



Diplomarbeit

Konzeptionelle Überlegungen für die Entwicklung eines Fahrzeugs für den urbanen Individualverkehr

von Helmut Brunner

Durchgeführt am Institut für Fahrzeugtechnik
Member of Frank Stronach Institute

Kommissarischer Institutsleiter:
Univ.-Doz. Dr.techn. Arno Eichberger

Betreuer:
Univ.-Doz. Dr.techn. Mario Hirz

Graz, im März 2012

The logo for FTG, with "FT" in a bold, blue, italicized sans-serif font and "G" in a grey, italicized sans-serif font.

Danksagung

Hiermit möchte ich mich bei sämtlichen Mitarbeitern des Instituts für Fahrzeugtechnik an der TU Graz bedanken. Die prompte Unterstützung ermöglichte erst den Abschluss dieser Arbeit. Ein besonderer Dank gilt meinem Betreuer, Univ.-Doz. Dr.techn. Mario Hirz.

Bedanken möchte ich mich auch bei meiner Familie für die langjährige Unterstützung, besonders bei meiner Mutter und meinen Brüdern, wie auch meiner Schwägerin in spe für die Prüfung meiner Kenntnisse der Deutschen Sprache im Zuge dieser Arbeit.

Besonders hervorheben möchte ich meine Lebensgefährtin, Bettina. Die Unterstützung und Geduld, die du in den letzten Jahren für mich aufgebracht hast, ist keine Selbstverständlichkeit. Dafür möchte ich mich bedanken.

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am 13. März 2012

Helmut Brunner

Kurzfassung

Der Wunsch nach individueller Mobilität ist Grund für die stetige Zunahme von Fahrzeugen auf den Straßen dieser Welt. In Ballungszentren stößt die Infrastruktur jetzt schon oftmals an ihre Kapazitätsgrenzen; Lärm und Schadstoffbelastung sind zusätzliche vom Verkehr geprägte Probleme. In Städten ist das Verkehrsaufkommen besonders groß, wobei ein Großteil der Fahrten Strecken von weniger als 30 Kilometer umfassen.

Die Fahrzeuggröße spielt eine entscheidende Rolle für die Infrastruktur und die für den Bau und Betrieb benötigten Ressourcen. Kleinere und leichtere Fahrzeugkonzepte benötigen nicht nur weniger Material für die Produktion und Platz während des Betriebs, sondern glänzen zusätzlich durch einen geringeren Energieverbrauch in beiden Fällen. Für die Entwicklung eines Fahrzeugs für den innerstädtischen Individualverkehr der Zukunft sollen geringer Materialeinsatz, Freiheit von Schadstoffemissionen, CO₂-Ausstoß und Lärm sowie eine hohe Effizienz des Antriebs im Vordergrund stehen.

In einer Projektarbeit, die im Vorfeld dieser Diplomarbeit durchgeführt wurde, entstand ein Fahrzeugkonzept, welches speziell den Anforderungen hinsichtlich individueller Mobilität in Ballungszentren gerecht werden soll. Es handelt sich dabei um ein Kleinfahrzeug mit drei Sitzen und drei Rädern. Der Antrieb erfolgt über einen Elektromotor, die Energieversorgung stammt aus einer Batterie. Der Stauraum befindet sich im Frontbereich. Durch Einzug des Hecks kann es sich von seiner normalen Länge von 3060 mm auf 2140 mm verkürzen. Für das Parken ist somit um ein Drittel weniger Platz nötig. Es ist möglich, das Fahrzeug auf einem konventionellen Parkplatz quer abzustellen.

Der Einbau von nur einem Rad an der Hinterachse kann das Steuerverhalten beeinträchtigen. Darüber hinaus befinden sich sämtliche für den Antrieb wichtigen Komponenten im hinteren Bereich. Dadurch liegt der Schwerpunkt weit Richtung Fahrzeugheck, was insbesondere bei dreirädrigen Konzepten zu Problemen hinsichtlich der Fahrsicherheit führen kann. Weiters kann die Beladung des Stauraums über der Vorderachse das Steuerverhalten beeinträchtigen.

In dieser Diplomarbeit werden deshalb fahrdynamische Untersuchungen am vorliegenden Konzept unternommen. Mittels Simulation werden die Einflüsse der Schwerpunktlage wie auch unterschiedlicher Beladungsszenarien auf das Fahrverhalten erfasst. Der Einfluss des Packages auf das Fahrverhalten soll so in der frühen Konzeptphase berücksichtigt werden. Die Ergebnisse aus den Simulationen fließen in eine Neukonstruktion

ein und ebnen den Weg zum Eingang in eine detaillierte Planungsphase zur Entwicklung eines Prototypen.

Abstract

Individual mobility is a basic desire nowadays, so worldwide streets get filled by more and more vehicles. In cities and congested areas the infrastructure is often pushed to the limit of capacity. Noise and air pollution are additional problems stamped by traffic. Especially in cities people's driving behaviour is defined by short distances below 30 kilometres.

The size of a vehicle is a key factor for the infrastructure and the resources which are necessary for production and use. Smaller light weight- vehicles not only need less material for production and space in use, but also require less energy in both cases. Careful use of resources and energy, low emissions of pollutants, noise and carbon dioxide and a high efficient propulsion should be the primary criteria for developing a vehicle for urban individual mobility of the future.

A preliminary project gave birth to a vehicle concept, which especially satisfies the demands concerning mobility in congested areas. It is a three wheeled micro-car with three seats, moved by an electric motor powered from a battery. The luggage space is integrated in the front. The vehicle is able to shorten itself from its normal length of 3060 mm to 2140 mm. In this way there is one third space less required for placing. Even cross parking is possible.

Using just one wheel at the rear axle could have negative effects to the steering-behaviour. Furthermore, most of the components for traction are integrated in the rear of the vehicle, as a result the position of the centre of gravity is quite backwards. This could have negative effects to driveability, especially at three wheeled vehicles. Beside those things the load above the front axle could change the steering-behaviour too.

In this diploma thesis the effects of using just one rear wheel in a three wheeler vehicle and the position of the centre of gravity influenced by a variable load is analysed by simulation. The effect of package to driveability is considered in this early stage of concept. The results of the simulation will flow back into a reconstruction of the concept in order to pave the way to access the next level of developing a vehicle-prototype.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Ausgangspunkt und Zielsetzung der Arbeit	2
1.2	Begriffsdefinitionen	3
2	Problemstellung	4
2.1	Der Mensch und sein Umfeld.....	4
2.2	Infrastruktur, Ressourcen	4
2.3	Umwelt.....	5
2.4	Wirtschaft und Politik	5
2.5	Lösungsansätze.....	5
3	Anforderungen an ein neues Fahrzeugkonzept für den urbanen Raum	7
3.1	Zielgruppe, Anwendungsfälle.....	7
3.1.1	Urbaner Raum	7
3.1.2	Zweit- bzw. Drittwagen.....	7
3.1.3	Kurzstrecken.....	8
3.1.4	Gewerbliche Nutzung	8
3.1.5	Führerscheinfreie Version.....	8
3.2	Anforderungen.....	9
3.2.1	Anforderungen an das Package	9
3.2.2	Technische Anforderungen	11
4	Definition der Fahrzeugklasse	14
4.1	Gesetzliche Bestimmungen	16
5	Geschichte.....	20
5.1	Anfänge	20
5.2	Die Nachkriegszeit.....	23
5.3	Ende des 20. Jahrhunderts	24

6	Aktuelle Entwicklungen in den Sektoren Klein- und Kleinfahrzeuge, E-Antriebe und 3-Rad-Konzepte	27
6.1	Threewheeler im Motorsport.....	27
6.2	Entwicklungsstrategien in der Automobilindustrie.....	28
6.3	Realer Markt	29
6.3.1	Vergleich der Energiebilanzen eines elektrisch betriebenen Kleinfahrzeugs mit einem konventionellen PKW.....	29
6.3.2	Verhalten des durchschnittlichen Fahrzeugnutzers	33
6.3.3	Erste serienreife Fahrzeuge	34
7	Marktanalyse im Bereich Kleinfahrzeuge	35
7.1	Twike (L5e).....	36
7.2	CityEL (L5e)	36
7.3	SAM EV II (L5e).....	37
7.4	Reva i (L7e)	37
7.5	Renault Twizy (L7e).....	38
7.6	Murray T.27 (L7e)	39
7.7	Tazzari Zero (M1)	39
7.8	Mia Electric (M1).....	40
7.9	Smart fortwo ED (M1).....	41
7.10	Weitere Entwicklungen.....	42
8	Vorstellung eines neuen Fahrzeugkonzepts für den urbanen Individualverkehr.....	44
8.1	Motivation für das Package.....	52
8.1.1	Querparken.....	52
8.1.2	Drei Sitze.....	53
8.1.3	Drei Räder	54
8.1.4	Variation des Radstands.....	54
8.1.5	Lenkung.....	55

8.1.6	Antriebsstrang und Energiespeicher.....	55
8.2	Kritische Betrachtung des Konzepts	61
8.2.1	Grundsätzliche Eigenschaften des Mittelmotorkonzepts.....	61
8.2.2	Charakteristika eines Hinterradantriebs	62
8.2.3	Aufbringbare Seitenkraft der Reifen.....	62
8.2.4	Einfluss der Beladung auf das Fahrverhalten	62
8.2.5	Schwerpunkt.....	63
8.2.6	Radlaständerung und Wankabstützung.....	63
8.2.7	Position der Sitze.....	64
9	Fahrverhalten	65
9.1	Vorzunehmende Untersuchungen.....	66
9.1.1	Eigenlenkverhalten bzw. Steuertendenz	66
9.1.2	Einfluss der Beladung auf das Fahrverhalten	67
9.1.3	Einfluss des RWD-Antriebs auf die Steuertendenz.....	67
9.1.4	Kippgrenze.....	67
9.2	Lineares Einspurmodell	68
9.2.1	Das Dreirad im Einspurmodell.....	73
9.2.2	Grenze für die lineare Betrachtung.....	73
9.2.3	Stationäre Kreisfahrt.....	74
9.2.4	Dynamisches Verhalten	95
9.3	Einspurmodell - Grenzbereich.....	101
9.3.1	Vorgang der Untersuchung	102
9.3.2	Ergebnisse.....	103
9.4	Dreispurmodell.....	105
9.4.1	Steuertendenz- Stabilitätsgrenze.....	107
9.4.2	Kraftschlussgrenze	107
9.4.3	Kippgrenze.....	109

9.4.4	Stabilisator.....	115
10	Berücksichtigung der Simulationsergebnisse in der Konstruktion des Fahrzeugkonzeptes.....	116
10.1	Zusammenfassung der Resultate aus den Untersuchungen.....	116
10.2	Variantenvergleich der Hinterachsordnung.....	117
10.3	Neukonstruktion des Fahrzeugkonzepts	119
11	Zusammenfassung und Ausblick.....	130
	Literaturverzeichnis.....	132
	Abbildungsverzeichnis.....	136
	Tabellenverzeichnis.....	140

Abkürzungen und Formelzeichen

a	Beschleunigung	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$
b_{COG}	Fahrzeugbreite auf Höhe des Schwerpunkts	[mm]
$b_{e,v}, b_e$	spezifischer Verbrauch, volumetrisch und energetisch	$\left[\frac{\text{l}}{100 \text{ km}}, \frac{\text{kWh}}{100 \text{ km}}\right]$
$b_v(s), b_h$	Spurweiten an Vorder- und Hinterachse	[mm]
C_L	Lenkungssteifigkeit	$\left[\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}\right]$
$C_{\alpha}, C_{\alpha v}, C_{\alpha h}$	Gesamtschräglaufsteifigkeit, an Vorder- und Hinterachse	$\left[\frac{\text{N}}{\text{rad}}\right]$
$C_{\alpha Rv}, C_{\alpha Rh}$	Reifenseitensteifigkeit, an Vorder- und Hinterachse	$\left[\frac{\text{N}}{\text{rad}}\right]$
d_a	Außendurchmesser	[mm]
d_i	Innendurchmesser	[mm]
dV	Volumenelement	[m ³]
$EG, \frac{d\delta_L}{da_y}$	Eigenlenkgradient	$\left[\frac{\text{rad}}{\frac{\text{m}}{\text{s}^2}}\right]$
F_C	Fliehkraft	[N]
F_G	Gewichtskraft	[N]
F_N, F_{Zv}, F_{ZH}	Normalkraft, Radaufstandskraft an Vorder- und Hinterachse	[N]
F_S, F_{Sv}, F_{SH}	Seitenkraft, an Vorder- und Hinterachse	[N]
F_x, F_y, F_{res}	Umfangskraft, Seitenkraft, resultierende Kraft am Reifen	[N]
g	Erdbeschleunigung	$[9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]]$
H_u	spezifischer gravimetrischer unterer Heizwert	$\left[\frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right]$
i_L	Lenkübersetzung	[]
I_{ZZ}	Trägheitsmoment um die Hochachse	[kgm ²]
K	Kippachse	
K_u	Überlastfaktor	[]
l, l_1	Fahrzeuggesamtlänge, Radstand	[m]
l_v, l_h	Abstand des Schwerpunkts von Vorder- und Hinterachse	[m]
m, m_g	Fahrzeuggesamtmasse	[kg]
n_K	Konstruktiver Nachlauf	[mm]
n_R	Reifennachlauf	[mm]
n_V	Gesamtnachlauf	[mm]
R	Kurvenradius	[m]
r_{dyn}	dynamischer Reifenradius	[mm]
r_{stat}	statischer Reifenradius	[mm]
t	Zeit	[s]
v, v_x	Fahrzeuglängsgeschwindigkeit	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
v_k, v_{Ex}, v_{AEx}	kritische Fahrgeschwindigkeit bei Kippen	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
v_v, v_h	Geschwindigkeit an Vorder- und Hinterachse	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$

$z_{COG}(h)$	Schwerpunkthöhe	[mm]
$\alpha, \alpha_v, \alpha_r$	Schräglaufwinkel, an Vorder- und Hinterachse	[°]
β	Schwimmwinkel	[°]
γ	Fahrzeugverjüngung	[°]
δ, δ_v	Radlenkwinkel	[°]
ΔFZ	Radlastdifferenz	[N]
δ_L	Lenkradwinkel	[°]
$\Delta\delta$	Korrekturlenkwinkel	[°]
μ, μ_{max}	Haftreibungsbeiwert	[]
ν	Kurswinkel	[°]
ρ	Dichte	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$\dot{\psi}$	Gierrate	$\left[\frac{\circ}{s}\right]$
$\dot{\psi}_{max}$	maximale Gierrate	$\left[\frac{\circ}{s}\right]$
$\dot{\psi}_{stat}$	stationärer Wert der eingeschwungenen Gierrate	$\left[\frac{\circ}{s}\right]$
$\frac{\dot{\psi}}{\delta_L}$	Verstärkungsfaktor	$\left[\frac{1}{s}\right]$
$\ddot{\psi}$	Gierbeschleunigung	$\left[\frac{\circ}{s^2}\right]$
$T_{\dot{\psi}_{max}}$	Peak Response Time	[s]
$U_{\dot{\psi}}$	Überschwingweite	[%]
$\dot{\beta}$	Änderung des Schwimmwinkels	$\left[\frac{\circ}{s}\right]$
$\frac{\beta}{\delta_L}$	Kreisfahrwert	$\left[\frac{1}{s}\right]$

1 Einleitung

„Mobilität von Menschen und Gütern ist nicht Folge, sondern Grundlage unseres Wohlstands.“¹

„Von Jahr zu Jahr braucht man weniger Zeit, um über den Ozean, aber mehr Zeit, um ins Büro zu kommen.“²

Diese beiden Zitate, ersteres von Eberhard von Kuenheim, ehemals Vorstands- und Aufsichtsratsvorsitzender der BMW AG, das zweite aus unbekannter Quelle, spiegeln die bedeutungsvollsten Charakteristika der Entwicklung heutiger Mobilität nur allzu gut wider.

Seit fünfzig Jahren zählt der Begriff *Mobilität* zu den prägendsten Ausdrücken der derzeitigen Epoche, sei es nun der weltweite Handel und die Sicherung des Nachschubs von Waren und Rohstoffen durch den Schiffsverkehr, der Flugverkehr oder das tägliche Pendeln mit dem eigenen Fahrzeug zum Arbeitsplatz und zurück.

Tägliche berufsbedingte Fahrtstrecken von 60 Kilometer sind keine Seltenheit. Auch die Beschaffung täglicher Konsumgüter wird mit einem eigenen Fahrzeug erleichtert. Persönliche Kontakte aufrecht zu erhalten und seine Freizeit unabhängiger von der Entfernung zum Ort der Aktivität gestalten zu können sind oft ein wichtiger Grund für die Anschaffung eines eigenen Automobils und die Sicherung individueller Mobilität. Gerade in den letzten 60 Jahren stieg der Wunsch, die Grenzen der mit eigenen Füßen beschränkten Reichweite überwinden zu können. Weltweit wächst der Sektor individueller Mobilität drastisch. Dies führt zu immer mehr Fahrzeugzulassungen. Der Straßenbau kann dieser steigenden Zahl oft nicht folgen. Die Infrastruktur stößt mancherorts schon jetzt an ihre Grenzen. Doch ist längst kein Ende der Mobilisierung in Sicht. Aufstrebende Nationen wie Indien oder China stehen erst am Beginn dieses Prozesses. In China wurden 2010 wie 2011 über 18 Millionen Neuzulassungen registriert³.

Die fortschreitende Motorisierung bedingt nicht nur den Ausbau der Infrastruktur, sondern fordert vor allem Lösungen und neue Ansätze in Hinblick auf Ressourcen- und

¹ zitate.de

² zitate.de

³ China Car Times

Energieverbrauch sowie Emissionen. Diese drei Punkte sind der Anlass für diese Arbeit, welche sich mit den Themen Elektromobilität und Kleinfahrzeugkonzepte beschäftigt.

Nach einer kurzen, den ersten Abschnitt abschließenden Begriffsdefinition wird in Kapitel 2 auf die derzeitigen Probleme der fortschreitenden Motorisierung eingegangen. Danach werden Lösungsansätze gesucht und in Abschnitt 3 nach der Definition der Zielgruppe Anforderungen an ein neuartiges Fahrzeugkonzept, sowohl aus Sicht des Nutzers wie auch von technischer Betrachtung her, wiedergegeben. In Kapitel 4 wird die Fahrzeugklasse dieses neuen Konzepts festgelegt. Außerdem wird nach den gesetzlichen Anforderungen der betrachteten Klasse recherchiert. Abschnitt 5 behandelt die Geschichte der festgelegten Fahrzeugklasse, worauf in Kapitel 6 auf aktuelle Entwicklungen im Kleinfahrzeugsektor mit Elektroantrieb für den innerstädtischen Individualverkehr eingegangen wird. Abschnitt 7 gibt eine Analyse des derzeitigen Marktsegments wieder.

1.1 Ausgangspunkt und Zielsetzung der Arbeit

In einem vorangegangenen Projekt, welches am Institut für Fahrzeugtechnik der TU Graz durchgeführt wurde, entstand ein Fahrzeugkonzept, welches besonders für den innerstädtischen Individualverkehr geeignet sein soll. Es handelt sich um ein dreirädriges Fahrzeug mit elektrischem Antrieb. Die Energie wird aus einer Batterie bezogen. Das Fahrzeug verfügt über zwei Vorderräder und ein Hinterrad. Der Antrieb erfolgt an der Hinterachse⁴. Das Konzept wird in Kapitel 8 genauer vorgestellt. Eine kritische Betrachtung des Konzepts zeigt mögliche Verbesserungsvorschläge und richtet den Fokus auf fahrdynamische Eigenschaften. Ziel der vorliegenden Diplomarbeit ist es, einige Fragen hinsichtlich Fahrdynamik und Fahrsicherheit zu klären. So werden das Kurvenverhalten wie auch der Einfluss des angedachten Hinterradantriebs und verschiedener Beladungszustände auf das Fahrverhalten in Kapitel 9 untersucht. In Abschnitt 10 werden die gesammelten Ergebnisse vorgestellt und in die Konstruktion eingearbeitet. Abschließend folgt in Kapitel 11 die Zusammenfassung dieser Arbeit und ein kurzer Ausblick über Marktchancen eines neuartigen Fahrzeugkonzepts.

⁴ WALTERSDORFER, et al., 2009

1.2 Begriffsdefinitionen

Individualverkehr

Als Individualverkehr wird die Bewegung einer Person durch ein ihr zur Verfügung gestelltes technisches Gerät verstanden, über das diese Person an sich frei entscheiden kann. Somit erfährt sie keine Einschränkung hinsichtlich der Zeit, das heißt, sie ist an keine prozessbezogenen Durchführungsvorschriften wie einen Fahrplan gebunden. Weiter kann sie auch frei über die zurückgelegten Wege und die Anzahl der Mitfahrer bestimmen⁵. Der Individualverkehr nimmt in Großstädten eine zentrale Rolle ein. Je nach Entwicklungsstand eines Landes ist er unterschiedlich stark motorisiert. In europäischen Städten kommen durchschnittlich 400 Autos auf 1000 Stadtbewohner. In den USA liegt der Grad der Motorisierung bei etwa 770 PKW pro 1000 Einwohner⁶.

