbeiten schwierig einzuhalten.
2.6	Die Blattfeder an der Lenksäule kann leicht verbogen werden. Der Schwenkhebel wird im geklappten Zustand nicht arretiert.
2.7	Der Lenker muss beim Klappvorgang in den Trolleymodus gerade ausgerichtet sein.
2.8	Das Lenkungsspiel im Kreuzgelenk sollte nachgeprüft werden.
2.9	Die Schweißnaht im Bereich der Taschenhalterung kollidiert mit dem Taschenhalterungsblech.
2.10	Ein Neigungsdämpfer wäre für die Fahreigenschaften vorteilhaft.
003_Lenksäuleneinheit oben	
3.1	Für die Kniehebeleinstellung muss ein einfacher Einstellmechanismus umgesetzt werden.
3.2	Eine zusätzliche axiale Positionierung des Kniehebelmechanismus wäre vorteilhaft.
3.3	Die angedachte Sicherungsvorrichtung gegen das unbeabsichtigte Lösen des Kniehebels muss überarbeitet werden.
3.4	Die bestehende Klemmgefahr beim Lösen des Kniehebels sollte abgeschwächt werden.

3.5	Anhand der beiden Prototypen sollte eine einheitliche Kabelführung definiert werden.
-----	--

004_Verbindungsträger

4.1	Beide Kniehebelmechanismen sollten mit einem Feingewinde ausgeführt werden.
4.2	Eine axiale Sicherung der Spannschrauben im Kniehebelmechanismus sollte angedacht werden.
4.3	Der Sicherungsbügel muss gegen eine axiale Verschiebung entlang der Bundschraube abgesichert werden.
4.4	Das Spannpedal sollte in der Serie als Guß- oder Frästeil ausgeführt sein.
4.5	Die axiale Führung des Schwenkhebels muss überarbeitet werden.
4.6	Der Schwenkhebel sollte in der Serie als Guß- oder Frästeil ausgeführt sein.
4.7	Der gesamte Kniehebelmechanismus könnte nach demselben Prinzip wie das Lenksäulenklappgelenk ausgeführt werden.
4.8	Der Mechanismus kann nur gespannt werden, wenn das vordere Gelenk geschlossen ist. Ansonsten sperrt der vordere Kniehebelmechanismus die Bewegung des Schwenkhebels.

005_Trittbretteinheit

5.1	Die Endschalbefestigung ist suboptimal.
5.2	Die Schweißnähte zwischen Trittbrett und Trittbrettrahmen sollten an der Außenseite verlaufen, um mehr Platz für Steuergeräte im Inneren zu generieren.
5.3	Die Ausnehmung im Trittbrettblech für das Sitzsystem könnte etwas länger ausführt werden, um eine Einstellmöglichkeit für den Kniehebelmechanismus des Sitzsystems zu ermöglichen.
5.4	Das Kotblech kann nur mit ausgebautem Hinterrad montiert werden.
5.5	Die Lichte Weite der Motorachse müsste für ein Serienprodukt verstellbar gestaltet werden.
5.6	Die Kabelführung im Bereich des Trittbrettgelenks sollte nach Möglichkeit verbessert werden.

006_Sitzsystem

6.1	Die Ausnehmung im Trittbrettblech für das Sitzsystem könnte etwas länger ausführt sein, um eine Einstellmöglichkeit für den Kniehebelmechanismus des Sitzsystems zu ermöglichen.
6.2	Eine Schweißvorrichtung ist für die derzeitige Konstruktion unbedingt erforderlich.
6.3	Die Rastbolzenaufnahme am Stützrohr sollte verstärkt werden.
6.4	Die Ausnehmung für die Bremssattelaufnahme sollte etwas vergrößert bzw. angepasst werden.

6.5	In der zusammengeklappten Konfiguration sollte ein Gummipuffer zwischen dem Trittbrett und dem Kniehebelmechanismus angedacht werden.
6.6	Anschraubgelenk von außen schrauben

007_Hinterradeinheit	
-----------------------------	--

7.1	Die Lichte Weite der Motorachse sollte verstellbar gestaltet werden.
7.2	Der Verstellbereich in Längsrichtung könnte größer ausgeführt sein.
7.3	Die Fahrzeugneigung bei der Ständerfunktion ist großzügig ausgelegt.