Kleinfahrzeug

Als Kleinfahrzeuge werden in dieser Arbeit Fahrzeuge mit einer weitaus geringeren Masse und Motorisierung als herkömmliche PKW bezeichnet.

⁵ WALTERSDORFER, et al., 2009

⁶ Department Raum, 2010

2 Problemstellung

Der steigenden Nachfrage nach individueller Mobilität stehen einige Aspekte gegenüber. Im Wesentlichen lassen sich diese Punkte in vier Gebiete unterteilen, wobei es mitunter Korrelationen zwischen den einzelnen Bereichen gibt.

2.1 Der Mensch und sein Umfeld

Etwa die Hälfte der Weltbevölkerung lebt in Ballungszentren. 26 Städte weisen eine Population von über 10 Millionen Menschen auf. Es gibt insgesamt 479 Ballungszentren mit über 1 Million Einwohnern. Diese Ballungszentren beherbergen 1,63 Milliarden der Weltbevölkerung⁷. Bilder aus Shanghai oder Los Angeles zeigen die Verkehrssituation der Gegenwart sehr gut. Verstopfte Straßen und Smog sind keine Seltenheit. Die Belastung durch Lärm und Emissionen wirkt sich auf die Gesundheit des Menschen aus. Ein hohes Verkehrsaufkommen und die begrenzte Verkehrsfläche zwingen mittlerweile Städte wie Peking, Zulassungsbegrenzungen einzuführen⁸. Auch die Einführung einer City-Maut, um den innerstädtischen Verkehr einzudämmen und Lärm und Emissionen entgegenzuwirken, wird in Zukunft ein Thema sein, das nicht nur Londons Einwohner beschäftigen wird. Das begrenzte Angebot an Parkfläche belastet den Verkehr und den Fahrer zusätzlich. Einerseits bedeutet die Suche nach einem freien Parkplatz mehr Schadstoff- und Lärmemission, andererseits kostet es dem Fahrer Zeit und somit auch Ruhe. Der Stresspegel steigt, das Unfallrisiko wird erhöht.

2.2 Infrastruktur, Ressourcen

Die Deckung der Nachfrage nach individueller Mobilität und somit die steigende Anzahl sowie der kürzer werdende Lebenszyklus von Fahrzeugen bedeuten allein schon für die Produktion einen immensen Einsatz an Ressourcen und Energie. Die meisten der zurzeit gebauten motorisierten Fortbewegungsmittel sind durch Kraftstoff aus fossilen Energieträgern, wie beispielsweise Erdöl, Erdgas oder Kohle, angetrieben. Diese Ressourcen sind jedoch nur begrenzt vorhanden und werden in absehbarer Zeit nicht mehr zu den heutigen Bedingungen zu gewinnen sein.

⁷ BRINKHOFF, 2011

⁸ Die Presse, 2011

Eine Fallstudie über Los Angeles, der „*freeway capital of the world*“ aus dem Jahr 2002 beziffert den jährlichen Zeitverlust des Verkehrsteilnehmers pro Kopf durch erhöhtes Verkehrsaufkommen im Durchschnitt mit 62 Stunden. Der Mehrverbrauch an Kraftstoff durch Wartezeiten im Stau und Stop and Go-Verkehr beträgt demnach pro Kopf und Jahr 94 Gallonen bzw. 355 Liter⁹.

2.3 Umwelt

Konventionelle, auf fossilen Energieträgern basierende Antriebskonzepte tragen erheblich zur lokalen Emission von CO₂ und Schadstoffen bei. Umweltverschmutzung durch Gewinnung und Transport fossiler Energieträger stehen des Öfteren im Mittelpunkt der Medienwelt. Es sei an diverse Ölkatastrophen im Golf von Mexiko oder im Niger-Delta erinnert¹⁰. Auch die Lärm- und Schadstoffbelastung durch konventionell betriebene Fahrzeuge sind ein Problemfall, vor allem bei älteren Fahrzeugen und in Ländern mit Emissionsnormen niederen Standards.

2.4 Wirtschaft und Politik

Energie ist ein Produkt, das wie jedes andere Gut am freien Markt gehandelt wird und dessen Preis sich nach Angebot und Nachfrage regelt bzw. regeln sollte. Die Verknappung der Verfügbarkeit an fossilen Energieträgern und die Abhängigkeit des Großteils der Industriestaaten von wenigen Erdöl und Erdgas exportierenden Ländern kann sich negativ auf die Preisentwicklung auswirken. Zwischenstaatliche Beziehungen und die Regelung des Angebots (Förderquoten) spielen hier eine große Rolle. Zusätzlich ist der Einsatz immer kostspieligerer Verfahren zur Gewinnung der Rohstoffe erforderlich, was wiederum den Preis für den Endverbraucher steigen lässt.

2.5 Lösungsansätze

Als primäres Ziel in der Entwicklung eines Fahrzeugs der Zukunft sollte die **lokale Emissionsfreiheit von Schadstoffen, CO₂ und Lärm** gelten. Der Vorteil für die Gesundheit des Menschen hinsichtlich Lärm und Atemwegsbelastung ist nicht abstreitbar. Die Fahrzeuggröße spielt eine entscheidende Rolle für die Infrastruktur und die für den Bau benötigten Ressourcen. **Kleinere und leichtere Fahrzeugkonzepte** benötigen

⁹ SCHRANK, et al., 2002, nach JONES, 2008

¹⁰ Njanji, et al., 2010

nicht nur weniger Materialeinsatz (**Schonung der Ressourcen**) sondern glänzen zusätzlich durch einen **geringeren Energieverbrauch**. Eine **hohe Effizienz** des Antriebs ist ebenfalls Kriterium erster Linie. Der Einsatz von fossilen Energieträgern sollte in Zukunft für den Antrieb nicht in Frage kommen – weder durch direkte Verbrennung im Fahrzeug, noch durch die Stromerzeugung aus einer nicht erneuerbaren Quelle (durch Fossilenergie betriebene Kraftwerke). Der Antrieb mittels elektrischen Stroms bietet die Möglichkeit, Energie aus erneuerbaren Quellen zu verwenden. Regenerative Energiequellen, eine dezentrale Energieversorgung und die Nutzung regionaler Ressourcen fördern zusätzlich die Unabhängigkeit von Öl exportierenden Ländern und können zu einer Entspannung der Marktsituation beitragen.

3 Anforderungen an ein neues Fahrzeugkonzept für den urbanen Raum

Aus der in Kapitel 2 beschriebenen Problemstellung lassen sich nun einige Anforderungen ableiten, welche ein Fahrzeugkonzept für den urbanen Raum erfüllen sollte. Zunächst wird eine Marktsegmentierung vorgenommen und die Zielgruppe definiert. Danach werden die Anforderungen an das Fahrzeug sowohl aus Kunden- als auch aus technischer Sicht festgelegt.

3.1 Zielgruppe, Anwendungsfälle

3.1.1 Urbaner Raum

Das ständige Wachstum der Großstädte und die zunehmende Bedeutung des Verkehrs in Ballungszentren lassen es sinnvoll erscheinen, ein Fahrzeug genau für diesen Raum zu konzipieren und dessen Eigenschaften dieser Umgebung anzupassen. Vorrangig ist die Deckung der Nachfrage nach individueller Mobilität in Ballungszentren und deren Peripherie. Durch umweltfreundlichen und emissionsfreien Betrieb soll es auch in der Lage sein, möglichen in der Zukunft beschlossenen Zufahrtsverboten, „autofreien“ Zonen und City-Mauten Stand zu halten, da Beschlüsse dieser Art oftmals die Emission von Lärm und Schadstoffen als Begründung führen. In London beispielsweise entfällt die tägliche Gebühr von £ 5.- der City-Maut für E-Fahrzeuge¹¹.

3.1.2 Zweit- bzw. Drittwagen

Elektrofahrzeuge sind vielerorts steuerbegünstigt. In Österreich, um nur ein Beispiel zu nennen, entfallen für ein Elektrofahrzeug Normverbrauchsabgabe (max. 16% des Fahrzeugpreises¹²) und die motorbezogene Versicherungssteuer¹³. Zusätzlich gewähren Versicherungen oftmals einen Nachlass von 20 %¹⁴. Dem Wegfall der NOVA steht natürlich der derzeit noch weitaus höhere Anschaffungspreis gegenüber. Die Preisentwicklung in diesem Segment ist für die Zukunft jedoch schwer abschätzbar und vor allem durch die Weiterentwicklungen des Energiespeichersystems geprägt.

¹¹ oekonews.at, 2012

¹² Bundesfinanzministerium, 2012

¹³ ÖAMTC, 2012

¹⁴ oekonews.at, 2012

3.1.3 Kurzstrecken

Laut einer statistischen Erhebung der EUROSTAT im Jahr 2007 unternehmen die Menschen in den meisten EU-Ländern durchschnittlich drei Fahrten pro Tag, mit einer Gesamtlänge von etwa 30 bis 40 Kilometern. Etwa die Hälfte davon wird mit einem PKW absolviert. Der größte Anteil, etwa 40 %, wird im Rahmen von Freizeitaktivitäten unternommen. Die Fahrt zur Arbeit rangiert auf Platz zwei. Zwar ist diese Statistik laut Angaben der Autoren schwer zu interpretieren, da sie auf keiner einheitlichen Datenerfassung basiert und nicht nur den individuellen Verkehr sondern auch öffentliche Verkehrsmittel einbezieht¹⁵, dennoch gibt sie zumindest für einen Teil der Verkehrsteilnehmer einen Anhalt über die nötige tägliche Reichweite eines Transportmittels. Primär ist das in der vorliegenden Diplomarbeit behandelte Fahrzeugkonzept für kürzere tägliche Strecken gedacht, wie zum Beispiel die Fahrt zur Arbeitsstelle oder für Einkäufe und Besorgungen, für Pendler in Städten und aus der Peripherie.

3.1.4 Gewerbliche Nutzung

Gewerbliche Kunden halten in Deutschland seit 2001 mehr als 50 % der Neuzulassungen¹⁶. Der Vorteil der Steuerbegünstigung und auch die geringeren Kosten für Kraftstoff bieten in dem Sektor der gewerblichen Nutzung Anreiz. Im Fokus stehen dabei Firmenflotten wie auch die kommerzielle Autovermietung. Eine Zusatzdienstleistung für Bahn- und Flugreisende, welche am Reiseziel ein Transportmittel für den individuellen Bedarf benötigen, gilt ebenfalls als mögliches Einsatzszenario des vorliegenden Konzepts. Car-Sharing- Programme können ebenfalls durch einen gezielt für den Stadtraum konzipierten Wagen profitieren.

3.1.5 Führerscheinfreie Version

Durch den Austausch weniger Komponenten (schwächerer Motor und kleinere Batterie oder die elektronische Regelung von Maximaldrehmoment und -drehzahl) ist es möglich, das hier beschriebene Fahrzeug als führerscheinfreie Version anzubieten und so das Kundensegment zu erweitern. Ältere Personen wie auch Minderjährige werden angesprochen.

Eine Basis der Konzeptentwicklung stellt der Beitrag zum Schließen einer Lücke zwischen konventionellen Klein-PKW und Motorrollern auf dem Fahrzeugmarkt dar.

¹⁵ DE LA FUENTE LAYOS, 2007

¹⁶ WALTERSDORFER, 2011, nach DIEZ, 2006

3.2 Anforderungen

Es gilt nun die technischen Anforderungen mit dem Profil des typischen Nutzers unter einem Dach zu vereinen.

3.2.1 Anforderungen an das Package

Folgende Anforderungen sollen hinsichtlich des Packages erfüllt werden.

3.2.1.1 Anzahl der Sitze

Die Besetzungsdichte gibt die durchschnittliche Personenanzahl in einem Fahrzeug pro Fahrt an. Bei PKW liegt der Besetzungsgrad bei Fahrten an Werktagen laut Institut für Verkehrswesen an der Universität für Bodenkultur in Wien im Mittel bei einem Wert von ca. 1,3 Personen pro Fahrzeug, bei reiner Betrachtung des Berufspendlerverkehrs bei ca. 1,1 Personen. Deutlich höher liegt der Wert im Wochenendverkehr (ca. 1,7 Personen pro PKW)¹⁷. Demnach scheint es, dass zwei Sitze vor allem für Kurzstrecken und während der Arbeitswoche oftmals reichen. Der Wochenendverkehr berücksichtigt offensichtlich den Faktor „Familie“ bzw. „Freizeitgestaltung in Gesellschaft“ stärker. Aus diesem Grund wurde die Anzahl der Sitze auf drei festgelegt, um auch den täglichen Anforderungen von „Kleinfamilien“ zu entsprechen.

3.2.1.2 Stauraum

Der für die Zuladung vorgesehene Raum sollte in der Lage sein, tägliche Besorgungen und etwaige Gepäckstücke der Insassen problemlos zu fassen. Der Berechnung wird eine Tasche mit einer Abmessung von etwa 50x25x25 cm zugrunde gelegt. Dies entspricht einem Rauminhalt von 31,25 dm³. Bei drei Insassen mit genauso vielen Gepäckstücken dieser Größe entspricht dies einem nötigen Stauraum von 93,75 dm³. Ein Volumen von gut 100 dm³ sollte demnach ausreichend sein.

3.2.1.3 Reichweite

Basierend auf der in Kapitel 3.1.3 erwähnten EUROSTAT-Statistik sollte eine Reichweite von 40 Kilometer ausreichen. Kurt Siegl vom Bundesverband e-Mobilität meint, 80 Prozent der Alltagsfahrten liegen im Bereich zwischen 30 und 50 Kilometern. Andere Quellen sprechen von weit kürzeren Strecken. Nun basieren diese Meinungen und Untersuchungen dennoch alle auf Statistiken. Eine Reichweite von 100 Kilometern wird deshalb jedenfalls angestrebt. Die dreistellige Zahl nimmt auch einen psychologischen Stellen-

¹⁷ Department Raum, 2010

wert beim Nutzer ein. Dieser Meinung ist auch Anton Wenzel vom *Joanneum Research*: „70 bis 80 Prozent der privaten Autofahrten bewegen sich unter der 20-Kilometer-Grenze. Trotzdem gilt es in der Elektro-Auto-Branche die psychologische 100 km-Reichweite zu überwinden¹⁸.“ Die 100 km-Marke nimmt dem Fahrer eher die Angst liegenezubleiben und lässt den Gedanken an eine Art „Reserve“ zu. Das gängige Gegenargument zu oben genannten Statistiken, „Ein Kunde kauft kein Fahrzeug für 70 bis 80 % der Fälle sondern für alle Szenarien“, wird damit natürlich nicht entkräftet. Ziel dieser Arbeit ist jedoch auch nicht der Versuch, ein Fahrzeugkonzept für alle Anwendergruppen zu entwerfen.

3.2.1.4 Fahrzeuggröße

Das Fahrzeug sollte möglichst klein gebaut werden. Dies soll aufgrund mehrerer Aspekte geschehen:

- Die Wendigkeit im Verkehr soll gegeben sein.
- Dem Nutzer soll die Abschätzung der Fahrzeuglänge möglichst leicht gemacht werden. Dies ist mit kleineren Fahrzeugen leichter zu bewerkstelligen.
- Die auf der Straße benötigte Fläche soll möglichst klein sein, um die Infrastruktur möglichst nicht zu belasten.
- Dasselbe gilt für das Abstellen des Fahrzeugs. Es soll möglichst wenig Platz zum Parken benötigt werden.
- Ein kleineres Fahrzeug bedeutet Material- und Gewichtseinsparung. Dies trägt einerseits zur Schonung der Ressourcen bei, andererseits erhöht es die Reichweite des Fahrzeugs, da aufgrund geringerer Masse weniger Energie für die Beschleunigung des Fahrzeugs nötig ist. Vor allem in Ballungszentren (Stop and Go) kann dies bedeutend sein.

Die Motorisierungsdichte nennt die Anzahl an PKW pro Einwohner oder Kilometer Straße- je nach Definition. In Wien beläuft sich diese Zahl auf 234/km¹⁹. Es seien für eine einfache Betrachtung des Einsparungspotentials die Maße eines VW Golf VI zur Hand genommen. Dieser PKW besitzt eine Fahrzeuglänge von 4199 mm und eine Breite von 1786 mm. Wäre das Fahrzeug um 1000 mm kürzer, hätte es also eine Länge von etwa

¹⁸ HUBMANN, 2008

¹⁹ Department Raum, 2010

3200 mm, würde dies einer gewonnenen Straßenfläche von knapp 418 m² für zusätzlich 35 Fahrzeuge pro Kilometer bei gleich hoher Beanspruchung der Straßenfläche entsprechen²⁰. Bei höherer Motorisierungsdichte steigt das Einsparungspotential durch den Betrieb kleinerer Fahrzeuge.

3.2.1.5 Erleichterung der Bedienung – Parken

Für viele, vor allem aber für ungeübte Fahrer kann der Vorgang des Ein- und Ausparkens insbesondere auf parallel zur Fahrbahn angeordneten Parkplätzen zur Stresssituation werden. Oft ist man im Glauben, den fließenden Verkehr zu behindern. Der Stresspegel steigt und somit auch die Unfallgefahr. Um dem Nutzer das Parken möglichst einfach zu machen, soll das Fahrzeug in seiner Länge so ausgelegt sein, dass es zum Querparken fähig ist. Querparken beschreibt das Abstellen des Fahrzeugs quer zu den daneben geparkten Fahrzeugen bzw. senkrecht zur Fahrbahnrichtung. Ein leichtes Abstellen und Wegfahren soll somit garantiert sein. Darüber hinaus soll sich der Stauraum im Frontbereich des Fahrzeugs befinden, um bequem vom Gehsteig aus erreichbar zu sein.

3.2.1.6 Ausstattung

Um den Energieverbrauch zugunsten der Reichweite minimal zu halten, sollte die Zusatzausstattung auf kleinem Niveau gehalten werden. Es herrscht hier jedoch ein Zielkonflikt, da der Kunde mittlerweile manches an Einbauten als Grundausstattung und Standard betrachtet, wie zum Beispiel Klimaanlage oder Radio. Auch der derzeit relativ hohe Anschaffungspreis von Elektrofahrzeugen soll dem Käufer durch etwaige Zusatzausstattung als gerechtfertigt erscheinen.

3.2.2 Technische Anforderungen

Des Weiteren werden nun die technischen Anforderungen festgelegt.

3.2.2.1 Elektrischer Antrieb

Das Fahrzeug soll nun einen Antrieb aufweisen, der möglichst energieeffizient und emissionsfrei arbeitet. Es wird der Antrieb mittels Elektromotor angestrebt. Die Energieversorgung soll durch eine Batterie erfolgen. Dies garantiert ein (zumindest lokal) emissionsfreies Fahrzeug. Die Lärmbelastung wird reduziert, die Energiekosten liegen unter

²⁰ Benötigter freier Platz und Sicherheitsabstand rings um das Fahrzeug wurde in der Rechnung berücksichtigt.

den Kosten für herkömmlichen Treibstoff. Es besteht die Möglichkeit, Energie aus regenerativen Energiequellen einzusetzen, was in jedem Fall angestrebt werden soll. Die Reichweite des Energiespeichers ist dem Anforderungsprofil entsprechend erfüllbar.

Die Nachteile einer Batterie sind vor allem die Herstellungskosten, der Energieinhalt (und damit die Reichweite), die Masse des Speichersystems und die geringe Erfahrung im Bereich der Lebensdauer. Weiterentwicklungen auf diesen Gebieten sind für die Zukunft schwer abschätzbar.

3.2.2.2 Leistung des Antriebs

Laut einer britischen Analyse bewegt sich der Verkehr in Städten mit einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 20 bis 30 km/h. London als „langsamste“ europäische Stadt erreicht aufgrund vieler Staus sogar nur 19 km/h²¹. Die in der EU gesetzlich vorgeschriebene Höchstgeschwindigkeit beträgt in Ortsgebieten 50 km/h und auf Stadtautobahnen 80 km/h. Eine Übermotorisierung ist aufgrund zusätzlicher Masse und Ressourceneinsatz in jedem Fall zu vermeiden. Das Fahrzeug darf den bestehenden Verkehr jedoch nicht aufgrund zu geringer Geschwindigkeits- und Beschleunigungswerte behindern. Eine angemessene Beschleunigung soll demnach garantiert sein. Bei der vorliegenden Konzeptentwicklung wird eine Höchstgeschwindigkeit von 90 bis 100 km/h angestrebt.

3.2.2.3 Aufbau

Um den Nachteil der schweren Batterie auszugleichen, soll die Gesamtmasse des restlichen Fahrzeugs möglichst gering gehalten werden. Dies soll in erster Linie durch einen möglich einfachen Aufbau geschehen. Zusätzlich ergibt dies Vorteile hinsichtlich Entwicklungszeit, -aufwand und Kosten. Eine intensive Gewichtsminimierung ist jedenfalls anzustreben.