008_Taschenhalterung	
-----------------------------	--

8.1	Es besteht Kollisionsgefahr zwischen dem Taschenhalterungsblech und der Schweißnaht am Neigegelenk
8.2	Eine Torsionsfeder könnte das ungewollte Klappen der Taschenhalterung verhindern.
8.3	Die Taschenhalterung kann nur bei einer Fahrzeugneigung von 0° geklappt werden.

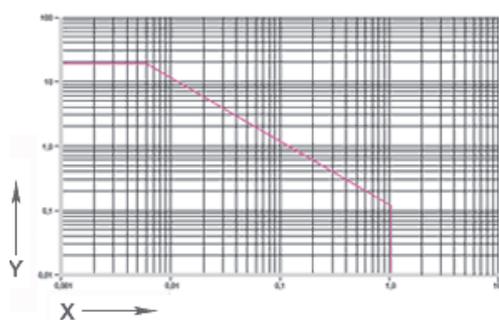
A. Anhang

iglidur® M250 - Werkstoffdaten

Werkstofftabelle

Allgemeine Eigenschaften	Einheit	iglidur® M250	Prüfmethode
Dichte	g/cm ³	1,14	
Farbe		anthrazit	
max. Feuchtigkeitsaufnahme bei 23°C/50% r. F.	Gew.-%	1,4	DIN 53495
max. Wasseraufnahme	Gew.-%	7,6	
Gleitreibwert, dynamisch, gegen Stahl	μ	0,18 - 0,40	
p x v-Wert, max. (trocken)	MPa x m/s	0,12	
Mechanische Eigenschaften			
Biege-E-Modul	MPa	2.700	DIN 53457
Biegefestigkeit bei 20°C	MPa	112	DIN 53452
Druckfestigkeit	MPa	52	
maximal empfohlene Flächenpressung (20°C)	MPa	20	
Shore-D-Härte		79	DIN 53505
Physikalische und thermische Eigenschaften			
obere langzeitige Anwendungstemperatur	°C	+80	
obere kurzzeitige Anwendungstemperatur	°C	+170	
untere Anwendungstemperatur	°C	-40	
Wärmeleitfähigkeit	[W/m x K]	0,24	ASTM C 177
Wärmeausdehnungskoeffizient (bei 23°C)	[K ⁻¹ x 10 ⁻⁵]	10	DIN 53752
Elektrische Eigenschaften			
spezifischer Durchgangswiderstand	Ωcm	> 10 ¹³	DIN IEC 93
Oberflächenwiderstand	Ω	> 10 ¹¹	DIN 53482

Tabelle 01: Werkstoffdaten



Zulässige p x v-Werte

Für iglidur® M250-Gleitlager mit 1 mm Wandstärke im Trockenlauf gegen eine Stahlwelle, bei 20°C, eingebaut in ein Stahlgehäuse.

Die selbstschmierenden Gleitlager aus iglidur® M250 zeichnen sich besonders aus durch Schlagzähigkeit, Schwingungsdämpfung und Verschleißfestigkeit. Sie bewähren sich besonders gut unter Beanspruchungen, bei denen die Schwingungsdämpfung der Lager gefordert ist, zum Beispiel in Sportgeräten und Verpackungsmaschinen. Da sie außerdem in der Lage sind, Schmutz einzubetten, eignen sie sich auch gut in Landmaschinen und Gartengeräten.

Abb. 01: Zulässige pv-Werte für iglidur® M250-Gleitlager mit 1 mm Wandstärke im Trockenlauf gegen eine Stahlwelle, bei +20°C, eingebaut in ein Stahlgehäuse

X = Gleitgeschwindigkeit [m/s]
Y = Belastung [MPa]

iglidur® W300 - Werkstoffdaten

Werkstofftabelle

Allgemeine Eigenschaften

	Einheit	iglidur® W300	Prüfmethode
Dichte	g/cm ³	1,24	
Farbe		gelb	
max. Feuchtigkeitsaufnahme bei 23°C/50% r. F.	Gew.-%	1,3	DIN 53495
max. Wasseraufnahme	Gew.-%	6,5	
Gleitreibwert, dynamisch, gegen Stahl	μ	0,08 - 0,23	
p x v-Wert, max. (trocken)	MPa x m/s	0,23	

Mechanische Eigenschaften

Biege-E-Modul	MPa	3.500	DIN 53457
Biegefestigkeit bei 20°C	MPa	125	DIN 53452
Druckfestigkeit	MPa	61	
maximal empfohlene Flächenpressung (20°C)	MPa	60	
Shore-D-Härte		77	DIN 53505

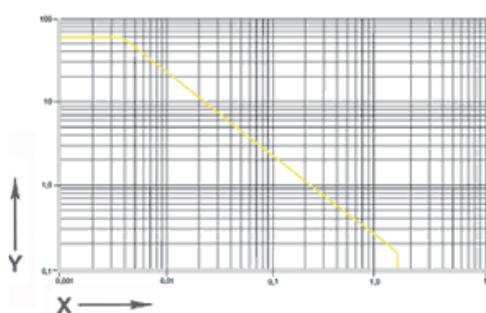
Physikalische und thermische Eigenschaften

obere langzeitige Anwendungstemperatur	°C	+90	
obere kurzzeitige Anwendungstemperatur	°C	+180	
untere Anwendungstemperatur	°C	-40	
Wärmeleitfähigkeit	[W/m x K]	0,24	ASTM C 177
Wärmeausdehnungskoeffizient	[K ⁻¹ x 10 ⁻⁵]	9	DIN 53752

Elektrische Eigenschaften

spezifischer Durchgangswiderstand	Ωcm	> 10 ¹³	DIN IEC 93
Oberflächenwiderstand	Ω	> 10 ¹²	DIN 53482

Tabelle 01: Werkstoffdaten



Zulässige p x v-Werte

Für iglidur® W300-Gleitlager mit 1 mm Wandstärke im Trockenlauf gegen eine Stahlwelle, bei 20°C, eingebaut in ein Stahlgehäuse.

Hohe Verschleißfestigkeit, insbesondere in Umgebung mit abrasiven Medien oder in Verbindung mit rauen Wellen, zeichnen den Werkstoff iglidur® W300 aus. Von allen iglidur®-Werkstoffen ist dieser Werkstoff der unempfindlichste gegen solche äußeren Einflüsse.

Abb. 01: Zulässige pv-Werte für iglidur® W300-Gleitlager mit 1 mm Wandstärke im Trockenlauf gegen eine Stahlwelle, bei +20 °C, eingebaut in ein Stahlgehäuse

X = Gleitgeschwindigkeit [m/s]
Y = Belastung [MPa]

A. Anhang

Werkstoffblatt 1.7225 42CrMo 4

Stahltyp

Vergütungsstahl mit ausreichender Festigkeit auch bei größeren Querschnitten

Verwendung

Achsen, Wellen, Konstruktionsteile

Richtanalyse %

C	Si	Mn	Cr	Mo
0,41	0,3	0,7	1,1	0,2

Mechanische Eigenschaften

vergütet	mm	< 16	< 40	< 100	< 160
Streckgrenze	N/mm ²	900	750	650	550
Zugfestigkeit	N/mm ²	1100-1300	1000-1200	900-1100	800-950
Bruchdehnung	% mind.	10	11	12	13
Brucheinschnürung	% mind.	40	45	50	50
Kerbschlagzähigkeit	J° mind.	30	35	35	35

Wärmebehandlung

	Temperatur	Dauer	Abkühlung
Weichglühen	680-720 °C	2-5 h	Ofen
Härten	830-860 °C	Kurve B	Öl
Anlassen	540-680 °C	1 h je 20 mm, min. 2 h	ruhige Luft