3.2.2.4 Energieeffizienz

Die hohe Effizienz des elektrischen Antriebs gilt als Hauptargument für den Einsatz dieser Technik. Wirkungsgrade der Einzelkomponenten von über 90 % sind möglich. Betrachtet man den Wirkungsgrad des gesamten Antriebsstrangs von der Steckdose bis zum Rad (Verluste durch Laden, Entladen, Getriebe, Steuerung...), sind immer noch Wirkungsgrade von rund 60 % zu erwarten. Ein vergleichbares Fahrzeug mit Dieselmotor

²¹ OLSON, et al., 2008

weist einen Wirkungsgrad von etwa 25 % im durchschnittlichen Fahrbetrieb auf²². Dennoch ist aus Gründen der Reichweitensicherung und der Batteriemassenreduktion die Auslegung und Weiterentwicklung des gesamten Antriebsstrangs zu höchster Effizienz erstrebenswert.

3.2.2.5 Wendigkeit

Der maximale Radeinschlag an der Vorderachse soll möglichst groß sein. Dies ermöglicht einen kleinen Wendekreis und erleichtert somit Rangieren, Wenden und andere platzbedingt kritische Situationen. Kleinere Reifen und dementsprechender Platz im Radkasten sollen dies begünstigen.

Führt man die in den Kapiteln 3.2.1.1 bis 3.2.2.5 aufgeführten Einzelaspekte zusammen, sind etwaige Zielkonflikte unübersehbar. Der Wunsch nach drei Sitzen und adäquatem Stauraum einerseits und Querparkfähigkeit andererseits lässt auf ein Problem mit der Fahrzeuglänge schließen (Parkplätze weisen eine Breite von etwa 2 m auf). Der Wunsch nach Wendigkeit und somit die Planung eines größeren Radkastens engt den Platz für den Stauraum im Frontbereich ein. Eine höhere Reichweite wird durch einen größeren Energiespeicher gewährleistet. Dies führt zu einer höheren Fahrzeuggesamtmasse, was sich negativ auf den Gesamtenergieverbrauch und somit wiederum auf die Reichweite auswirkt. Der Zielkonflikt zwischen vom potenziellen Kunden mittlerweile als Grundausstattung vorausgesetzte Einbauten wie Klimaanlage oder Radio und geringem Fahrzeuggewicht sowie Minimierung des Energieverbrauchs zugunsten der Reichweite wurde bereits erwähnt. Ein letzter wichtiger Punkt ist der Konflikt zwischen der geplanten Antriebstechnologie und dem Endpreis für den Kunden, da ein elektrischer Antrieb vor allem wegen des Energiespeichers hohe Kosten verursacht und die Reichweite weit unter der eines konventionellen PKW liegt.

²² Nicht berücksichtigt wurden der Energiebedarf zur Sicherstellung der Betriebsbereitschaft beim E-Fahrzeug (insbesondere Temperieren der Batterie) sowie der Wirkungsgrad der Energiebereitstellung (well to wheel), KORTHAUER, 2010

4 Definition der Fahrzeugklasse

Das angestrebte Konzept soll einem Klein- und Leichtfahrzeug entsprechen und sich deshalb klar von der herkömmlichen PKW-Klasse M1²³ unterscheiden. In Frage kommen nun zwei Fahrzeugklassen, L5e und L7e. Die Eigenschaften und Unterschiede dieser beiden Klassen sind Tabelle 4.1 zu entnehmen²⁴.

Tabelle 4.1: Zusammenfassung und Vergleich einiger gesetzlicher Bestimmungen der Fahrzeugklassen L5e und L7e

Vorschrift	Fahrzeugklasse	
	L5e	L7e
Anzahl der Räder	3 mit symmetrischer Anordnung zur Längsmittlebene; 4, wobei der Grenzwert der Spurweite an einer Achse bei 460 mm liegt (bzw. Ausführung als Doppelrad)	4
Hubraum (bei Verbrennungsmotoren)	mehr als 50 ccm	mehr als 50 ccm
bauartbedingte Höchstgeschwindigkeit	mehr als 45 km/h (unbegrenzt)	mehr als 45 km/h (unbegrenzt)
höchstzulässige Leermasse ²⁵	1000 kg	400 kg
höchstzulässige Zuladung (für Personenfahrzeuge)	300 kg	200 kg
höchstzulässige Maximalleistung	unbegrenzt	15 kW
erforderliche Führerscheinklasse	B ²⁶	B

²³ Kraftfahrzeuge zur Personenbeförderung mit mindestens vier Rädern und mit höchstens acht Sitzplätzen außer dem Fahrersitz sowie Kraftfahrzeuge zur Personenbeförderung mit drei Rädern und einer Gesamtmasse über 1t, EG, 2007

²⁴ WALTERSDORFER, 2011 S. 35

²⁵ Bei Elektrofahrzeugen wird die Masse der Batterie nicht in die Leermasse eingerechnet.

²⁶ Laut manchen Quellen, wie auch BLEFGEN, 2006, ist die Klasse L5e mit einem Motorradführerschein fahrbar. Diversen Internetforen entnimmt man jedoch laut WALTERSDORFER, 2011 anderes. Mit der Führerscheinklasse A sollen nur einspurige Kfz, außer mit Beiwagen, gefahren werden dürfen. Das Verhältnis der neu erworbenen Führerscheine der Klassen A und B ist jedoch nach Statistik Austria 1:22 Statistik-Austria, 2012. Es ist davon auszugehen, dass nahezu jeder Klasse A- Besitzer ebenfalls im Besitz eines Führerscheins der Klasse B ist.

Höchstzulässige Abmessungen (mm)	
Länge	4000
Breite	2000
Höhe	2500

Das Konzept soll der nach Richtlinie 2002/24/EG des Europäischen Parlaments und des Rates ^{27, 28} festgelegten Fahrzeugklasse **L5e** entsprechen. Diese Klasse ist folgendermaßen definiert.

- Dreirädrige Kraftfahrzeuge, d. h. mit drei symmetrisch angeordneten Rädern ausgestattete Kraftfahrzeuge, mit einem Hubraum von mehr als 50 cm³ im Falle eines Verbrennungsmotors und
- einer bauartbedingten Höchstgeschwindigkeit von mehr als 45 km/h
- Das Hinterrad kann als Doppelrad ausgeführt werden, sofern der Abstand zwischen den beiden Radmittelebenen 460mm nicht überschreitet.

Die Vorteile dieser Fahrzeugklasse gegenüber der Klasse L7e liegen in der uneingeschränkten Höchstleistung sowie in der Leermasse und Zuladung. Letzteres ist insbesondere für die Auslegung eines Dreisitzers entscheidend. Es ist zwar ein geringes Fahrzeuggewicht angestrebt, doch ist dies in der Konzeptphase schwer abzuschätzen. Ein wichtiger Grund für die Entscheidung zu dieser Klasse beruht auf der Eigenschaft des Querparkens, worauf in den Abschnitten 8.1.1 und 8.1.2 eingegangen wird.

Zunächst werden jedoch die gesetzlichen Bestimmungen dieser Fahrzeugklasse näher erläutert.

²⁷ EG, 2002

²⁸ BLEFGEN, 2006

4.1 Gesetzliche Bestimmungen

In folgender Tabelle 4.2 sind die aus Richtlinie 2004/24/EG relevanten gesetzlichen Bestimmungen für die konzeptionelle Auslegung des Fahrzeugs zusammengefasst ^{29, 30}.

Tabelle 4.2: Gesetzliche Vorschriften für die Fahrzeugklasse L5e

Gesetzliche Vorschriften für die Fahrzeugklasse L5e		
erforderliche Führerscheinklasse	B	
Anzahl der Räder	3	mit symmetrischer Anordnung zur Längsmittlebene
	4	Grenzwert der Spurweite an einer Achse liegt bei 460 mm (bzw. Ausführung als Doppelrad)
Motorisierung	Hubraum (bei Verbrennungsmotoren)	mehr als 50 ccm
	höchstzulässige Maximalleistung	unbegrenzt
	bauartbedingte Höchstgeschwindigkeit	mehr als 45 km/h (unbegrenzt)
Höchstzulässige Massen	höchstzulässige Leermasse	1000 kg
	höchstzulässige Zuladung (für Personenfahrzeuge)	300 kg
Höchstzulässige Abmessungen (mm)	Länge	4000
	Breite	2000
	Höhe	2500
Bremsanlage	fußbetätigte Betriebsbremsanlage	auf alle Räder wirkend Bremsverzögerung bei kombinierter Bremse: 5,1 m/s ²
	Hilfsbremsanlage	Höchstzulässiger Wert für die Betätigungskraft: 350 N kann die Feststellbremsanlage sein

²⁹ EG, 2002

³⁰ BLEFGEN, 2006

	Feststellbremsanlage	<p>Bremsverzögerung : mind. 2.5 m/s²</p> <p>auf eine Achse wirkend, unabhängig von der Betriebsbremsanlage</p> <p>Höchstzulässiger Wert für die Betätigungskraft: 500 N (fußbetätigt), 400 N (handbetätigt)</p>
Beleuchtungs- und Signaleinrichtungen	Scheinwerfer (weiß)	<p>2 für eine Fahrzeugbreite über 1300 mm</p> <p>an Fahrzeugfront, Ausrichtung nach vorne</p>
	mit	<p>Fernlicht mit Einschaltkontrolle (blaue nicht blinkende Kontrollleuchte)</p> <p>Abblendlicht, Einschaltkontrolle wahlfrei (grüne, nicht blinkende Kontrollleuchte), Anordnung 500 bis 1200 mm über dem Boden</p>
	Begrenzungsleuchten	<p>2 für eine Fahrzeugbreite über 1300 mm</p> <p>Ausrichtung nach vorn</p> <p>Anordnung 350 bis 1200 mm über dem Boden</p> <p>Einschaltkontrolle (grüne nicht blinkende Kontrollleuchte oder durch Beleuchtung der Instrumententafel)</p> <p>Zusammen- und Ineinanderbau mit anderen vorderen Leuchten ist zulässig</p>
	Fahrtrichtungsanzeiger (gelb)	<p>an jeder Seite 2, jeweils vorne und hinten</p> <p>Anordnung 350 bis 1500 mm über dem Boden</p> <p>Funktionskontrolle optisch, akustisch oder beides</p>
	Schlussleuchten (rot)	<p>2 für eine Fahrzeugbreite über 1300 mm</p> <p>am Fahrzeugheck, Ausrichtung nach hinten</p> <p>Anordnung 250 bis 1500 mm über dem Boden</p>

		Kombination mit Kennzeichenbeleuchtung und anderen hinteren Leuchten zulässig
	Bremsleuchten (rot)	2 für eine Fahrzeugbreite über 1300 mm am Fahrzeugheck, Ausrichtung nach hinten Anordnung 250 bis 1500 mm über dem Boden
	Beleuchtungseinrichtung für das hintere Kennzeichen (weiß)	
	hintere Rückstrahler (rot)	2 für eine Fahrzeugbreite über 1300 mm am Fahrzeugheck, Ausrichtung nach hinten Anordnung 250 bis 900 mm über dem Boden nicht dreieckig
	Warnblinklicht	Zusammenbau mit jeder anderen Heckleuchte zulässig siehe Fahrtrichtungsanzeiger
		Einschaltkontrolle (rot blinkende Kontrollleuchte)
Schallzeichen (Hupe) hinteres Kennzeichen	93 bis 112 dB für L5e über 15 kW nach Richtlinie 70/222/EWG für PKW	520 x 120 mm oder 340 x 240 mm Abstand zw. unterem Rand und Boden: mind. 300 mm Abstand zw. oberem Rand und Boden: max. 1200 mm (mit Ausnahmen)
Rückspiegel	Innenrückspiegel	1; nicht erforderlich, wenn Sichtbedingungen nicht eingehalten werden können
	Außenrückspiegel	1, wenn Innenrückspiegel vorhanden 2, wenn Innenrückspiegel nicht vorhanden; 1 jeweils an einer Fahrzeugseite
Scheibenwischer, -wascher, Entfroster, Trocknung	mind. 1 Scheibenwischer	Abdeckung: 90% des Sichtfelds

Definition der Fahrzeugklasse

	Scheibenwascher	Fassungsvermögen des Flüssigkeitsbehälters: mind. 1 Liter
	Entfrostsungs- und Trocknungsanlage an der Windschutzscheibe	Innenraum-Heizungssystem dafür anwendbar
Sicherheit	Dreipunktgurte	an Sitzen mit einstellbaren Rückenlehnen bzw. vorderen Sitzen
	Beckengurte	an allen anderen Sitzen
Geschwindigkeitsmesser	im direkten Sichtfeld des Fahrers	

Darüber hinaus erlaubt, jedoch nicht verlangt sind laut Richtlinie:

- Nebelscheinwerfer
- Nebelschlussleuchte
- Rückfahrscheinwerfer
- Seitliche nicht dreieckige Rückstrahler.

Die Bestimmungen für Anbauten wie Licht- und Signaleinrichtungen unterscheiden sich nicht wesentlich von denen eines PKW der Fahrzeugklasse M1. Der große Unterschied liegt jedoch im Wegfall von Bestimmungen für passive Sicherheit (Airbag, Crashtest). Dies führt zu einem geringeren verwaltungstechnischen Aufwand und bedeutet somit einen geringeren Aufwand und geringere Kosten für die Zulassung eines Fahrzeugs. Die passive Sicherheit soll dennoch im Fokus stehen. Es sind somit keine besonderen Bestimmungen in dieser Fahrzeugklasse zu erfüllen. Außerdem gibt es in der Fahrzeugklasse L5e (im Gegensatz zu L7e) keine relevanten Einschränkungen bezüglich Masse und Abmessungen, was die Entwicklung durchaus erleichtert.

5 Geschichte

Nach der Festlegung der Fahrzeugklasse L5e soll nun ein Blick auf die Geschichte von dreirädrigen Fahrzeugkonzepten und ähnlichen Entwicklungen geworfen werden. Im Fokus stehen dabei Kleinfahrzeuge.

5.1 Anfänge

Erste Aufzeichnungen eines Dreirads stammen von Leonardo da Vinci (1478). Abbildung 5.1 zeigt die Originalskizzen eines von vorgespannten Federn betriebenen Konzeptes. Die Skizzen werden im Wissenschaftlichen Museum in Florenz aufbewahrt. Auch eine Rekonstruktion des Fahrzeugs ist zu sehen.

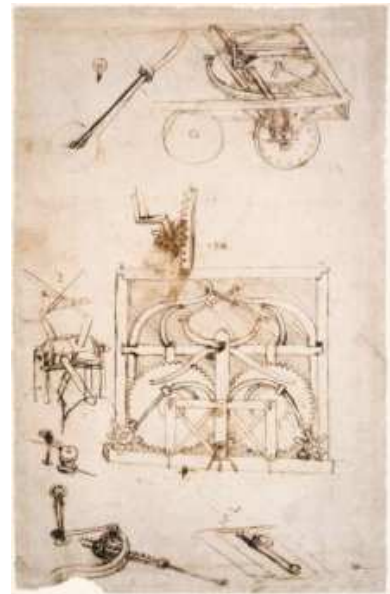


Abbildung 5.1 rechts: Originalskizze des federbetriebenen Fahrzeugs von Leonardo Da Vinci (rechts). Quelle: <http://www.3wheelers.com/leonardo.html>. Links: Rekonstruktion des Fahrzeugs

Dem vom Nicolas-Joseph Cugnot, französischer Artillerieoffizier und Erfinder, 1769 entwickelte Dampfwagen (Abbildung 5.2) folgten während des späten 18. und 19. Jahrhunderts einige ähnliche mit Dampf betriebene Erfindungen, bis schließlich 1886 das dreirädrige Fahrzeug mit Gasmotorbetrieb von Carl Friedrich Benz das Licht der Welt erblickte (Abbildung 5.3). Die Ära der Verbrennungsmotoren wurde eingeleitet.



Abbildung 5.2: Dampfbetriebener Fardier von Cugnot, 1769. Quelle: de.wikipedia.org/wiki/Nicholas_Cugnot



Abbildung 5.3: Patent-Motorwagen Nr.1 von Carl Benz. Quelle: <http://www.deutsches-museum.de>

Das vermutlich erste anerkannte Elektroauto mit wieder aufladbarer Batterie stammt von Gustav Trouvé (1881). Extra für die damals erstmalig stattfindende Elektrizitätsmesse in Paris bestückte er ein *Coventry-Tricycle* (Fahrrad mit drittem Stützrad) mit einem Elektromotor. Allerdings war die Batterietechnik mitsamt der Geschwindigkeitsregelung nicht ganz ausgereift. Über Seilzüge wurden die Bleiplatten in die Säure der offenen Batterien getaucht. Je nach Tauchtiefe wurde das Dreirad mit etwas Glück schneller oder langsamer. Die Höchstgeschwindigkeit lag bei etwa 12 km/h.



Einige Monate später präsentierten die beiden Wissenschaftler William Ayrton und John Perry in England einen Elektrowagen, der laut Recherchen des Museums Autovision in Altlußheim als erstes straßentaugliches Elektroauto der Welt in die Geschichte eingehen soll, mit einer Reichweite von immerhin 40 Kilometern und einer Geschwindigkeit von bis zu 14 km/h ³¹. Eine Rekonstruktion aus dem Museum Autovision in Altlußheim zeigt Abbildung 5.4. Weitere Fahrzeuge dieser Art folgten bald, wie zum Beispiel von A.L. Riker (Abbildung 5.5), das *Bushbury Electric Cart* (1897), Milde et Mondos (etwa 1900), oder das *Eastman Electro-Cycle*



Abbildung 5.4: Elektrisch angetriebenes Tricycle von Ayrton und Perry, 1881. Quelle: <http://www.meinklassiker.com>

³¹ KETTENMANN, 2011

1899 in den USA³².



Abbildung 5.5: Riker Electric Tricycle, 1896. Der am Heck angebrachte Elektromotor mit einer Leistung von 3 kW wird von einem unter dem Sitz befindlichen Bleibatteriepaket gespeist. Die Reichweite beträgt etwa 25 km. Quelle: <http://www.remarkablecars.com/main/riker/riker.html>

Die Entwicklung des Verbrennungsmotors nahm jedoch mit Beginn des 20. Jahrhunderts allmählich Überhand.

Als bekannter Vertreter im Bereich Motorsport sei die Geschichte des Three-Wheelers von Harry Frederick Stanley Morgan genannt, beginnend mit dem als *Cyclecar* bezeichneten *Runabout* (1910). Der *Morgan Super Sports Aero* (1927-1939, Abbildung 5.6 rechts) erfreute sich größter Beliebtheit. 2011 wurde die Neuauflage des legendären 3-Wheelers vorgestellt.

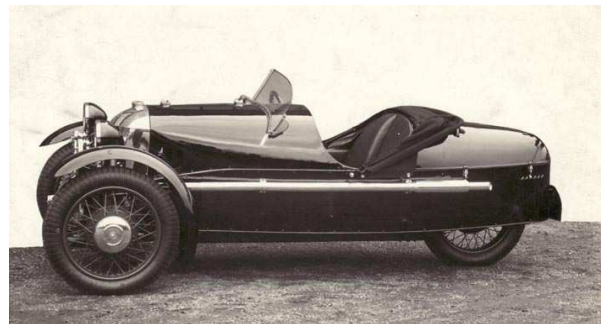
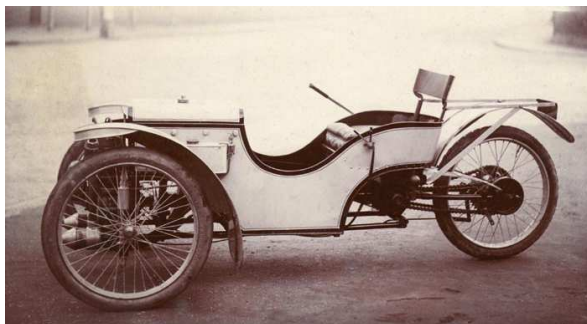


Abbildung 5.6: Runabout (1910, links) und Super Sports Aero (1927, rechts) von Morgan. Quelle: <http://www.morgan3wheeler.co.uk>

³² PAYNE, 2012

5.2 Die Nachkriegszeit

Der wirtschaftliche Aufschwung im Europa der 50er Jahre erfasste alle Sparten der Industrie, so auch die Automobilproduktion, die vor allem in Deutschland zu einem wichtigen Eckpfeiler wurde. Der Kfz-Bestand stieg beispielsweise im Jahr 1955 um 19 %, die deutsche Fahrzeugindustrie konnte ihre Produktion zwischen 1950 und 1960 verfünffachen. Automobile waren jedoch nicht für jedermann erschwinglich. Es galt, den Bedarf nach einer preisgünstigen Alternative zum PKW zu decken.