Lieferfestigkeit

ca. 700 N/mm²

Standard-Arbeitshärte

ca. 54-58 HRC

A. Anhang

Werkstoffblatt 1.7225 42CrMo 4

Lieferabmessungen gewalzt/geschmiedetes Rohmaterial

flach (Breite und Dicke in mm)																			
160	200	250	300	350	400	500	800	1000											
	20																		
	25																		
30	30	30	30																
40	40	40	40	40	40														
50	50	50	50	50	50	50													
60	60	60	60	60	60	60	60												
70	70	70	70	70	70	70	70												
80	80	80	80	80	80	80	80												
	90	90	90	90	90														
	100	100	100	100	100	100	100												
							120	120											
							140	140											
							150	150											
							160												
							170												
							180	180											
							200	200	200										
							220												
							250												
							280												
							300	300											
								400											
								500											
rund (Durchmesser in mm)																			
15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120
130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300	310	320
330	340	340	350	360	370	380	400	420	440	450	460	480	500	520	550	600	620	650	680
700	730	750	760	800															

Abweichende Abmessungen werden durch Schmieden bzw. Zuschneiden kurzfristig realisiert!

Werkstoffblatt 3.4365 AlZnMgCu 1,5 hochfest

Legierungstyp

Aluminiumlegierung, im ausgehärteten Zustand kann eine Zugfestigkeit bis 530 N/mm² erreicht werden

Verwendung

besonders für Einsätze in Kunststoffspritzformen geeignet bei geringeren Schusszahlen (z. Bsp. Prototypen-Formen), aushärtbar, schweiß- u. erodierbar

Richtanalyse %

Cr	Cu	Fe	Mg	Mn	Si	Zn	Ti	Zr
0,18–0,28	1,2–2,0	0,5	2,1–2,9	0,3	0,4	5,1–6,1	0,2	0,25

Lieferfestigkeit

ca. ausgehärtet

Standard-Arbeitshärtigkeit

ca. 480–530 N/mm²

Allgemeine Eigenschaften *

Beständigkeit	Warmumformung	Kaltumformung	Schweißen
Meerwasser 4–5	Strangpressen 5	Stauchen, Treiben ng	Schmelzschw. Gas ng
Witterung 4	Gesenkschmieden 4	Tiefziehen 5 (w)	Schmelzschw. WIG ng
		Biegen 4 (w)	Schmelzschw. MIG ng
		Drücken ng	Widerstandspunkts. 2
		Fließpressen ng	Abbreinstumpfschw 2

Mechanische Eigenschaften

Halzeug ¹⁾	Zustand ²⁾	Stärke mm	Zugfestigkeit N/mm ²	0,2-Grenze N/mm ²	Bruchdehnung A ₅ %	Härte HB
Blech DIN1745T1	F53 .71	6–12	530	450	8	140
	F53 .71	> 25	530	450	5	140
	F53 .71	> 50	530	450	3	140
	F50 .71	> 63	500	430	2	130
	F48 .71	> 75	480	410	2	130
Stab DIN1747T1	F48 .71	< 100	480	390	2	130
	F51 .71	rd/fl/fvk50/ 50/30	510	440	7	140
	F52 .71	80/80/50	520	460	7	140
	F51 .71	120/120/80	510	450	7	140
	F50 .71	200/200/80	500	440	5	140

Anmerkung:

Dieser Werkstoff wurde trotz der schlechten Schweiß-eignung vom Prototypenbauer empfohlen und verwendet.

¹⁾ Weitere Normen mit Angaben über mechanische Eigenschaften: WL 3.4344 (nicht für Neukonstruktionen), ersetzt durch WL 3.4354 (Typ AlZnMgAg, Nr. 7022 nach Internationalem Legierungsregister) DIN 267 T18; Schrauben (ALS)

²⁾ Zustandsanhangszahl an Werkstoff-Nr. nach DIN 17007T4

*) Die Bewertung geben eine Reihenfolge innerhalb der Aluminiumwerkstoffe mit 1–5 fallender Tendenz; nz = nicht zutreffend; ng = nicht geeignet

Werkstoffblatt 3.4365 AlZnMgCu 1,5 hochfest

Physikalische Eigenschaften

Dichte	kg/dm ³	2,78
Elastizitätsmodul	kg/mm ²	70'000
Elektr. Leitfähigkeit	W x m/mm ²	19-23
Erstarrungsbereich	° C	480-640
Wärmeausdehnungskoeffizient	10 ⁻⁶ /° C	23,4
Wärmeleitfähigkeit	W/m x K	130-160

Lieferabmessungen gewalztes/geschmiedetes Rohmaterial

Plattenzuschnitte (Dicke in mm)

10	12	15	20	22	25	30	35	40	50	60	65	70	80	90	100	110	125	140	150	
160	180	200	255																	

rund (Durchmesser in mm)

30	35	40	45	50	60	70	75	80	85	90	100	110	120	130	140	150	160	180	190	
200	210	220	230	250	275	300														

Abweichende Abmessungen werden durch Schmieden bzw. Zuschneiden kurzfristig realisiert!