Viele Unternehmen, die zuvor Kriegsgerät produziert hatten, waren nun auf der Suche nach neuen Marktsegmenten, so auch MESSERSCHMITT. Es entstand der Kabinenroller des deutschen Konstrukteurs Fritz M. Fendt (auf Basis seines ersten Prototypen, dem *Fendt Flitzer*). 1953 startete die Serienproduktion des *KR 175*



Abbildung 5.7: Messerschmitt KR 175. Quelle: <http://donald.over-blog.com>

(Abbildung 5.7), ein Dreiräder mit zwei hintereinander angeordneten Sitzen. Der im Heck untergebrachte 173 cm³-Einzylindermotor von Fichtel & Sachs überträgt seine Kraft auf das Hinterrad und erlaubt mit 9 PS Leistung eine Höchstgeschwindigkeit von 80 km/h. Das alles zu einem Preis von etwa DM 2.100,-. Zum Vergleich: Ein VW Käfer kostete etwa DM 5.000,-. Bis zu 90 Modelle verließen das Werk täglich. Vom Nachfolgemodell, dem *KR 200*, sollen allein 1955 an die 12.000 Stück (zu einem Preis von etwa DM 2.500,-) verkauft worden sein³³.

BMW startete 1955 mit der Produktion der *Isetta* (Abbildung 5.8). Das von Renzo Rivolta, Firmenchef des Motorradherstellers ISO RIVOLTA entwickelte und unter Lizenzvertrag an BMW weitergegebene Rollermobil zu einem Preis von DM 2.580,- wurde etwa 160.000 mal verkauft³⁴. Charakteristisch ist der Fronteinstieg. Das ursprüngliche Dreiradkonzept wurde von BMW einer konstruktiven Überarbeitung unterzogen.



Abbildung 5.8: BMW Isetta. Quelle: <http://www.cartype.com>

³³ Messerschmitt-Club Deutschland e.V., 2012

³⁴ BMW

Ein zweites Hinterrad kam aus Stabilitätsgründen hinzu. Der Einzylindermotor mit 245 cm³ und 8,9 kW bzw. 295 cm³ und 9,6 kW stellen eine Höchstgeschwindigkeit von 85 km/h sicher. Das Leergewicht beträgt etwa 370 kg, die Zuladung ist mit 230 kg limitiert³⁵.

Die *Heinkel Kabine* der ERNST HEINKEL AG wurde zwischen 1956 und 1958 mit einer Gesamtstückzahl (aller Typen) von etwa 12.000 gebaut³⁶. Auch sie weist einen Fronteinstieg auf. Erhältlich in drei Motorausführungen zwischen 6,8 und 7,4 kW erreicht sie mit einem Leergewicht von 250 bis 290 kg eine Höchstgeschwindigkeit von etwa 86 km/h. Optisch ähnelt das Fahrzeug sehr der ein Jahr zuvor erschienenen *Isetta*, obgleich die Heinkel Kabine rund 100 Kilogramm leichter ist als die Konkurrenz von BMW.

Auch PIAGGIO begann, das Kriegshandwerk niederzulegen und konzentrierte sich auf den Zweiradsektor. Neben der bis heute gebauten berühmten *Vespa* entstand 1948 der Transporter *Ape*. Nachbauten dieses (immer noch produzierten) Fahrzeugs sind vor allem im asiatischen Raum anzutreffen, als Taxis, Transporter und Familienwagen. In Abbildung 5.9 ist der *Ape* von BAJAJ als Taxi in Indien zu sehen.



Abbildung 5.9: BAJAJ Ape als Auto-riksha

5.3 Ende des 20. Jahrhunderts

Durch das hohe Wirtschaftswachstum der Nachkriegszeit stieg auch das Einkommen. Die Automobilindustrie passte sich der Entwicklung an und wendete sich gewinnbringenderen Sektoren zu. Luxus und Ausstattung rückten mehr in den Vordergrund der Kaufkriterien, die sich allmählich durch den Anstieg des Wohlstands und mit Unterstützung der Werbung (das Fahrzeug als Statussymbol oder Hobby) veränderten. Der Erfolg des Kleinwagensegments ebte nach und nach ab.

Abseits der Welt großer Automobilhersteller entwickelten sich dennoch einige Konzepte, wenn auch nur als Prototypen oder in Kleinserie, wie folgende Beispiele zeigen. Im Fokus stehen dabei Entwicklungen mit elektrischem Antrieb.

³⁵ isetta.de, 2000

³⁶ Heinkel-Club Deutschland e.V.

Der *Citadine* von TEILHOL in Abbildung 5.10 stammt aus dem Jahr 1972. Der für den urbanen Raum gedachte 2-Sitzer beinhaltet einen Elektromotor mit einer Leistung von 4 kW und 8 12V/100Ah-Batterieeinheiten, welche eine Reichweite von bis zu 70 km ermöglichen sollen. Die Höchstgeschwindigkeit beträgt 50 km/h. Wie bei der *Isetta* ist der Einstieg nur über die Front möglich. Es wurden nur 28 Stück produziert^{37, 38}.



Abbildung 5.10: Teilhol Citadine. Quelle: <http://www.mobil-eco.com>

Der in Abbildung 5.11 zu sehende von Max Horlacher 1988 entwickelte Prototyp *GL-88 "EGG"* galt mit einem Leergewicht von 300 kg (inklusive Blei-Säurebatteriepaket) als gefürchteter Gegner in sämtlichen Solar-Rennen seiner Zeit. Ein AC-Motor von BRUSA mit einer Leistung von 8 kW soll das Fahrzeug auf eine Höchstgeschwindigkeit von 90 km/h bringen. Die Reichweite soll bis zu 100 km betragen. Auch von diesem Fahrzeug gibt es nur etwa 30 Exemplare^{39, 40}.



Abbildung 5.11: Das Ei von Horlacher (oben, Quelle: www.twikeclub.ch) und der Sunray (unten, Quelle: www.barthworks.com)

Der *Suntera Sunray*, ein aus Hawaii stammendes Konzept von Jonathan Tennyson, wurde 1987 entwickelt. Eine auf dem Dach angebrachte Solarzelle sorgt für eine unterstützende Wiederbeladung der Batterie des Zweisitzers. Außerdem verfügt es über einen mit Benzin betriebenen Generator zur Reichweitenverlängerung. Das Konzept schaffte es jedoch nicht über das Prototypen-Stadium hinaus^{41, 42}.

³⁷ BOURSIN

³⁸ Mobil Eco

³⁹ THOMMEN

⁴⁰ HORLACHER.AG

⁴¹ Thyssen-Bornemiszas

Eine relativ erfolgreiche Entwicklung der Neuzeit ist das *CityEL* (Abbildung 5.12). Seit 1987 bewegt es sich auf den Straßen, laut Hersteller SMILES AG gibt es bereits etwa 6.000 Exemplare des Einsitzers. Mit einem Leergewicht von 220 bis 260 kg (je nach Typ des Batteriepakets) und einem Scheibenläufermotor an der Hinterachse



Abbildung 5.12: CityEL. Quelle: www.smiles-world.de

mit einer Nenn- bzw. Maximalleistung von 2,5 bzw. 4,5 kW ist eine Höchstgeschwindigkeit von 45 bis 63 km/h (je nach Version) und eine Reichweite bis etwa 100 km möglich⁴³.

Ein ähnlich erfolgreiches elektrisch betriebenes Fahrzeug ist der in Abbildung 5.13 gezeigte *Twike*, welcher seit 1996 in Serie produziert wird. Zwei Versionen werden vom Hersteller angeboten, eine rein elektrische und eine Variante mit „Hybridantrieb“ mit Pedalunterstützung. Ein Drehstrom-Asynchronmotor mit einer Nennleistung von 3 kW und einer Spitzenleistung von 5 kW erlaubt bei einem Fahrzeug-Leergewicht von 200 bis



Abbildung 5.13: Twike III. Quelle: www.verkehrsclub.ch

260 kg (je nach eingebautem Batteriepaket) eine Höchstgeschwindigkeit von 85 km/h. Das Fahrzeug schafft eine Beschleunigung von 0 auf 60 km/h in 9 Sekunden. Ein Gepäckraum von 250 Litern Rauminhalt ist ebenfalls vorgesehen⁴⁴.

Anhand der angeführten Beispiele erkennt man sehr gut die Entwicklungsrichtung und Marktchancen des Klein- und Leichtfahrzeugsegments, vor allem mit elektrischem Antrieb. Wesentlich sind nicht nur die Entwicklung leistungsfähiger Energiespeicher, sondern vor allem Leichtbau und Energieeffizienz. Beides ist durch die Einsparung eines vierten Rades begünstigt.

Im Folgenden wird auf heutige Konzepte und Entwicklungswege eingegangen. Kapitel 7 zeigt Beispiele serienreifer Modelle der Neuzeit.

⁴² barthworks.com

⁴³ Smiles E Mobility

⁴⁴ TWIKE

6 Aktuelle Entwicklungen in den Sektoren Klein- und Kleinfahrzeuge, E-Antriebe und 3-Rad-Konzepte

Nachdem das Kleinfahrzeugsegment lange Zeit eher am wirtschaftlichen Abstellgleis ausharrte, gibt es heute wieder mehrere Entwicklungen in diese Richtung. Die bereits genannten Fahrzeuge *CityEL* und *Twike* werden immer noch produziert und verkauft. Und es keimt zunehmend Konkurrenz am Markt. Die in Kapitel 7 angeführte Marktrecherche soll einige Beispiele nennen.

6.1 Threewheeler im Motorsport

Obwohl der sportliche Aspekt nicht im Fokus dieser Arbeit steht, soll dennoch ein kurzer Blick darauf gerichtet werden. In letzter Zeit versuchen einige Entwickler - sowohl namhafte Autohersteller wie auch Kleinunternehmer oder Hobbyingenieure – dem legendären bereits erwähnten *Morgan 3 Wheeler* (welcher ebenfalls in einer Neuauflage wieder produziert wird, Abbildung 6.2) Tribut zu zollen und ähnliche Sportfahrzeuge zu bauen, wie Abbildung 6.1 zeigt.



Abbildung 6.1: Auswahl sportlicher 3 Rad-Konzepte: ZAP Alias EV (Quelle: <http://www.zapworld.com/zap-alias-electric-car>), VW GX3 (Quelle: diseno-art.com), Peugeot 20cup (Quelle: www.leadscarsinfo.com), Campagna Motors T Rex (Quelle: www.diseno-art.com) (von links nach rechts)



Abbildung 6.2: Morgan Threewheeler 2011. Quelle: <http://auto.de.msn.com>

6.2 Entwicklungsstrategien in der Automobilindustrie

Der Bewegung folgend zeigen auch die großen Automobilhersteller immer wieder neuartige Fahrzeugkonzepte, speziell für den urbanen Raum konzipiert und mit Glamour vorgestellt. Ein Rundgang auf der Internationalen Automobilausstellung in Frankfurt 2011 soll im Folgenden drei Beispiele liefern.

Der *VW Nils* ist ein schlankes optisch attraktives Urban Car Concept mit frei stehenden Rädern, welches speziell für den Pendlerverkehr gedacht sein soll. Der Einsitzer führt den Elektromotor mit 15 kW Nenn- und 25 kW Spitzenleistung samt Lithium-Ionen-Batterie im Heck. Ein Energieinhalt von 5,3 kWh soll eine Reichweite von bis zu 65 Kilometern sichern. Das Pendlerfahrzeug ist mit einem Stauraum ausgestattet, der Platz für eine Getränkekiste und eine zusätzliche Tasche bietet. Spitzengeschwindigkeiten von bis zu 130 km/h sollen möglich sein⁴⁵.

AUDI präsentierte das *Urban Concept*. Die ebenfalls frei stehenden Räder werden auch hier mit 15 kW elektrischer Nennleistung betrieben. Eine Reichweite von 60 Kilometern soll erreichbar sein⁴⁶. Das Kohlefaser-Monocoque bietet Platz für zwei Personen. Der Konzern weist auf seiner Homepage explizit auf die Vereinigung von Styling-Elementen aus Rennwagen, Fun-Car und City-Auto hin⁴⁷.

OPEL knüpft an die Geschichte an und gibt in Anlehnung an das legendäre Raketenfahrzeug *Rak* die Bühne für den *rak-e* frei. Der Zweisitzer (ebenfalls mit elektrischem Hinteradantrieb) soll auch in einer führerscheinfreien Version angeboten werden. Die Spitzengeschwindigkeit von 100 km/h wird dabei auf 45 km/h gedrosselt⁴⁸.



Abbildung 6.3: Rundgang auf der IAA 2011. Von links nach rechts: Audi Urban Concept, Opel Rak-e, VW Nils. Quelle: www.auto-motor-und-sport.de

⁴⁵ Auto Motor und Sport, 2011

⁴⁶ Auto Motor und Sport, 2011

⁴⁷ AUDI, 2011

⁴⁸ Auto Motor und Sport, 2011

Nicht nur die europäische Branche versucht sich in diesem Segment. Die mittlerweile dritte Generation der Studie aus dem japanischen Hause NISSAN, der *Pivo 3*, zeigt mittlerweile Züge in Design und Ausstattung, die eine Serienreife vermuten lassen könnten. Angetrieben wird das Fahrzeug von vier Radnabenmotoren. Die Lenkbarkeit aller vier Räder ermöglicht einen Wendekreis von weniger als vier Metern. Der *Pivo 3* bietet Platz für drei Personen⁴⁹.



Abbildung 6.4: Nissan Pivo 3. Quelle: <http://de.engadget.com>

Einen viel versprechenden Schritt wagte RENAULT mit der Einführung des ersten Kleinfahrzeugs in Großserie, den *Twizy*. Das Fahrzeug wird in Kapitel 7 genauer vorgestellt.

6.3 Realer Markt

Oben gezeigte Showcars sind jedoch noch weit von einer Markteinführung entfernt. Das tatsächliche Angebot der Automobilhersteller umfasst hauptsächlich Kompakt-PKW mit konventionellen Antrieben. Der Trend der PKW-Entwicklung zieht sich unter anderem zunehmend zu kleineren, kostengünstigeren Modellen hin. Kompaktwagen im Preisbereich von etwa 10.000 Euro findet man mittlerweile in der Produktpalette nahezu aller großen Autohersteller. Für Kunden bedeuten solche Konzepte anscheinend einen Kompromiss im Anschaffungspreis/Leistungsverhältnis. In der Regel weisen diese Fahrzeuge einen Antrieb mittels Otto- oder Dieselmotor auf.

6.3.1 Vergleich der Energiebilanzen eines elektrisch betriebenen Kleinfahrzeugs mit einem konventionellen PKW

Der Treibstoffverbrauch dieser konventionell betriebenen Fahrzeuge liegt nicht weit unter dem größerer PKW, wie einem einfachen Vergleich mittels Treibstoffverbrauchsdatenbanken oder den Angaben von Händlern zu entnehmen ist. Als Beispiel seien *Peugeot 107* (1,0 l Benzin, 50kW) mit 4,5 Liter, *Fiat 500* (1,2 l Benzin, 51 kW) mit 5,1 Liter und *Toyota iQ* (1,0 l Benzin, 50 kW) mit 4,4 Liter pro 100 Kilometer genannt⁵⁰. In der Regel basieren sämtliche dieser Angaben auf Prüfstandmessungen auf der Basis ei-

⁴⁹ Auto Motor und Sport, 2011

⁵⁰ Umweltleitfaden PKW

nes genormten Fahrzyklus. Ein Fahrzyklus dient zur Ermittlung des Norm- bzw. Flottenverbrauchs⁵¹ sowie der Schadstoffemissionen von Fahrzeugen. Hierzu wird das Fahrzeug auf einem Rollenprüfstand gemäß einem vorgegebenen normierten Geschwindigkeitsverlauf betrieben und dessen Verbrauch bzw. Emissionen gemessen⁵². Den europäischen Standard bildet der *New European Driving Cycle (NEDC)*, dessen Verlauf in Abbildung 6.5 dargestellt ist. Dieser Zyklus ist ein synthetischer und setzt sich zusammen aus Abschnitten mit konstanter Beschleunigung, konstanter Geschwindigkeit, konstanter Verzögerung bis zum Halten und Stehzeiten.

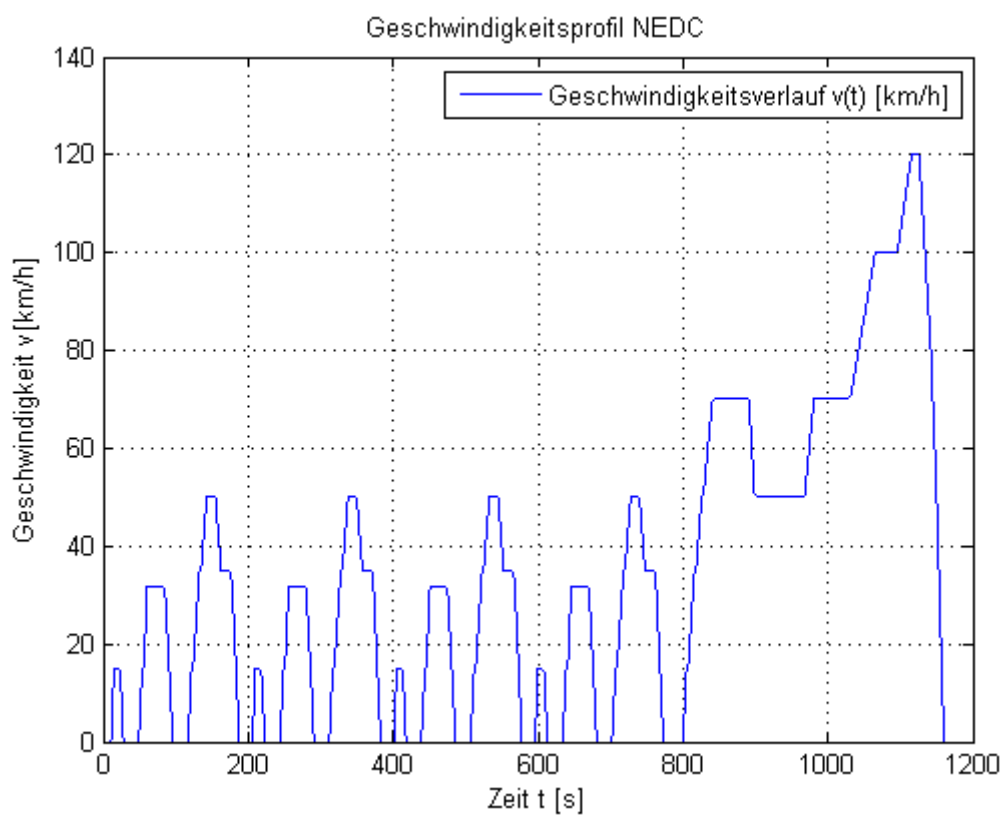


Abbildung 6.5: Geschwindigkeitsverlauf des NEDC.

Somit sind diese Vergleiche untereinander zulässig, da für jedes untersuchte Fahrzeugmodell die gleichen Randbedingungen herrschen. Der Realverbrauch liegt jedoch über diesen Angaben, da der zur Ermittlung des Flottenverbrauchs auf dem Prüfstand herangezogene Fahrzyklus ein synthetischer ist und das Realverhalten eines Fahrers nur un-

⁵¹ Durchschnittlicher Verbrauch einer Fahrzeugflotte

⁵² HAKEN, 2007 S. 204

zureichend widerspiegelt⁵³. Der Verbrauch eines konventionellen PKW errechnet sich folgendermaßen. Bei einem gemittelten Heizwert des Benzins von

$$H_u = 11,5 \frac{kWh}{kg},$$

einer Dichte von

$$\rho_B = 0,75 \frac{kg}{l}$$

und einem gemittelten volumetrischen Treibstoffverbrauch von

$$b_{e,V} = 4,5 \frac{l}{100 km}$$

bedeutet dies nach Gl. 6.1

$$b_e = \rho \cdot b_{e,V} \cdot H_u$$

Gl. 6.1

einen Energieverbrauch von

$$b_e = 38,81 \frac{kWh}{100 km}$$

während der Fahrt. Die der Berechnung zugrunde gelegten Stoffeigenschaften wurden dem Tabellenbuch Kraftfahrzeugtechnik des *Europa Lehrmittel*-Verlags entnommen⁵⁴. Bei der Berechnung wurde die Verlustkette vom Tank bis zum Rad betrachtet (*Tank to Wheel*). Eine genauere Analyse stellt die zusätzliche Einbindung des Energieverbrauchs für die Bereitstellung des Energieträgers (anfallende energetische Verluste vom Bohrloch über die Raffination und Transport bis zur Tankstelle) dar. Christoph Weinberger führte in seiner Diplomarbeit eine Mittelung von Daten über die Analyse von Gesamtenergieketten aus 17 Studien durch, darunter findet sich auch die Betrachtung des Energieaufwands für die Bereitstellung von verschiedenen Energieträgern. Als gewichteter Mittelwert ergibt sich für Benzin eine Effizienz von 84,4 % für die Energiebereitstellung. 15,6 % des Energieinhalts des Rohöls sind also nötig, um Benzin an der Tankstelle be-

⁵³ BRUNNER, 2012 S. 22

⁵⁴ GSCHIEDLE, et al., 2003 S. 158

reitstellen zu können. Für die Bereitstellung von Diesel lässt sich aufgrund des geringeren Raffinationsaufwands bei der Herstellung eine gemittelte Effizienz von 88 % errechnen⁵⁵. Bei annähernd gleichem Anteil von Otto- und Dieselmotoren in der Gewinnung ergibt sich also ein Mittelwert für beide Kraftstoffe von 86,2 %. Unter Einbeziehung des *Well to Tank*- Wirkungsgrads ergibt sich somit ein Gesamtenergieverbrauch (*Well to Wheel*) von

$$b_e = 45,02 \frac{kWh}{100 km} .$$

Im Vorfeld dieser Arbeit wurde ein Projekt zur Ermittlung der nötigen Antriebsleistung und des Energiebedarfs des vorliegenden elektrisch betriebenen Konzepts durchgeführt. Es ergab sich ein Wert von

$$b_e = 8,46 \frac{kWh}{100 km}$$

im leicht bearbeiteten NEDC mit einer Beschränkung der Höchstgeschwindigkeit auf $100 \frac{km}{h}$ ⁵⁶. Bei gleicher Berechnungsgrundlage (vollwertiger NEDC) würde der Verbrauch bei

$$b_e = 8,83 \frac{kWh}{100 km}$$

bei Betrachtung der Verlustkette vom Tank bis zum Rad liegen.