A. Anhang

FE-Berechnung des Neigungsgelenks

Vernetzung:

Einheit	Größe
Knoten	209092
Elemente	133632

Elementtyp:

Konnektivität	Statistik
TE10	133631 (100,00%)
SPIDER	1 (0,00%)

Qualität des Elements:

Kriterium	Gut	Nicht zufrieden stellend	Fehlerhaft	Ungenügend	Durchschnittlich
Dehnung	133630 (100,00%)	1 (0,00%)	0 (0,00%)	0,275	0,651
Längenverhältnis	133631 (100,00%)	0 (0,00%)	0 (0,00%)	4,566	1,809

Materialien.1

Material	Aluminium
Young-Modulus	70000,001MPa
Poisson-Faktor	0,346
Dichte	2710kg_m3
Koeffizient der Wärmeausdehnung	2,36e-005_Kdeg
Elastizitätslimit	95MPa

Statischer Prozess

Begrenzungsbedingungen

A. Anhang

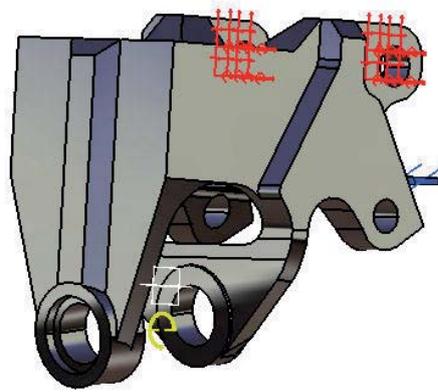


Figure 1

Berechnung der Festigkeit

Anzahl Knoten	:	209092
Anzahl Elemente	:	133632
Anzahl Freiheitsgrade	:	627279
Anzahl Kontaktbeziehungen	:	0
Anzahl kinematischer Beziehungen	:	8127
Anzahl Koeffizienten	:	32496

Parabolischer Tetraeder	:	133631
Starres Spinnenelement - Verschiebung	:	1

Berechnung der Bedingungen

Name:Randbedingungen.1

Anzahl S.P.C: 4601

Berechnung der Last

Name:Lasten.1

resultierende Kraft:

$F_x = 0 \cdot 000e+000 \text{ N}$

A. Anhang

Fy	=	0	.	000e+000	N
Fz	=	0	.	000e+000	N
Mx	=	2	.	000e+002	Nxm
My	=	0	.	000e+000	Nxm
Mz	=	0	.	000e+000	Nxm

Berechnung der Steifigkeit

Anzahl Linien	:	627279		
Anzahl Koeffizienten	:	24889341		
Anzahl Blöcke	:	50		
Maximale Anzahl Koeffizienten pro Block	:	500000		
Gesamtgröße der Matrix	:	287	.	23 Mb

Berechnung der Singularität

Bedingung: Randbedingungen.1

Anzahl lokaler Singularitäten	:	0
Anzahl der Singularitäten in der Verschiebung	:	0
Anzahl der Singularitäten in der Rotation	:	0
Generierte Bedingungstypen	:	MPC

Berechnung der Bedingungen

Bedingung: Randbedingungen.1

Anzahl Bedingungen	:	12728
Anzahl Koeffizienten	:	0
Anzahl faktorisierte Bedingungen	:	12728
Anzahl Koeffizienten	:	26021
Anzahl verschobener Bedingungen	:	0