Die Bereitstellung des Stroms unterliegt einem weit schlechteren Wirkungsgrad als jener für Benzin oder Diesel. In erster Linie hängt dieser von der Art des Primärenergieträgers, der für die Erzeugung elektrischen Stroms verwendet wird, ab. Nach Weinberger führen die jeweiligen geographischen Gegebenheiten zu unterschiedlichen Kraftwerksanteilen. Während beispielsweise Norwegen seinen Primärenergiebedarf zu etwa 63 % aus Wasserkraft (mit einem hohen Wirkungsgrad und geringen Treibhausgasemissionen) deckt, gewinnt Polen 63 % seines Bedarfs aus Kohle (niedriger Gesamtwirkungsgrad und hohe Emissionswerte). So ergibt sich für den europäischen Strommix ein

⁵⁵ WEINBERGER, 2008 S. 25

⁵⁶ Geschwindigkeiten von über 100 km/h wurden verringert, da der Antrieb des Fahrzeugs auf eine Maximalgeschwindigkeit von 100 km/h ausgelegt wurde. (BRUNNER, 2012)

Mittelwert von 38 % für die Effizienz der Bereitstellung⁵⁷. Unter Einbeziehung der *Well to Tank*-Verlustkette ergibt sich somit ein Gesamtenergieverbrauch von

$$b_e = 22,76 \frac{kWh}{100 km}$$

für das elektrisch betriebene Fahrzeug bei gleicher Berechnungsgrundlage. Dies entspricht der Hälfte des gemittelten Verbrauchs konventioneller Kompakt-PKW. Der Energieverbrauch von Kompakt-PKW ist somit in Relation zu elektrisch betriebenen Fahrzeugen hoch. Bei höherem Wirkungsgrad der Strombereitstellung – beispielsweise die reine Verwendung von Windenergie mit einem Wirkungsgrad von etwa 90 % – sinkt der spezifische Verbrauch weiter auf bis zu tatsächliche $10 \frac{kWh}{100 km}$.

Ein zweiter wichtiger Vergleichsaspekt ist die Betrachtung der Treibhausgasemissionen. Unter Berücksichtigung der für die Herstellung des Fahrzeugs und Bereitstellung des Energieträgers benötigten Energie liegt der CO₂-Äquivalent-Emissionswert für Elektrofahrzeuge bei 95 Gramm pro Kilometer (EU-Strommix) und für diesel- und benzinbetriebene Fahrzeuge im Mittel bei etwa $150 \frac{g}{km}$. Bei ausschließlicher Nutzung regenerativer Energiequellen zur Stromerzeugung sinkt der Emissionswert von Elektrofahrzeugen weiter auf ein Minimum⁵⁸.

6.3.2 Verhalten des durchschnittlichen Fahrzeugnutzers

Dieser ungleichen Bilanz ist sich der durchschnittliche Fahrzeugnutzer nicht bewusst. Im Rahmen einer im Auftrag der GENERALI Gruppe 2008 durchgeführten Studie zum Thema *Wichtigste Kriterien im Vorfeld eines Autokaufs* wurden 1000 Autobesitzer befragt, welche Kriterien für sie die entscheidenden Rollen beim Kauf eines Fahrzeugs spielen. Die Umweltfreundlichkeit eines Fahrzeugs rangiert erst an achter Stelle, nach der Motorleistung und dem Ausstattungstyp⁵⁹. Besonders jungen Menschen ist die energiesparende Fortbewegung eher zweitrangig. Nur 11% der 18 bis 29 jährigen Befragten führen diese Kategorie als Priorität an, der Prozentsatz steigt mit der befragten Altersgruppe (36% der über 60 jährigen Personen ist dieses Kriterium wichtig).

Der Kunde ringt oftmals mit Vorurteilen gegenüber neuer Technologie. Rein elektrisch betriebene Fahrzeuge werden oft als mit zu geringer Reichweite ausgestattet abgetan.

⁵⁷ WEINBERGER, 2008 S. 49

⁵⁸ WEINBERGER, 2008 S. 91

⁵⁹ GENERALI Österreich, 2008

Doch stellt sich die Frage, ob dies der Wahrheit entspricht, wie die bereits erwähnten Statistiken zeigen. Auch wenn diese nicht auf die Gesamtheit der Fahrzeugnutzer zutreffen und zutreffen können, für einen Teil der Verkehrsteilnehmer spiegelt sie dennoch den tatsächlichen Bedarf wider.

Fritz Indra (Honorarprofessor an der Technischen Universität Wien) meinte in einem Interview: „Der Autofahrer ist es gewohnt, zu fahren, wohin er will, soweit er will und wann er will. Er tankt in fünf Minuten und hat danach Sprit für 1000 Kilometer an Bord. Zapfsäulen findet er an jeder Ecke. Diese Freiheitsgrade bietet ein Elektroauto nicht. Und im Winter wird alles noch viel schlimmer. Wir alle wissen, wie schnell Staus nicht nur bei Schnee und Eis zum Alltag gehören. Licht ist Pflicht. Zudem zieht die Heizung die Batterie leer. Sie frieren im Auto. Niemand hilft Ihnen mit einem Ersatzkanister, wie wir das bei einem leeren Tank kennen. Fürs Elektroauto schlägt schon bald die Stunde der Wahrheit. Ich bin mir ziemlich sicher, dass es aus einem Nischendasein nicht herauskommen wird⁶⁰.“ Ziel der Entwicklung eines elektrisch betriebenen Fahrzeugs soll jedoch nicht die vollständige Substitution anderer und konventioneller Antriebe sein. Auch diese werden in naher wie in ferner Zukunft zum Einsatz kommen, sei es wegen der Reichweite, der Entwicklungsstrategien der Fahrzeughersteller, oder anderer Gründe. Die große Chance elektrischer Konzepte liegt in Gebieten mit gut ausgebauter Infrastruktur und entsprechend kürzeren Fahrstrecken des Nutzers, in Ballungszentren und Großstädten. Die entscheidende Rolle ist der Anschaffungspreis, wie auch beschriebene Studie der GENERALI Gruppe bestätigt.

6.3.3 Erste serienreife Fahrzeuge

Doch auch so mancher große Hersteller versucht sich bereits auf dem Gebiet der elektrisch betriebenen Kleinfahrzeuge, wie zum Beispiel RENAULT⁶¹. Allmählich wird die Lücke zwischen Motorrollern und PKW geschlossen, meist durch innovative Konzepte, welche mit der Architektur eines herkömmlichen PKW oft nur wenig gemeinsam haben. Einige Beispiele werden in Kapitel 7 gezeigt.

⁶⁰ SPECHT, 2011

⁶¹ Renault Twizy, wird in Abschnitt 7 vorgestellt

7 Marktanalyse im Bereich Kleinfahrzeuge

Jahr für Jahr wird eine Vielzahl neuartiger elektrisch angetriebener Konzepte vorgestellt. Auf den internationalen Autoausstellungen gibt es nahezu keinen großen Hersteller, der nicht irgendeine zukunftsweisende Idee, wie die individuelle Mobilität in Ballungszentren in naher Zukunft aussehen könnte, präsentiert. Doch von der Idee zur Serienreife ist es ein weiter Weg. Die Vergangenheit lehrte schon des Öfteren, dass es eine Sache ist, ein Konzept vorzustellen und eine andere, besagtes Konzept realisieren zu wollen. Im Folgenden werden mehrere bereits auf dem Markt befindliche speziell für den urbanen Raum gedachte batterieelektrisch angetriebene Fahrzeugkonzepte sowie Fahrzeuge, von denen angenommen werden kann, in naher Zukunft als Serienfahrzeug realisierbar zu sein, vorgestellt. Dabei wird nicht ausschließlich auf dreirädrige Konzepte eingegangen, jedoch der Fokus auf Kleinfahrzeuge gerichtet. Außerdem werden nur Fahrzeuge in Betracht gezogen, die nach eigener Einschätzung konkurrenzfähig sind. Die vor allem für den Kunden wichtigen Daten wie Leistung, Reichweite oder Anzahl der Sitze sind in Tabellen zusammengefasst. Anhand dieser Tabellen ist es möglich, einen Vergleich der Konzepte durchzuführen. Die Angaben sind dem Internet entnommen und beziehen sich auf Herstellerangaben. Angeführte Abbildungen entstammen derselben Quelle wie die Spezifikationen der Modelle. Angaben zum Leergewicht beinhalten das Gewicht der Batterie. Das errechnete Leistungsgewicht, das Verhältnis von Leermasse zu Leistung, bezieht sich auf die Maximalleistung des Fahrzeugs. Die Angabe der Reichweite bezieht sich ebenfalls auf Herstellerangaben, wobei beachtet werden muss, dass diese Angaben wie bereits erwähnt meist auf Basis eines Fahrzyklus entstehen und vom Realverhalten erheblich abweichen können. Die Reichweite wird maßgeblich durch das Verhalten des Fahrers beeinflusst. Beispielsweise wird sie durch sportliches Fahren wie auch durch Gebrauch von Nebenverbrauchern wie Klimaanlage oder Radio gemindert. Ebenso spielen der Zustand bzw. das Alter des Energiespeichers eine Rolle. Die Angaben zur Reichweite beziehen sich meist auf die theoretischen Maximalwerte. Eventuelle Preisangaben sind Richtwerte und beinhalten keine genauen Marktbeobachtungen und Angebote. Daten, die nicht ermittelt werden konnten, werden im jeweiligen Feld durch das Kürzel „k. A.“ („keine Angaben“) ersetzt.

7.1 Twike (L5e)

Der bereits erwähnte *Twike* wird seit 1996 verkauft. Der Preis hängt vom eingebauten Batteriepaket ab. Die angeführte Grundversion mit NiCd-Einheit kann durch Lion-Zellen ersetzt werden. Die Reichweite nimmt zwar zu, doch auch der Preis.



Leergewicht	220	kg
Nennleistung	3	kW
Maximalleistung	5	kW
Leistungsgewicht	44.00	kg/kW
Höchstgeschw.	85	km/h
Beschleunigung	0 auf 60	in 9 s
Batterietyp	NiCd/Lion	
Batterie-Kapazität	1.7	kWh
Reichweite	40	km
Ladezeit	100% ab 2	h
	80% k. A.	
Anzahl der Sitze	2	
Stauraum	250 l	
Abmessungen	l 2650	mm
	b 1200	mm
	h 1200	mm
Radstand	1870	mm
Spurweite	k. A.	
Wendekreis	k. A.	
Preis	ab 19500	€

Quelle: www.twike.com

7.2 CityEL (L5e)

Auch dieses Fahrzeug gibt es, wie bereits erwähnt, seit einigen Jahren. Seine mehrjährige Geschichte spricht von Erfolg. Das Design hat sich wie beim *Twike* nicht wesentlich verändert. Auffallend ist der verhältnismäßig große Stauraum im Heckbereich. Die Angaben bezüglich Fahrleistung und Reichweite sind vom eingebauten Batteriepaket abhängig.



Leergewicht	220 bis 260	kg
Nennleistung	2.5	kW
Maximalleistung	4.5	kW
Leistungsgewicht	49 bis 58	kg/kW
Höchstgeschw.	45 bis 63	km/h
Beschleunigung	0 auf 40	in 10,5 s
Batterietyp	Lion	
Batterie-Kapazität	2.3 bis 4.8	kWh
Reichweite	60 bis 120	km
Ladezeit	100% bis 10	h
	80% k. A.	
Anzahl der Sitze	1	
Stauraum	450 l	
Abmessungen	l 2741	mm
	b 1060	mm
	h 1260	mm
Radstand	1810	mm
Spurweite (hinten)	930	mm
Wendekreis	8.5	m
Preis	ab 12400	€

Quelle: www.smiles-world.de

7.3 SAM EV II (L5e)

Das dreirädrige Fahrzeug der Klasse L5e mit Schweizer Wurzeln wird in Polen produziert und von ELEMOMO nahe Stuttgart verkauft. Das Fahrzeug besitzt keine Lenk- und Bremskraftunterstützung. Testberichten und Videos entnimmt man jedoch einen hohen Lenkwinkelbedarf, was den Komfort beeinträchtigt.



Leergewicht	500	kg
Nennleistung	11.6	kW
Maximalleistung	19.6	kW
Leistungsgewicht	25.51	kg/kW
Höchstgeschw.	90	km/h
Beschleunigung	0 auf 50	in 7 s
Batterietyp	Lithium Polymer	
Batterie-Kapazität	7	kWh
Reichweite	80 bis 100	km
Ladezeit	100% 5	h
	80% 3	h
Anzahl der Sitze	2	
Stauraum	Rücksitz	
Abmessungen	l 3070	mm
	b 1580	mm
	h 1590	mm
Radstand	1684	mm
Spurweite	1410	mm
Wendekreis	6.8	m
Preis	19835	€

Quelle: www.friends-of-sam.com/
www.elemo.eu

7.4 Reva i (L7e)

Hersteller ist der indische Konzern MAHINDRA REVA EV. Im Fond befinden sich zwei umklappbare Not-/Kindersitze, wobei bei deren Verwendung allerdings der Stauraum wegfällt. Angeboten werden zwei Versionen mit unterschiedlichen Batteriepaketen – Blei-Säure oder Lithium-Ionen mit doppelter Reichweite und etwas höherem Preis.



Leergewicht	700	kg
Nennleistung	6	kW
Maximalleistung	13	kW
Leistungsgewicht	53.85	kg/kW
Höchstgeschw.	75	km/h
Beschleunigung	0 auf 40	in 7 s
Batterietyp	Blei-Säure/Lion	
Batterie-Kapazität	9.6	kWh
Reichweite	50/100	km
Ladezeit	100% 8/6	h
	80% Lion: 2.5	h
Anzahl der Sitze	2+2	
Stauraum	Rücksitze umklappbar	
Abmessungen	l 2640	mm
	b 1320	mm
	h 1510	mm
Radstand	1810	mm
Spurweite	k. A.	
Wendekreis	3.5	m
Preis	14500/17500	€

Quelle: www.smiles-world.de

7.5 Renault Twizy (L7e)

Der Stromer besticht durch den Anschaffungspreis. Nicht enthalten im Angebot ist jedoch die Batterie, welche für monatlich ca. 50 Euro zu mieten ist. Bei einer jährlichen Fahrleistung von 7.500 Kilometern (Basispaket) bedeutet dies einen Mehraufwand von 8 Euro pro 100 km. Der Hersteller garantiert jedoch eine stets einsatzbereite Batterie mit mindestens 75% der ursprünglichen Ladekapazität. Es soll auch eine auf 45 km/h beschränkte führer-scheinfreie Version (maximale Motorleistung 4 kW) ab einem Verkaufspreis von etwa 6.990 Euro geben. Die gelenkte Hinterachse ermöglicht einen minimalen Wendekreis. RENAULT wirbt mit den Vorteilen

Leergewicht	450	kg
Nennleistung	k. A.	
Maximalleistung	15	kW
Leistungsgewicht	30.00	kg/kW
Höchstgeschw.	80	km/h
Beschleunigung	k. A.	
Batterietyp	Lion	
Batterie-Kapazität	6	kWh
Reichweite	100	km
Ladezeit	100% 3.5 80% k. A.	h
Anzahl der Sitze	2	
Stauraum	31 l	
Abmessungen	l 2337 b 1191 h 1161	mm
Radstand	1684	mm
Spurweite	1050(v),1036(h)	mm
Wendekreis	3.4	m
Preis	ab 7690	€

Quelle: www.renault-ze.com

des Konzepts im Stadtgebiet. So sollen Testfahrten in Paris ergeben haben, dass *Twizy*-Fahrer für die gleiche Strecke durchschnittlich nur drei Viertel der Zeit im Vergleich zu Fahrern mit einem kompakten Kleinwagen benötigen. Dies bedeute einen Gewinn von rund sieben Minuten bei einer Strecke, die man mit einem typischen Stadtauto normalerweise in 30 Minuten zurücklegt. Die Batterieladung erfolgt mittels eines aufrollbaren Kabels, das unter einer Abdeckklappe an der Fahrzeugfront verstaut wird. Der Ladevorgang benötigt 3,5 Stunden. Verschiedene Anschlüsse ermöglichen das Aufladen der Batterie an unterschiedlichen öffentlichen und privaten Ladesystemen.



7.6 Murray T.27 (L7e)

Gordon Murray (Design-Chef des McLaren F1) entwickelte das Fahrzeug in Kooperation mit ZYTEK und mittels Subvention des *Technology Strategy Board*. Laut einem Artikel in der britischen Zeitschrift *Autocar* wurde im Juni letzten Jahres nach einem Industriepartner für die Fertigung gesucht. Die Angabe des Preises ist derzeit noch Vermutung⁶².



Leergewicht	680	kg
Nennleistung	k. A.	
Maximalleistung	25	kW
Leistungsgewicht	27.2	kg/kW
Höchstgeschw.	105	km/h
Beschleunigung	0 auf 100	in 15 s
Batterietyp	Li-Ion (MNO)	
Batterie-Kapazität	12	kWh
Reichweite	80-100	km
Ladezeit	k. A.	
Anzahl der Sitze	3	
Stauraum	190-750	l
Abmessungen	l	2500 mm
	b	1300 mm
	h	1600 mm
Radstand	k. A.	
Spurweite	1780	mm
Wendekreis	6	m
Preis	ca. 17000	€

Quelle: www.gordonmurraydesign.com

7.7 Tazzari Zero (M1)

Der aus Imola stammende Hersteller Tazzari, bietet ein Fahrzeug der M1-Klasse. Der Stauraum teilt sich auf Front und Heck auf. Das Fahrzeug ist seit 2009 erhältlich.



Leergewicht	542	kg
Nennleistung	k. A.	
Maximalleistung	15	kW
Leistungsgewicht	36.13	kg/kW
Höchstgeschw.	100	km/h
Beschleunigung	0 auf 50	in 5 s
Batterietyp	Lion	
Batterie-Kapazität	12.3	kWh
Reichweite	140	km
Ladezeit	100%	9 h
	80%	1 h
Anzahl der Sitze	2	
Stauraum	180 l in 2 Laderäumen	
Abmessungen	l	2884 mm
	b	1550 mm
	h	1400 mm
Radstand	k. A.	
Spurweite	k. A.	
Wendekreis	k. A.	
Preis	ab 24500	€

Quelle: www.smiles-world.de

⁶² CROPLEY, 2011

7.8 Mia Electric (M1)

Der in Frankreich entwickelte und produzierte City-Cruiser wird in drei Varianten angeboten, als 3-Sitzer, 4-Sitzer und Lieferwagen. Ersterer ist um 330 mm kürzer. Der Fahrer sitzt zentral. Ein- und Ausstieg erfolgen über Schiebetüren, was in Parksituationen oft von Vorteil sein kann. Die Batterie ist auf 12 kWh erweiterbar. Dies entspricht einem Reichweitenzuwachs auf 120 bis 130 Kilometer. Auffallend ist die kurze Ladezeit von 3 Stunden. Vorerst wird nur an gewerbliche und Flottenkunden ausgeliefert. Ab Mitte 2012 sollen auch Privatkunden bedient werden.

Leergewicht	765	kg
Nennleistung	18	kW
Maximalleistung	k. A.	
Leistungsgewicht	42.50	kg/kW
Höchstgeschw.	110	km/h
Beschleunigung	k. A.	
Batterietyp	Lithium-Eisenphosphat	
Batterie-Kapazität	8	kWh
Reichweite	80 bis 90	km
Ladezeit	100% 3	h
	80% k. A.	
Anzahl der Sitze	3	
Stauraum	260 l	
Abmessungen	l 2870	mm
	b 1640	mm
	h 1550	mm
Radstand	k. A.	
Spurweite	k. A.	
Wendekreis	8.5	m
Preis	k. A.	