Berechnung der Faktorisierung

Methode	:	SPARSE
Größe Faktorisierungsgrad	:	614551
Anzahl Superknoten	:	9880
Überflüssiger Index	:	2695486
Anzahl Koeffizienten	:	412974889
Maximale Frontweite	:	6843
Maximale Frontgröße	:	23416746
Größe der faktorisierten Matrix (MB)	:	3150 . 75
Anzahl Blöcke	:	207
Anzahl Mflops für die Faktorisierung	:	8 . 450e+005
Anzahl Mflops für die Lösung	:	1 . 655e+003
Minimale relative Drehung	:	1 . 079e-002

Minimaler und maximaler Drehpunkt

A. Anhang

Wert	Freiheitsgrad	Knoten	x (mm)	y (mm)	z (mm)
5.5906e+005	Tx	206820	2.9390e+001	5.0822e+001	6.0509e+001
6.4705e+009	Ty	206819	3.0361e+001	5.0127e+001	6.1061e+001
1.5497e+007	Ry	209092	-6.6206e-010	-7.3326e+000	-1.1447e+001
1.9936e+007	Rz	209092	-6.6206e-010	-7.3326e+000	-1.1447e+001

Minimaler Drehpunkt

Wert	Freiheitsgrad	Knoten	x (mm)	y (mm)	z (mm)
9.5398e+005	Ty	206820	2.9390e+001	5.0822e+001	6.0509e+001
2.1529e+006	Tz	206819	3.0361e+001	5.0127e+001	6.1061e+001
8.9097e+006	Ty	209063	3.0720e+001	1.3370e+001	1.0829e+001
9.9275e+006	Tz	209063	3.0720e+001	1.3370e+001	1.0829e+001
1.0571e+007	Tx	209063	3.0720e+001	1.3370e+001	1.0829e+001
1.0687e+007	Tx	183814	4.0279e+000	2.8665e+001	3.2878e+001
1.0734e+007	Tz	183813	3.9388e+000	2.9595e+001	3.3856e+001
1.0840e+007	Ty	27638	2.9859e+001	1.3227e+001	2.1958e+001
1.1013e+007	Ty	209061	3.0418e+001	1.2186e+001	1.2575e+001

Wert	Freiheitsgrad	Knoten	x (mm)	y (mm)	z (mm)
1.9531e+007	Rx	209092	-6.6206e-010	-7.3326e+000	-1.1447e+001
1.9936e+007	Rz	209092	-6.6206e-010	-7.3326e+000	-1.1447e+001

Drehpunkt für Translationsverteilung

Wert	Prozentsatz
10.E5 --> 10.E6	3.2544e-004
10.E6 --> 10.E7	4.8816e-004
10.E7 --> 10.E8	1.0461e+001
10.E8 --> 10.E9	8.9537e+001
10.E9 --> 10.E10	1.7899e-003

Drehpunkt für Rotationsverteilung

A. Anhang

Wert	Prozentsatz
10.E7 --> 10.E8	1.0000e+002

Berechnung der direkten Methode

Name: Lösung für statischen Prozess.1

Bedingung: Randbedingungen.1

Last: Lasten.1

Spannung: 2.548e-001 J

Equilibrium

Komponenten	Aufgebrachte Kräfte	Reaktionen	Übrig geblieben	Relativer Wichtigkeitsfehler
Fx (N)	0.0000e+000	-5.1358e-011	-5.1358e-011	2.0543e-014
Fy (N)	0.0000e+000	-8.6357e-010	-8.6357e-010	3.4543e-013
Fz (N)	0.0000e+000	9.5381e-010	9.5381e-010	3.8153e-013
Mx (Nxm)	2.0000e+002	-2.0000e+002	3.8665e-010	1.9332e-012
My (Nxm)	0.0000e+000	-4.7437e-011	-4.7437e-011	2.3718e-013
Mz (Nxm)	0.0000e+000	-1.8372e-011	-1.8372e-011	9.1861e-014

Lösung für statischen Prozess.1 - Verformtes Netz.2

A. Anhang

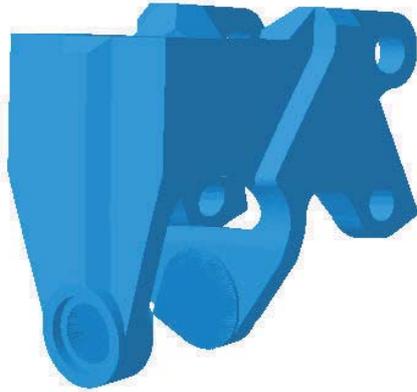


Figure 2

Auf verformtem Netz ---- Auf Begrenzung ---- Auf dem gesamten Modell

Lösung für statischen Prozess.1 - von Mises-Spannungen (Knotenwerte).2

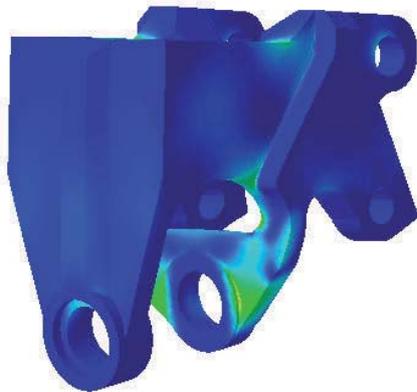


Figure 3

1D-Elemente: : Komponenten: : Alle

3D-Elemente: : Komponenten: : Alle

Auf verformtem Netz ---- Auf Begrenzung ---- Auf dem gesamten Modell

A. Anhang

Executive Agency for Competitiveness and Innovation CIP Eco-innovation first application and Market Replication Projects Call 2012 Call Identifier: CIP-EIP-Eco-Innovation 2012					
INDICATORS					0
At the end of the project					
Objective	Indicators	Absolute Impact	Relative Impact	Comment	
Improved Environmental Performance	Greenhouse gas emissions	CO2	27	-99%	
		Methane	0	-98%	
	Air quality	Particulate matters	217	-88%	Unit [kg]
		particulates, < 2.5 um	11	-96%	Unit [kg]
		particulates, >2.5 um and <10	86	-77%	Unit [kg]
		particulates >10 um	116	-90%	Unit [kg]
	Reduction / substitution of dangerous substances	Irritant / Corrosive	not applicable	not applicable	see B5 for further description
		Mutagenic / Carcinogenic	not applicable	not applicable	see B5 for further description
		Toxic	not applicable	not applicable	see B5 for further description
	Waste management	Persistent / Bioaccumulative	not applicable	not applicable	see B5 for further description
		Prevention	1	not applicable	Metal and packaging material
		Waste minimization	0	not applicable	Metal and packaging material
		Reuse of waste / Substance recovery	1	not applicable	Take back system for scooley and reuse of motor and battery
		Material recycling	10	not applicable	Metal mix of the scooley
Waste diverted from landfills		1	not applicable	plastic, wood	
Better use of natural resources	Reduced resource consumption (excluding energy)	Metal, Plastic	4	20%	20% weight reduction compared to a average e-scooter
	Water	Reduced water consumption	1.835	-68%	Unit [m3]
	Energy	Energy from RES	501.835	2097%	Cumulated energy demand of water, wind, solar and biomass
		Reduced energy consumption	kwh / year		not applicable as compared to vehicle not using electrical energy
	Economic Performance / Market Replication	Business development / Market replication	nr of countries	6	not applicable
Market potential		market size in million Euros	7.416	not applicable	Calculation: 6 mio. customer (subway users) multiplied with price of Scooley
		market size in number of customers	6.000.000	not applicable	Nr of market potential in defined cities: Vienna, Paris, London, Amsterdam, Stockholm, Bratislava
Entry in new transnational markets			France, United Kingdom, the Netherlands, Sweden, Slovakia	not applicable	These are the first entry markets besides Austria
Entry into different sectors			e-mobility-sector	not applicable	first target are urban living people who commute to/from home to/from office
Reduction of cost per unit or process		Diff. € per Scooley Prototype vs Scooley small series	8.058	in % change to baseline	Prototype cost: € 10.000 per piece Small series: costs per Scooley = € 1.942. Baseline prototype no price assignable
Payback Time		capital invested / net income	3 years	not applicable	Bank credits and funding from investor will be payed back after 3 years.
Others	Patents		EU: AT, DE, NL, FR, IT, ES, UK, SWE, CH,DK USA, JP, CN	not applicable	Own patents are available when starting the project. Due to further development and improvement of technical components of the Scooley it is pretty likely that more patents will follow.
	acidification potential	kg SO2-Eq	152,67	-97%	Standard indicators in the automotive branch
	climate change	kg CO2-Eq	31.720,18	-99%	Standard indicators in the automotive branch
	human toxicity photochemical oxidation (summer smog)	kg 1,4-DCB-Eq	66.001,64	-88%	
	eutrophication potential	kg NOx-Eq	77,37	-98%	Standard indicators in the automotive branch