Quelle: www.mia-voiture-electrique.com



7.9 Smart fortwo ED (M1)

Schon seit längerem kündigt die DAIMLER-Tochter den mittlerweile bewährten Stadtflyer als E-Version an. Mitte 2012 soll es soweit sein. Großer Vorteil des *smart* sind die Erfahrung im Kleinfahrzeugsektor an sich und die im Vorfeld durchgeführten Flottentests, wodurch Rezensionen gesammelt werden konnten, die in die Entwicklung einfließen. Beispielsweise waren bereits 2007 100 *smart ED* als Pilotprojekt in London im Einsatz. Über genaue Spezifikationen des Fahrzeugs gibt sich der Hersteller jedoch noch bedeckt. So ist auch der in der Tabelle angegebene Preis bis jetzt nur Vermutung. Mit 55 kW Maximalleistung liegt das Fahrzeug in demselben Bereich der Motorstärke wie seine treibstoffbetriebenen Geschwister.

Leergewicht	k. A.	
Nennleistung	35	kW
Maximalleistung	55	kW
Leistungsgewicht	k. A.	
Höchstgeschw.	120	km/h
Beschleunigung	0 auf 60	in 6 s
Batterietyp	Lion	
Batterie-Kapazität	17.6	kWh
Reichweite	140	km
Ladezeit	100% 8	h
	80% k. A.	
Anzahl der Sitze	2	
Stauraum	260 l bis Dach	
Abmessungen	l	2500 mm
	b	1515 mm
	h	1549 mm
Radstand	1812	mm
Spurweite (v,h)	1272, 1354	mm
Wendekreis	8.8	m
Preis	ca. 25000	€

Quelle:media.daimler.com/
www.smart.at/
www.elektroauto-news.ne



7.10 Weitere Entwicklungen

Ende Juni 2011 präsentierten KTM-Vorstand Stefan Pierer und KISKA-CEO Gerald Kiska ein batterieelektrisch betriebenes Konzept der Klasse L5e, den *e3w* (Abbildung 7.1). Bekannt sind bis jetzt nur wenige Daten. Es handelt sich um ein dreirädriges Fahrzeug für zwei Personen mit selbsttragender Kunststoffkarosserie, Flügeltüren, einer Leistung von 15 kW, Lion-Akku mit 100 Kilometer Reichweite. Der Preis könnte bei Joint Venture-Großserienfertigung – sofern diese angestrebt ist – zwischen 5.000 und 8.000 Euro liegen⁶³.



Abbildung 7.1: e3w. Quelle: www.automoblog.net

Ein vom *Massachusetts Institut of Technology* vorentwickeltes Fahrzeugkonzept der L7e-Klasse, welches mittlerweile von einem spanischen Konsortium weiterentwickelt wird, ist seit einiger Zeit in den Medien vertreten, hält sich jedoch mit Fakten noch bedeckt (Abbildung 7.2). Das Konzept besteht durch die Fähigkeit, sich für das Abstellen verkürzen zu können⁶⁴.



Abbildung 7.2: Hiriko. Quelle: hiriko.com

Mehr noch lässt der *Velv* von PEUGEOT (Abbildung 7.3) auf Markteinführung hoffen. Der 3-Sitzer wird von einem 20 kW-Elektromotor betrieben. Die Energie stammt aus einem Lithium Ionen-Paket mit einer Speicherkapazität von 8,5 kWh. 100 Kilometer Reichweite und eine Höchstgeschwindigkeit von 110 km/h sollen möglich sein. Wie beim *Pivo 3* sitzt der Fahrer vorne zentral, dahinter finden jeweils links und rechts zwei Personen Platz. Die Studie erfüllt die für herkömm-



Abbildung 7.3: Peugeot VELV. Quelle: <http://www.auto-motor-und-sport.de/>

⁶³ Moto Mobil

⁶⁴ HIRIKO

liche PKW gültigen Sicherheitsbestimmungen, was ein Grund für das Fahrzeuggewicht von 650 kg sein könnte⁶⁵. Optisch fügt es sich trotz neuartiger Architektur in konventionelle Designelemente, was durchaus ein Anreiz für potenzielle Kunden sein könnte.

Beim Aufbau eines Automobils mit neuem Antriebsstrang gibt es zwei Vorgehensvarianten. Bei der Idee des *Conversion-Designs* wird ein konventionell mit Verbrennungskraftmaschine angetriebenes Serienfahrzeug auf Elektroantrieb umgerüstet, wie es beim *smart ED* der Fall ist. Als *Purpose-Design* hingegen wird eine komplette Neukonstruktion des Aufbaus verstanden. Es ermöglicht die optimale Anpassung der Komponenten an die Anforderungen⁶⁶. Betrachtet man obige Auflistung, so fällt auf, dass die großen Automobilhersteller beim Einschlag neuer Wege eher zurückhaltend auftreten. Toyota kündigt für 2012 eine Elektroversion des *iQ* an. BMW stellt eine sportliche E-Version des *Mini* vor. VW kündigt den *E-Up* an. Große Automobilhersteller nutzen nach dem *Conversion-Design*-Prinzip die in der Vergangenheit gewonnene Erfahrung und rüsten bewährte Fahrzeuge mit Verbrennungsmotoren zu Fahrzeugen mit E-Antrieben um. Die Fahrzeuge basieren auf konventionellen Entwicklungsstrategien, was durchaus verständlich ist, zumal das Know-How Entwicklungskosten und -zeit mindert. Viele der oben genannten Konzepte von neuen und kleinen Entwicklern hingegen basieren auf *Purpose-Design*. Die Architektur des Fahrzeugs wird von Grund auf neu gestaltet und an die Anforderungen angepasst. Im Folgenden wird ein Fahrzeugkonzept vorgestellt, welches auch dem Prinzip des *Purpose-Designs* zugeschrieben wird.

⁶⁵ Auto Motor und Sport, 2011

⁶⁶ KORTHAUER, 2010 S. 15

8 Vorstellung eines neuen Fahrzeugkonzepts für den urbanen Individualverkehr

Unter Berücksichtigung der in Abschnitt 3 genannten Anforderungen wird nun ein Fahrzeugkonzept vorgestellt, welches besonders für den innerstädtischen Individualverkehr geeignet sein soll, zu sehen in Abbildung 8.1⁶⁷.



Abbildung 8.1: Das Fahrzeugkonzept

Es handelt sich hierbei um ein dreirädriges Konzept mit zwei Vorderrädern und einem angetriebenen Hinterrad. Es bietet Platz für drei Personen, davon sind zwei Sitzplätze vorne nebeneinander und einer mittig im Fond angeordnet. Abbildung 8.2 zeigt das Fahrzeug in Front- und Seitenansicht mit den Hauptabmessungen, die Maße sind in Millimeter angegeben.

⁶⁷ WALTERSDORFER, et al., 2009

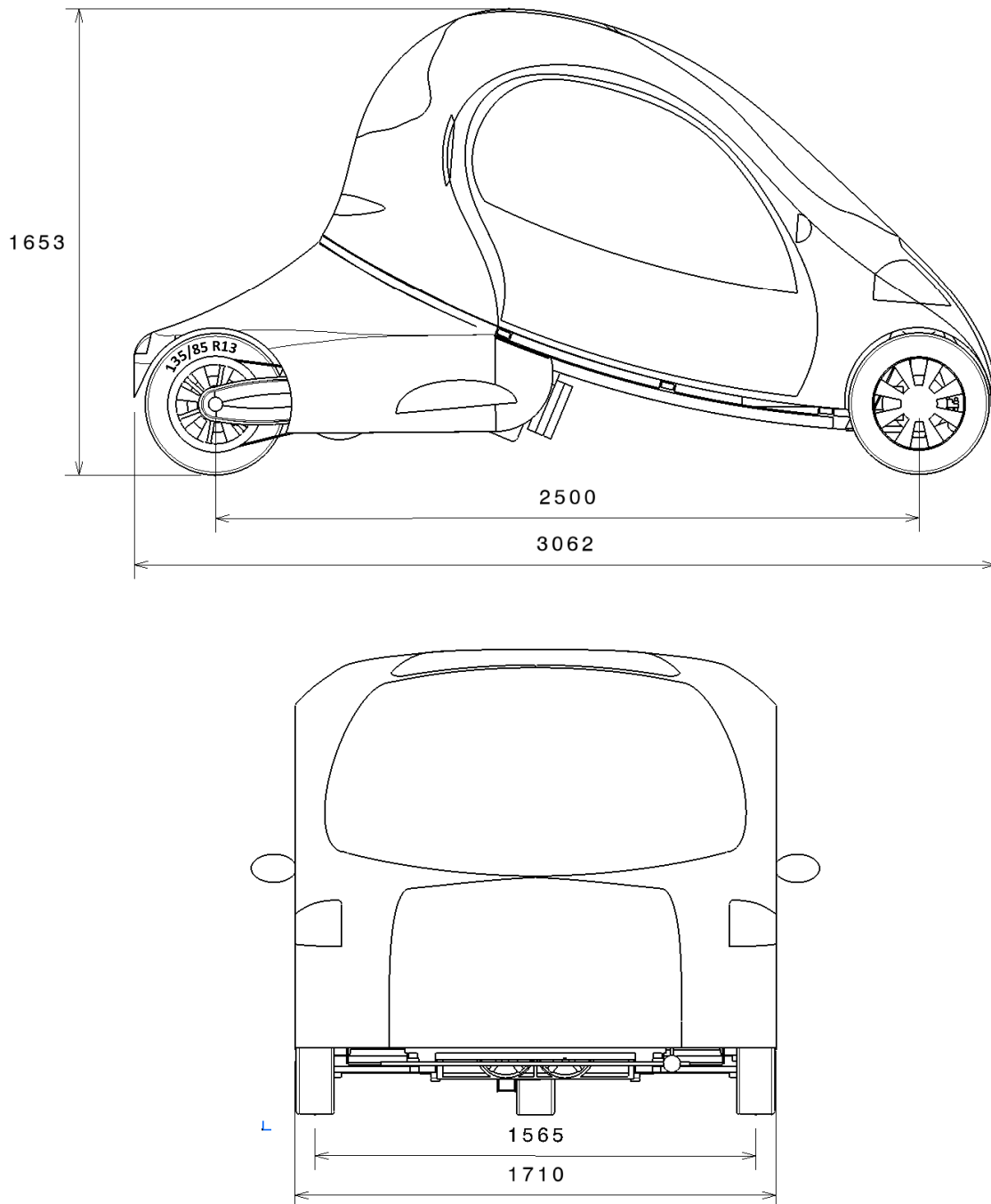


Abbildung 8.2: Front- und Seitenansicht des Fahrzeugkonzepts

In Abbildung 8.3 sind die wichtigsten Ergonomie-Maße zu erkennen. Ein Torso-Winkel von 22° und ein horizontaler Abstand von 775 mm zwischen Hüft- und Fersenpunkt ergeben eine angenehme Sitzposition sowohl für Fahrer als auch für Beifahrer. Der relativ hohe Hüftpunkt des Fahrers von 620 mm sorgt für komfortablen Ein- und Ausstieg sowie gute Übersicht.

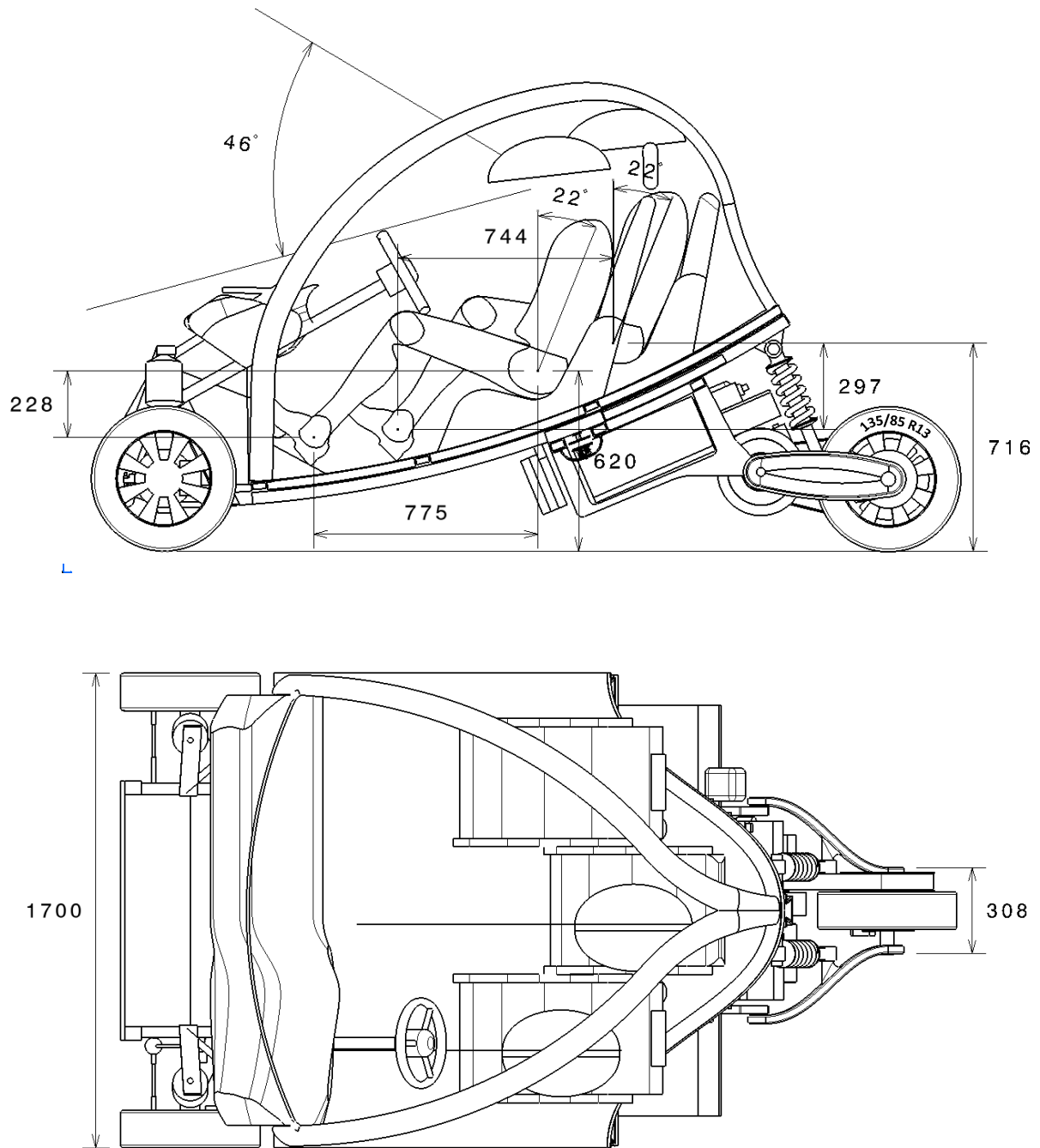


Abbildung 8.3: Seitenansicht mit Ergonomie-Hauptmaßen und Draufsicht

Der Antrieb soll in Hinblick auf Umweltfreundlichkeit elektrisch erfolgen, die Energieversorgung erfolgt durch eine Batterie. Das gesamte Antriebspaket (inklusive Kühler) ist im Heck untergebracht (Abbildung 8.4), was die Anordnung eines Stauraums im vorderen Bereich des Fahrzeugs ermöglicht (Abbildung 8.5).

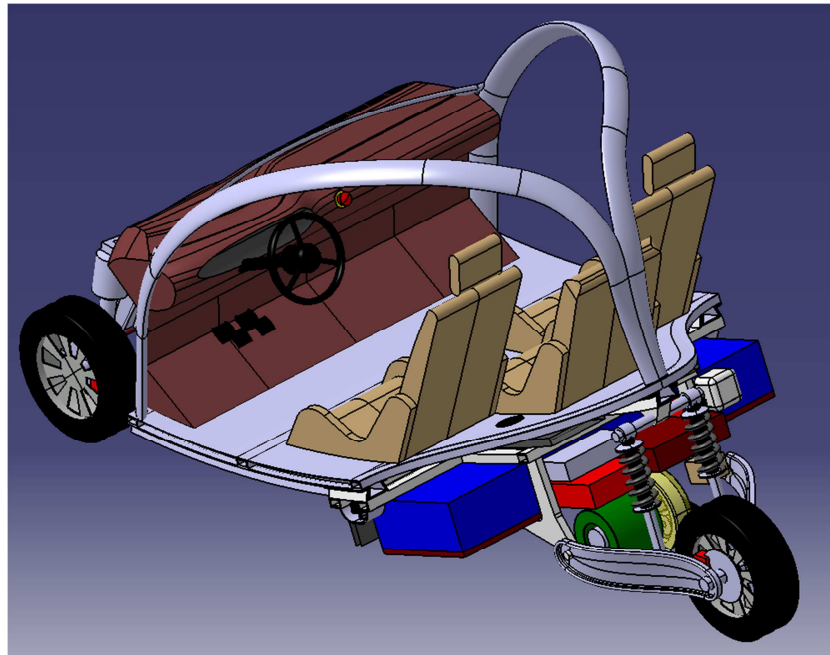


Abbildung 8.4: Package des Fahrzeugkonzepts. Sämtliche für den Antrieb relevante Komponenten sind im Heck untergebracht.

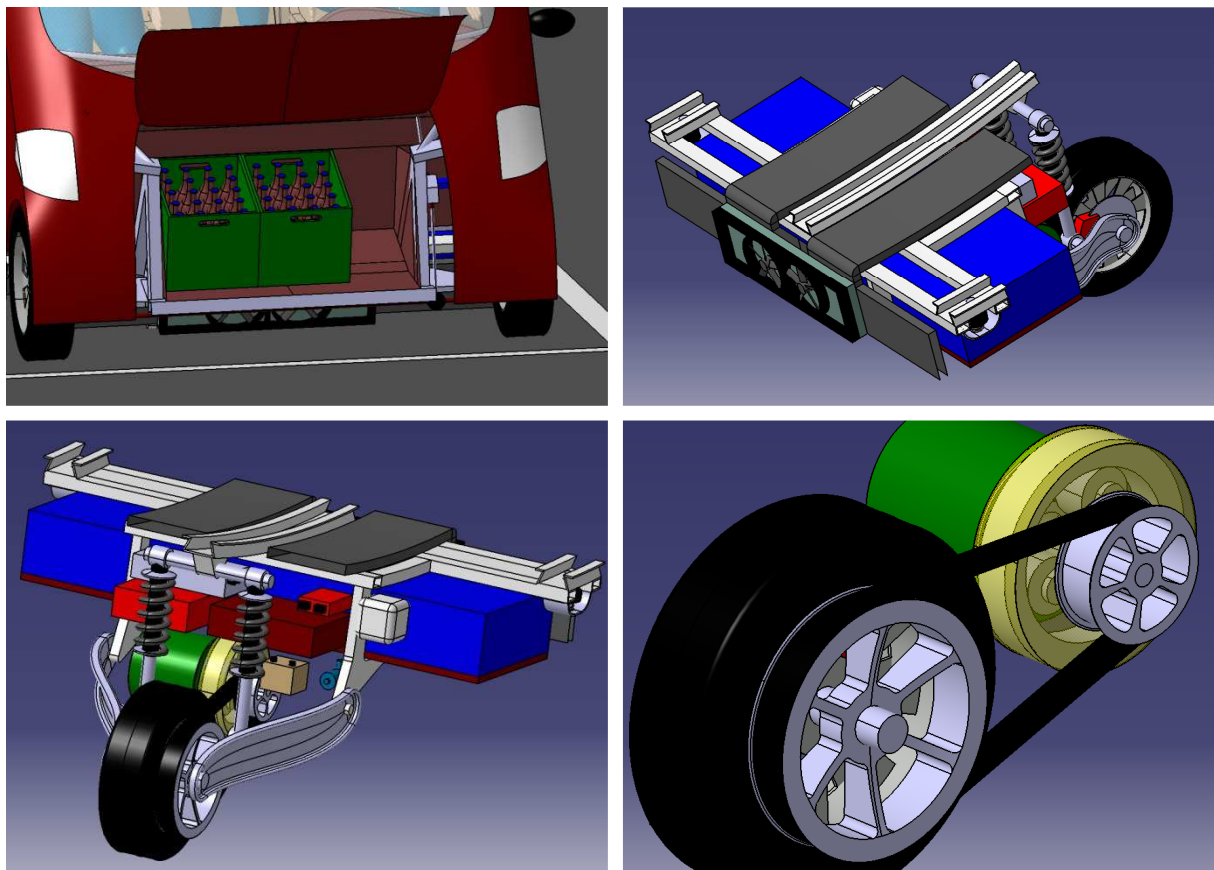


Abbildung 8.5: Package. Links oben: Der Stauraum im Frontbereich fasst zwei Getränkekisten und einen weiteren Koffer. Links unten: Sämtliche Antriebskomponenten sind im Heck untergebracht [Batterie (blau), Leistungselektronik (rot, links), Ladegerät (braun), VCU (rot, rechts), Bordnetzwandler (grau), Kühflüssigkeits-Ausgleichsbehälter (weiß)]. Rechts oben: Das Kühlsystem sitzt vor der Batterie im Fahrzeugboden. Rechts unten: Antriebsstrang mit Motor (grün), Planetengetriebe (gelb) und Riemenübersetzung auf das Hinterrad.