A. Anhang

Executive Agency for Competitiveness and Innovation CIP Eco-innovation first application and Market Replication Projects Call 2012 Call Identifier: CIP-EIP-Eco-Innovation 2012					
INDICATORS					0
Two years after the project					
Objective	Indicators	Absolute Impact	Relative Impact	Comment	
Improved Environmental Performance	Greenhouse gas emissions	CO2	471	-99%	0
		Methane	1	-98%	0
			-		0
	Air quality	Particulate matters	3.773	-88%	Unit [kg]
		particulates, < 2.5 um	187	-96%	Unit [kg]
		particulates, >2.5 um and <10	1.496	-77%	Unit [kg]
		particulates >10 um	2.018	-90%	Unit [kg]
	Reduction / substitution of dangerous substances	Irritant / Corrosive	not applicable	not applicable	see B5 for further description
		Mutagenic / Carcinogenic	not applicable	not applicable	see B5 for further description
		Toxic	not applicable	not applicable	see B5 for further description
		Persistent / Bioaccumulative	not applicable	not applicable	see B5 for further description
	Waste management	Prevention	12	not applicable	Metal and packaging material
		Waste minimization	7	not applicable	Metal and packaging material
		Reuse of waste / Substance recovery	14	not applicable	Take back system for scooleey and reuse of motor and battery
		Material recycling	173	not applicable	Metal mix of the scooleey
Waste diverted from landfills		22	not applicable	plastic, wood	
Hazardous waste		1	not applicable	coolant, filters	
				0	
Better use of natural resources	Reduced resource consumption (excluding energy)	Metal, Plastic	70	20%	20% weight reduction compared to a average e
					0
	Water	Reduced water consumption	31.923	-68%	Unit [m3]
					0
Energy	Energy from RES	8.731.132	2097%	Cumulated energy demand of water, wind, sola	
	Reduced energy consumption	kwh / year	in % change to baseline	not applicable as compared to vehicle not using	
Economic Performance / Market Replication	Business development / Market replication	nr of countries	11	not applicable	10 European countries (above countries + Italy, Spain, Denmark and Belgium) and USA
	Market potential	market size in million Euros	12.206	not applicable	Potential users (subway users) of Scooleey in urban and rural areas in Europe, USA, Russia, Hongkong. At this time we calculate with market entry of three or more competitors (1 or 2 will be already in the market)
		market size in number of customers	9.875.000	not applicable	Potential users (subway users) of Scooleey in urban and rural areas in Europe, USA, Russia, Hongkong
	Entry in new transnational markets	new countries	Italy, Spain, Denmark, Belgium, USA	not applicable	2 years after end of project Scooleey will be on these markets.
	Entry into different sectors		e-mobility-sector; commercial use (police, ambulance, etc)	not applicable	While stratetgy on first market entry focus on subway users, additionally Scooleey is now promoted for commercial use like for police officers, ambulances, etc.
	Reduction of cost per unit or process	Differenz € from small series price to big series price	706	36%	At this time only big series above 5000 pieces will be produced and a smaller price of € 1.235 per Scooleey is possible
	Payback Time	capital invested / net income		not applicable	no credit / investor neede 2 years after end of project
Others	acidification potential	kg SO2-Eq	2.656	-97%	Standard indicators in the automotive branch
		kg CO2-Eq	551.881	-99%	Standard indicators in the automotive branch
		kg 1,4-DCB-Eq	1.148.323	-88%	0
		kg ethylene-Eq	141	-99%	Standard indicators in the automotive branch
		kg NOx-Eq	1.346	-98%	Standard indicators in the automotive branch