Das Hinterrad ist durch eine Schwinge am Aufbau befestigt. Die relativ einfache Konstruktion wirkt sich positiv auf die Herstellungskosten aus und ermöglicht gleichzeitig die nach hinten versetzte Anordnung, um genügend Platz für den Antriebsstrang zu garantieren.

Das Fahrzeug soll insbesondere Parksituationen erleichtern. Die eigentliche Länge von 3060 mm kann durch ein Schienensystem auf 2140 mm verkürzt werden. Dies soll Parken quer zur Fahrbahnrichtung ermöglichen. Dafür wurde in der ersten Planungsphase der Ansatz verfolgt, die Maximalmaße, unter denen Querparken möglich ist, vorzugeben und darauf das Package (die Einteilung des für die Einzelkomponenten verfügbaren Raums) durchzuführen.

Der in der Front angeordnete Stauraum ist dabei bequem vom Gehsteig aus zu erreichen. Abbildung 8.6 zeigt diese Situation. Auch ist zu sehen, dass gerade die halbe Fläche eines konventionellen Parkplatzes nötig ist, um das Fahrzeug abzustellen.

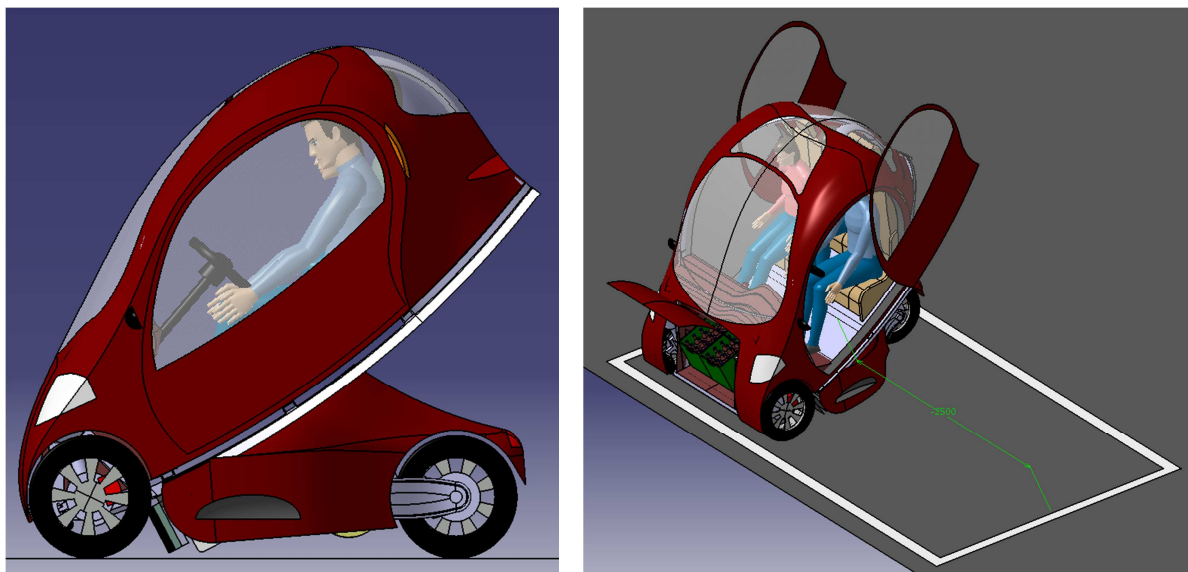


Abbildung 8.6: Das Fahrzeug beim Parken. Der Einzug des Hecks ermöglicht ein Abstellen des Fahrzeugs quer zur Fahrtrichtung.

Ein und Ausstieg erfolgt über Schiebetüren, wie in Abbildung 8.6 weiter zu sehen ist. Bei Querparken ist somit gewährleistet, dass die Türen (im Gegensatz zu schwenkbaren Türen) nicht durch andere zu dicht parkende Fahrzeuge blockiert werden können. Abbildung 8.7 zeigt die Hauptabmessungen sowie Ergonomie-Maße im eingefahrenen Zustand. Man erkennt die Notwendigkeit einer kleinen Stufe für den Insassen im Fond, um bequem ein- und aussteigen zu können.

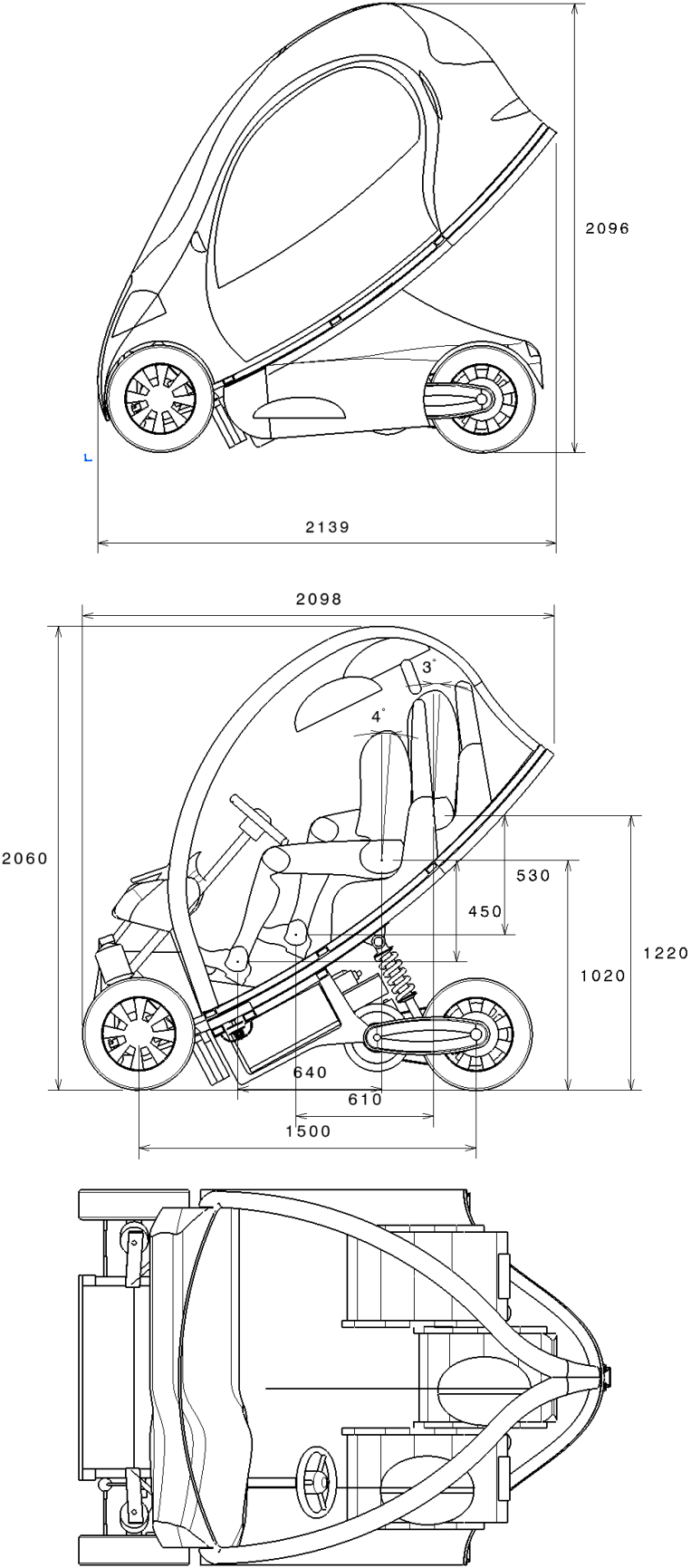


Abbildung 8.7: Seitenansicht und Draufsicht im eingefahrenen Zustand.

Abbildung 8.8 zeigt den Fahrer bei Einstieg in das Fahrzeug. Eine am Fahrzeugheck angebrachte Stufe leistet dabei Hilfe.

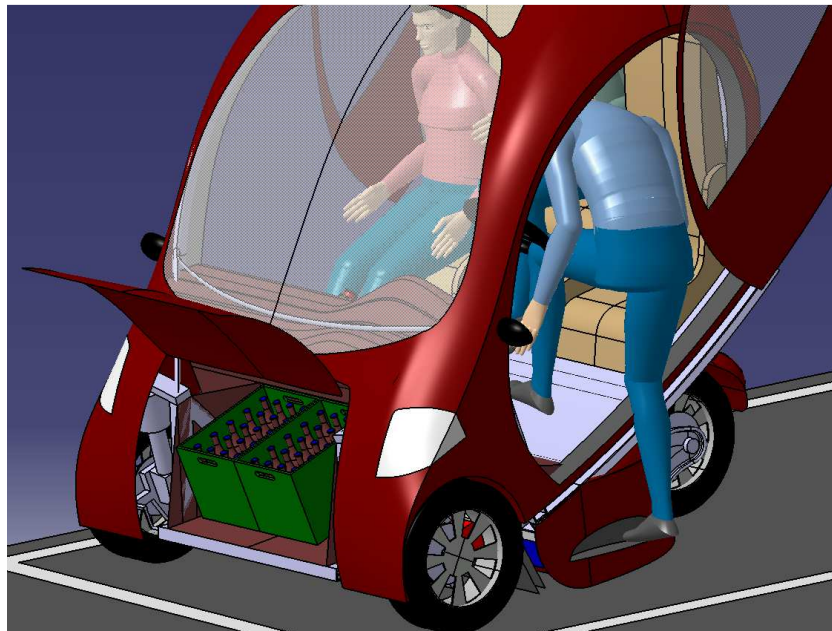


Abbildung 8.8: Ein- und Ausstieg

Der Antrieb erfolgt durch einen permanent erregten Synchronmotor. Grund für diese Wahl ist vor allem der gute Wirkungsgrad von bis zu 94%⁶⁸. Der Nachteil eines PSM-Antriebs ist aufgrund der eingesetzten Dauermagneten und der dafür verwendeten teuren Materialien der noch relativ hohe Preis. Die Antriebskraft wird über ein Planetengetriebe und einen Riemen mit einer Gesamtübersetzung von $i = 8$ an das Hinterrad übertragen. Die festgelegte und nicht veränderbare Übertragung ermöglicht zwar nicht, den Fahrzustand vom Betriebspunkt des Motors zu entkoppeln, jedoch bedeutet dies:

- Es sind keine Aktuatoren für den Gangwechsel nötig.
- Das System ist leichter.
- Es begünstigt den Wirkungsgrad.
- Es ist günstiger in der Herstellung.

⁶⁸ KORTHAUER, 2010 S. 19

Mittels Fahrwiderstandssimulation auf Basis der Geschwindigkeitsprofile genormter Fahrzyklen wurde die benötigte Antriebsleistung für das Konzept ermittelt, diese beträgt knapp 20 kW⁶⁹.

Das Fahrzeug besticht durch seinen einfachen Aufbau. Die einfache Hinterachse – eine Radaufhängung mittels Schwingenkonstruktion –, die starre Übersetzung und die generell geringe Fahrzeuggröße begünstigen das Fahrzeuggewicht, eine Messung in CATIA V5 ergab ein Leergewicht von 676 kg. Davon werden 113 kg der Batterie zugeschrieben. Die Basisidee des Konzepts ist der Bau eines technisch einfachen Mobils, welches keinen zu hohen Entwicklungsaufwand aufweist. Es soll dennoch ein gewisser Innovationsgrad enthalten sein. Dies erfolgt durch den variablen Radstand und die drehbare Spreizachse, damit das Fahrzeug auch im eingefahrenen Zustand lenkbar ist.

Die Hauptabmessungen und einige relevante Daten des Fahrzeugs sind in der folgenden Tabelle 8.1 angeführt.

Tabelle 8.1: Daten und Spezifikationen des Fahrzeugs

Daten des Konzepts		
Fahrzeugklasse	L5e	
Leergewicht	676	kg
Motor	PSM	
Nennleistung	19.75	kW
Leistungsgewicht	34.23	kg/kW
Höchstgeschw.	100	km/h
Beschleunigung	0 auf 50	in 8 s
Energiespeicher	Batterie	
Reichweite	100	km
Anzahl der Sitze	3	
Stauraum	110 l im Frontbereich	
Abmessungen	l	3060 mm
	b	1710 mm
	h	1650 mm
Radstand	2500	mm
eingezogen	1500	mm
Spurweite	1560	mm

⁶⁹ BRUNNER, 2012

8.1 Motivation für das Package

Im Folgenden werden einige Gründe für die Entscheidung zu oben gezeigtem Design aufgezeigt.

8.1.1 Querparken

Querparken bedeutet das Abstellen quer zu anderen abgestellten Fahrzeugen. Handelt es sich hierbei um Parkplätze direkt neben einer Fahrbahn, bedeutet dies meist das Abstellen des Fahrzeugs quer zur Fahrbahnrichtung, da diese Parkplätze meist parallel dazu angeordnet sind. In der Vergangenheit gab es bereits mehrere Diskussionen über die gesetzliche Regelung dieser Parkweise. Die Regelung, ob auf Längsparkplätzen auch quergeparkt werden darf, ist von Land zu Land verschieden. So gibt es etwa in Deutschland keine eindeutige Regelung in § 12 StVO, welcher das *Halten und Parken* reguliert. Lediglich in Absatz 6 findet sich eine Verordnung zum platzsparenden Parken⁷⁰. In Österreich muss ein Fahrzeug laut § 23 StVO Absatz 2 außerhalb von Parkplätzen – wenn es Bodenmarkierungen nicht anders vorschreiben – parallel zum Fahrbahnrand abgestellt werden. Für einspurige Fahrzeuge wiederum ist gemäß § 9 Absatz 7 ausdrücklich verordnet, dass auf durch Bodenmarkierungen geregelten Parkflächen „nach Maßgabe des zur Verfügung stehenden Platzes mehrere einspurige Fahrzeuge in eine für mehrspurige Fahrzeuge bestimmte Fläche aufzustellen“ sind⁷¹. Nun stellt sich die Frage, warum dies für einspurige Fahrzeuge erlaubt, für mehrspurige Fahrzeuge jedoch verboten ist. Befürworter dieses Verbots begründen dies einerseits mit einer größeren Behinderung des Fließverkehrs, andererseits damit, dass das rote Rücklicht auch beim Parken erkennbar sein muss. Beide Meinungen lassen keinen triftigen Grund für das Verbot erkennen. Ein dritter Punkt ist die Möglichkeit, dass sich quer parkende Fahrzeuge dermaßen zwischen zwei parallel parkende „quetschen“ könnten, sodass diese am Ausparken behindert sind. Auch diese Theorie lässt an sich zweifeln, zumal der Fahrer des quer parkenden Fahrzeugs in der Regel vorhat, das Fahrzeug während der Zeit des Parkens zu verlassen und somit Platz benötigt, um die Türen zu öffnen. Bei parallel parkenden Fahrzeugen ist es weitaus wahrscheinlicher, einen anderen Fahrer beim Ausparken zu behindern, indem man zu knapp auffährt und dieser keinen Platz für sein Manöver hat. Eine Neuüberdenkung der StVO in diesem Punkt ist nicht abwegig. Deshalb wird die Fä-

⁷⁰ jusline.de, 2011

⁷¹ jusline.at, 2011

higkeit des Querparkens weiter verfolgt, obwohl die gegenwärtige Gesetzeslage es eher verbietet.

Durch den variablen Radstand benötigt das Fahrzeug weit weniger Parkfläche als herkömmliche PKW. Die Möglichkeit, das Fahrzeug quer zur Fahrbahnrichtung abstellen zu können, erleichtert dem Fahrer in Verbindung mit dem Stauraum im Frontbereich das Be- und Entladen des Fahrzeugs. Dies kann bequem vom Gehsteig aus erfolgen.

8.1.2 Drei Sitze

Die meisten der in der Marktanalyse erwähnten Fahrzeuge werden mit einem oder zwei Sitzen angeboten. Doch reicht dies vielen potentiellen Kunden nicht aus. Die nachstehende Betrachtung versucht, den Vorteil des Angebots eines dritten Sitzes in Zahlen zu fassen.

Die Mikrozensus-Arbeitskräfteerhebung von Statistik Austria ergab für 2010 folgende Zahlen. In Österreich gibt es

- 1.119.910 Ein Personen-Haushalte
- 1.254.200 Familien (Ehepaare oder Lebensgemeinschaften) mit 0 Kindern unter 18 Jahren im selben Haushalt,
- 377.800 Familien (Ehepaare oder Lebensgemeinschaften) mit 1 Kind unter 18 Jahren im selben Haushalt,
- 150.900 Ein-Eltern-Familien mit 0 Kindern unter 18 Jahren im selben Haushalt,
- 95.300 Ein-Eltern-Familien mit 1 Kind unter 18 Jahren im selben Haushalt,
- 38.800 Ein-Eltern-Familien mit 2 Kindern unter 18 Jahren im selben Haushalt⁷².

2.469.410 Haushalte können mit dem Angebot eines zweisitzigen Fahrzeugs versorgt werden. Weitere 416.600 Haushalte sind jedoch auf einen dritten Platz angewiesen. Ein Fahrzeug mit drei Sitzen würde nach dieser Betrachtung in Österreich einen fast 17 % größeren Markt bedienen können. Die tatsächlichen Gewohnheiten und Anforderungen eines Haushaltes hinsichtlich Mobilität sind in dieser Betrachtung zwar nicht enthalten, dennoch verdeutlicht sie die höheren Marktchancen eines Konzepts mit mehr Sitzen.

⁷²Die Definition von Familie entspricht dem Kernfamilien-Konzept. Dieser Familienbegriff umfasst damit grundsätzlich nur im selben Haushalt lebende Personen. Statistik Austria, 2011

8.1.3 Drei Räder

Die Verwendung von nur drei statt vier Rädern bedeutet in erster Line Gewichtseinsparung durch Wegfall des vierten Rades und Verbrauchreduzierung durch Minimierung des Rollwiderstands. Das Hinterrad wird mittels Schwingenkonstruktion am Aufbau befestigt. Die Konstruktion einer einfacheren Radaufhängung bedeutet das Senken der Herstellungskosten.

Durch die annähernde Dreiecksform werden in Parksituationen andere Fahrzeuge nicht am Ausparken behindert, was das in Kapitel 8.1.1 bereits erwähnte Argument entkräftet, wie Abbildung 8.9 zeigt.

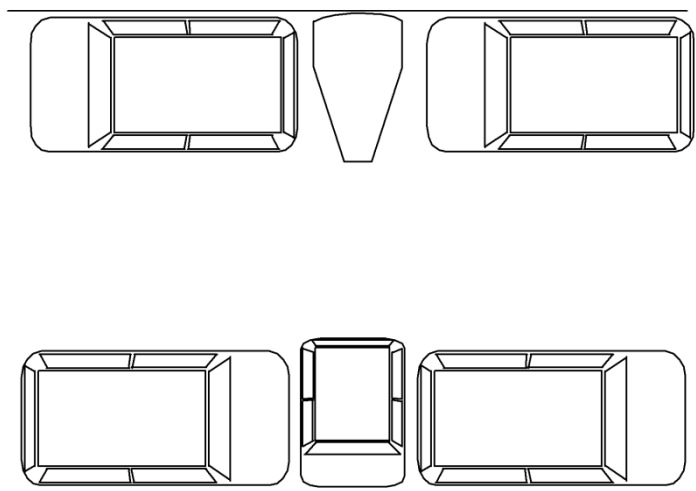


Abbildung 8.9: Bei Querparken ermöglicht die Dreiecksform anderen Fahrzeugen ein leichteres Ein- und Ausparken.

8.1.4 Variation des Radstands

Der lange Radstand von 2.500 mm ermöglicht das günstige Unterbringen der Fahrgäste zwischen den Achsen. Die Tendenz zu Nickschwingungen verringert sich⁷³, außerdem ist der Bremsnickausgleich begünstigt⁷⁴. Hinsichtlich Fahrdynamik sollte der Radstand nach Heißing und Ersoy möglichst lange sein. Ein Wert von 2.500 mm gilt als allgemeiner Mittelwert⁷⁵. Die Anordnung der Vorderachse möglichst weit vorne schränkt den Fußraum der Insassen durch den Radkasten nicht ein und erleichtert das Package. Außerdem wird so verhindert, dass bei Aufrichten der Fahrkabine (beim Parken) die Front den Boden berührt.

⁷³ REIMPELL, et al., 2005 S. 163

⁷⁴ HEIßING, et al., 2008 S. 23

⁷⁵ HEIßING, et al., 2008 S. 19

Ein kürzerer Radstand im eingezogenen Zustand erleichtert das Manövrieren in engen Situationen. Bei gleichem Einschlagwinkel wird ein geringerer Wendekreis erzielt⁷⁶. Für die Manövrierfähigkeit im eingefahrenen Zustand ist jedoch eine Drehung der Vorderadaufhängung nötig, wenn möglich ohne zusätzliche Motoren oder Aktuatoren, um den konstruktiven Aufwand und das Fahrzeuggewicht möglichst gering zu halten. Außerdem ist ein Geschwindigkeitsbegrenzer sinnvoll, da das Fahrzeug bei höheren Geschwindigkeiten aufgrund der erhöhten Schwerpunktlage in Kurven instabil werden könnte.

Bei Abstellen des Fahrzeugs wird im eingefahrenen Zustand weniger Platz benötigt.

8.1.5 Lenkung

Die gesamte Antriebstechnik ist im hinteren Teil des Fahrzeugs untergebracht. Durch geringe Last auf die Vorderachse ist ein geringes Lenkmoment notwendig. Dies bedeutet weniger erforderliche Lenkkraftunterstützung und somit weniger Energieverbrauch. Bei Notwendigkeit einer Hilfskraft kann der hierfür eingebaute Servomotor für die oben beschriebene Verdrehung der Spreizachse beim Aufrichten des Fahrzeugs zur Verfügung stehen.

8.1.6 Antriebsstrang und Energiespeicher

Gerade im Stadtverkehr ist die Anforderung an den Antrieb eher gering. Deshalb wurde unter Berücksichtigung annähernd realer Fahrbedingungen mittels genormten Fahrzyklen der tatsächliche während des Betriebs auf das Fahrzeug wirkende und zu überwindende Fahrwiderstand ermittelt. Daraus errechnete sich die tatsächlich nötige Antriebsleistung, die Basis für die Auslegung des Antriebs ist. Durch Ermittlung der elektrischen Anforderungen des Motors und des tatsächlichen Energiebedarfs war es möglich, den Energiespeicher korrekt zu dimensionieren. Die Reichweite und der Energieverbrauch konnten ebenfalls näherungsweise errechnet werden. Die Simulation erfolgte mittels MATLAB⁷⁷. Der der Berechnung zugrunde gelegte Fahrzyklus ist der amerikanische Standard FTP 75 (*Federal Test Procedure*). Abbildung 8.10 zeigt dessen Geschwindigkeitsverlauf.

⁷⁶ REIMPELL, et al., 2005 S. 163

⁷⁷ BRUNNER, 2012

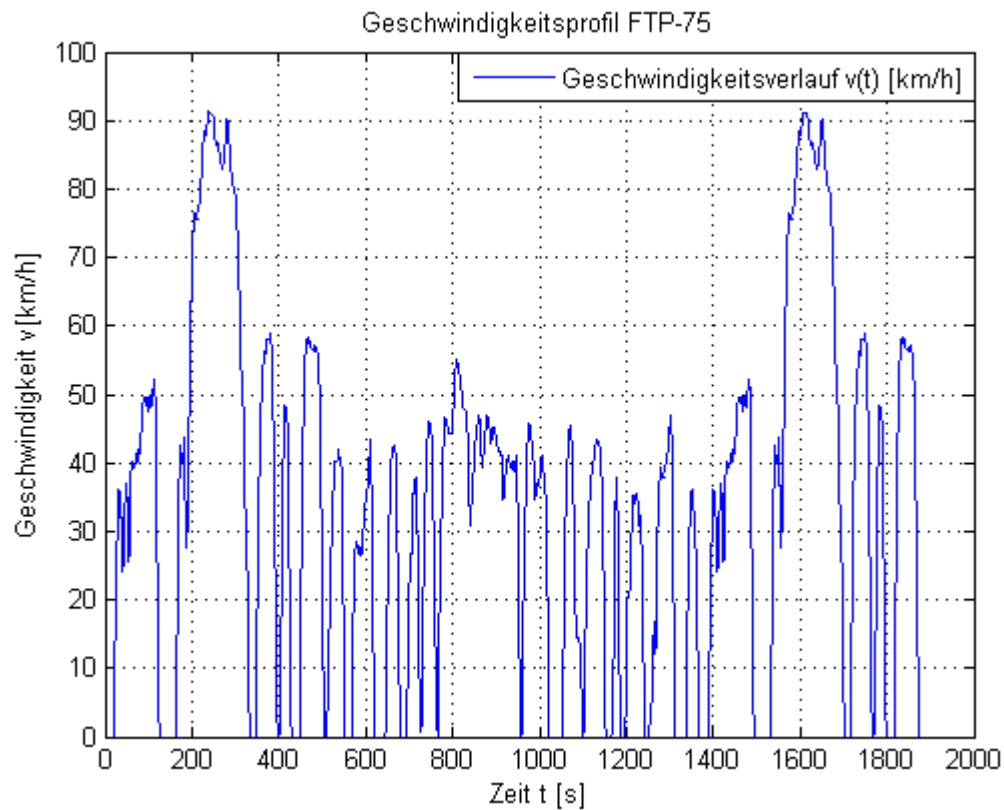


Abbildung 8.10: Geschwindigkeitsverlauf des FTP 75.

Es ist ein auf Basis realer Messfahrten kreierter transienter Verlauf mit Spitzengeschwindigkeiten von bis zu 90 km/h über rund 1.900 Sekunden mit kurzen Stopps. Der Geschwindigkeitsverlauf ähnelt dem realen Fahrverhalten eines typischen Nutzers im Stadtgebiet. Deshalb eignet sich dieser Zyklus besonders für die Auslegung eines Antriebs für ein Fahrzeug, welches hauptsächlich für den Einsatz im urbanen Raum gedacht ist.

Abbildung 8.11 zeigt die während des Fahrens nach FTP 75 auftretenden Betriebspunkte des Motors. Die Ermittlung dieser Punkte ist die Voraussetzung für die Festlegung der blau eingezeichneten Betriebskennlinie des Motors.

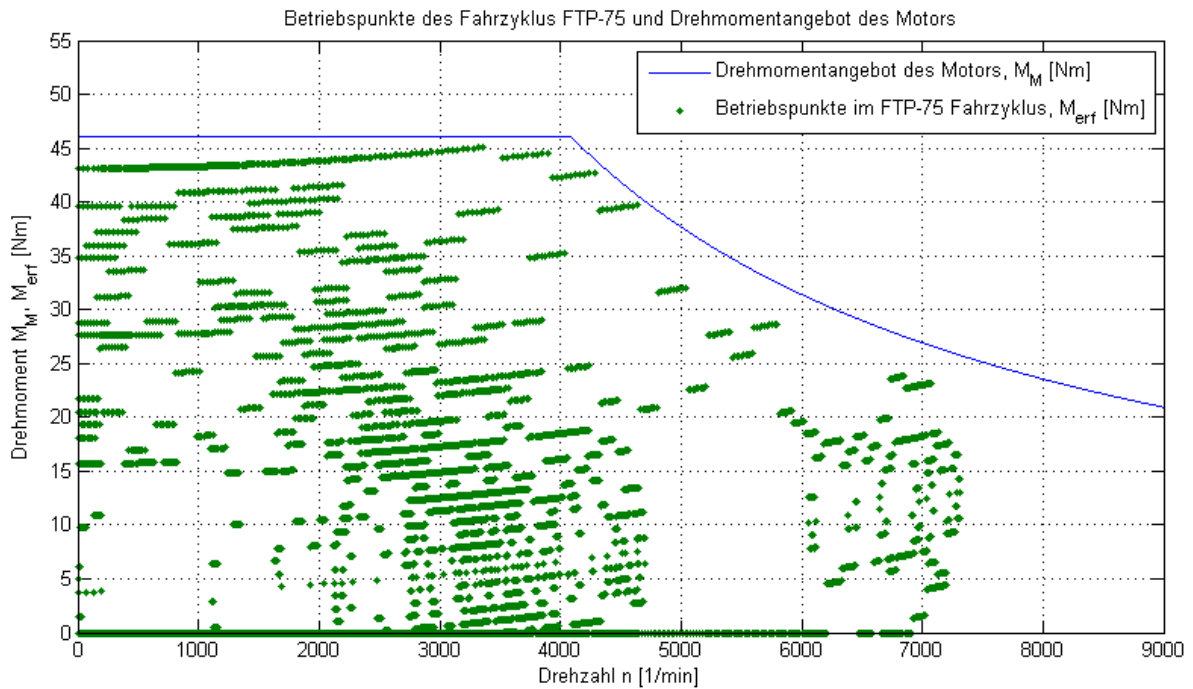


Abbildung 8.11: Betriebspunkte im FTP 75-Fahrzyklus und Kennlinie des Motors. Quelle: BRUNNER, 2012

Abbildung 8.12 zeigt den Grund, warum für die Auslegung des Antriebs nicht der in Abbildung 6.5 gezeigte europäische Standard NEDC verwendet wurde. Die Auslastung des Motors ist geringer und würde zur Unterdimensionierung des Antriebsstrangs führen.

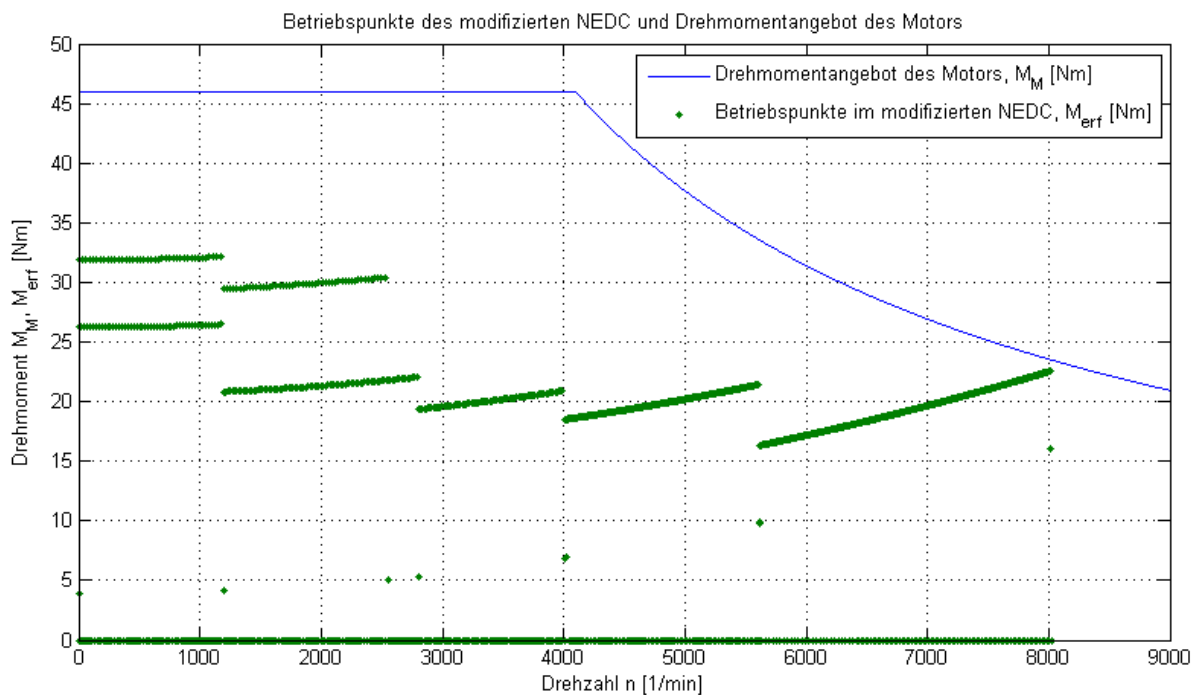


Abbildung 8.12: Betriebspunkte im NEDC-Fahrzyklus und Kennlinie des Motors. Quelle: BRUNNER, 2012

Die Simulation ergab eine tatsächlich erforderliche Nennantriebsleistung von knapp 20 kW für das Fahrzeug.

eCATS (*Computer aided Traction Simulation for Electrical Machines*) ist ein Simulationsprogramm zur Unterstützung der Auslegung einer elektrischen Antriebsmaschine und wurde am Institut für Fahrzeugtechnik entwickelt⁷⁸. Mit Hilfe dieser Software und des in Abbildung 8.11 ermittelten Nennpunkts ergeben sich die in Tabelle 8.1 angeführten technischen Spezifikationen des festgelegten Motors⁷⁹.

Tabelle 8.2: Auslegungsdaten des Motors

Auslegungsdaten des Motors			
Nennmoment	M_N	46	Nm
Nenndrehzahl	n_N	4100	1/min
Maximaldrehzahl	n_{max}	9000	1/min
Nennleistung	P_N	19.75	kW
Außendurchmesser Stator	d_{aS}	165	mm
Innendurchmesser Stator	d_{iS}	102	mm
Außendurchmesser Rotor	d_{aR}	100	mm
Innendurchmesser Rotor	d_{iR}	60	mm
Eisenlänge	l_{Fe}	110	mm
Breite des Wickel- kopfs	l_{WK}	25	mm
Gesamtmasse	M	16	kg
Überlastfaktor	K_U	1.3	
Betriebsspannung	U_N	360	V

In Abbildung 8.13 ist das Fahrzustandsschaubild für das Konzept ersichtlich. Es zeigt eine theoretische Maximalgeschwindigkeit von 110 km/h (Schnittpunkt der Kennlinie

⁷⁸ WILLBERGER, 2011

⁷⁹ BRUNNER, 2012

des Zugkraftangebots mit der Funktion des Fahrwiderstands bei 0 % Steigung), wobei der Einfluss des Schlupfs nicht berücksichtigt wurde. Eine Steigung von 20 % ist mit einer Geschwindigkeit von 40 km/h überwindbar (zu sehen am Schnittpunkt der Kennlinie des Zugkraftangebots mit der Funktion des Fahrwiderstands bei 20 % Steigung).

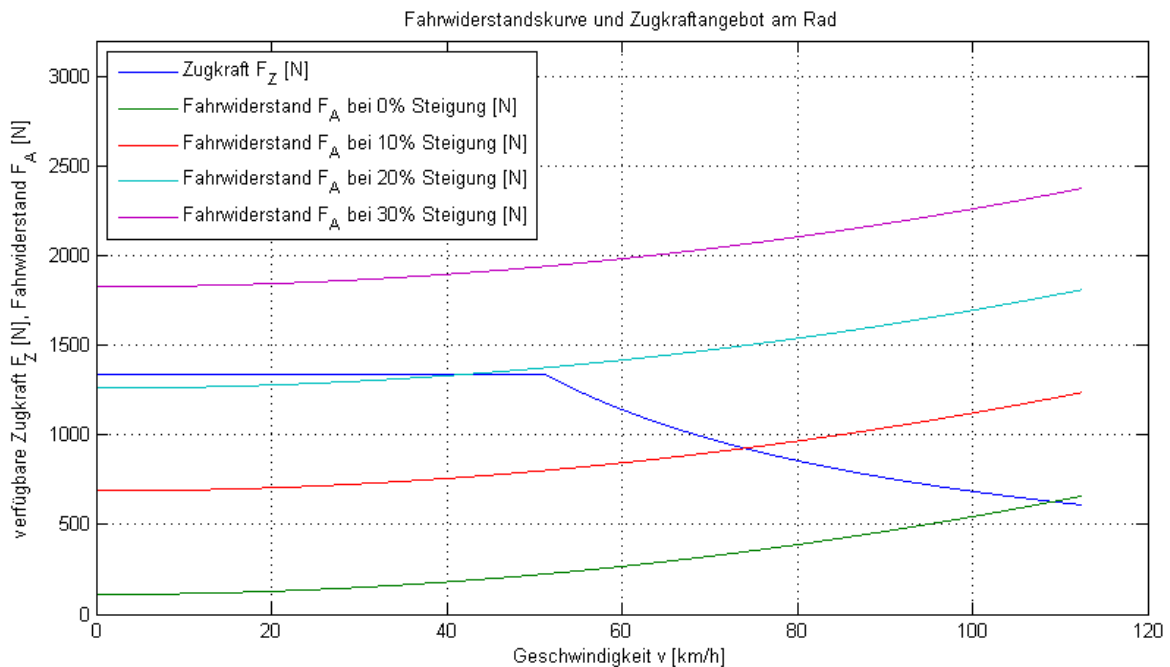


Abbildung 8.13: Fahrzustandsschaubild

Abbildung 8.14 zeigt die ermittelten Beschleunigungswerte des Fahrzeugs. Ohne Berücksichtigung eines Überlastfaktors wurde eine konstante Beschleunigung von $1,58 \frac{m}{s^2}$ während des Anfahrens gemittelt. Folgende Berechnung ergibt die Zeit für das Erreichen von 50 km/h.

$$t = \int_0^{v^{(50)}} \frac{1}{a} dv = \int_0^{13,89} \frac{1}{a} dv = 8,79 \text{ s}$$

Gl. 8.1

Darin ist t die benötigte Zeit für das Erreichen des Endwerts der Geschwindigkeit in Sekunden, a die Beschleunigung in $\frac{m}{s^2}$ und v die Geschwindigkeit des Fahrzeugs in $\frac{m}{s}$. Der Wert entspricht dem Verhalten der in der Marktanalyse angegebenen Fahrzeuge, zumal noch kein Überlastfaktor der elektrischen Maschine miteinbezogen wurde. Dieser ergibt sich erst bei der technischen Auslegung. Der Überlastfaktor kennzeichnet die Fähigkeit

der Maschine, für kurze Zeit über ihren Nennlastpunkt hinaus belastbar zu sein. Begrenzung findet der Faktor in erster Linie durch die Kühlung. Ein Faktor von

$$K_U = 1,3$$

bedeutet ein mögliches maximales Drehmoment von knapp 60 Newtonmetern für die hier eingesetzte E-Maschine. Eine errechnete mittlere Beschleunigung von $2,10 \frac{m}{s^2}$ führt zu einer Zeit von

$$t = 6,61 s$$

für das Erreichen von 50 km/h.

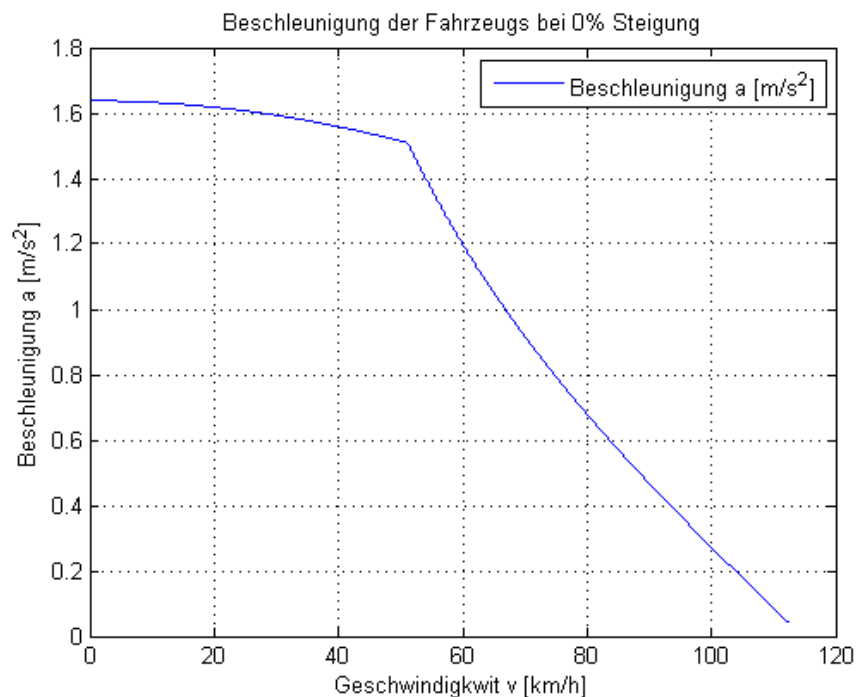


Abbildung 8.14: Beschleunigung des Fahrzeugs

Es zeigt sich also, dass bei einer dementsprechend geringen Gesamtmasse des Fahrzeugs eine Motorleistung von 20 kW für den täglichen Gebrauch durchaus ausreichend sein kann⁸⁰.

Die Simulation mittels NEDC-Fahrzyklus zeigt einen Energieverbrauch von

⁸⁰ BRUNNER, 2012 S. 26

$$b_E = 8,46 \frac{kWh}{100km}$$

für das Fahrzeugkonzept. Die Simulation des Energieverbrauchs wurde deshalb mit NEDC durchgeführt, da in diesem Zyklus aufgrund des geringeren Potentials der Reku- peration der Verbrauch etwas höher ist als im amerikanischen Standard. FTP 75

8.2 Kritische Betrachtung des Konzepts

Das Ergebnis erster Instanz wirft nun einige Fragen auf, die in dieser Arbeit geklärt wer- den sollen.

8.2.1 Grundsätzliche Eigenschaften des Mittelmotorkonzepts

Als Mittelmotor wird die Lage des Motors zwischen den Achsen bezeichnet. Das vorge- stellte Konzept trägt den Motor und die Batterie vor der Hinterachse, ist also leicht heck- lastig. Laut Reimpell & Betzler⁸¹ können sich einige Nachteile mit einem hecklastigen Konzept ergeben.

- Der Geradeauslauf ist mäßig. Um dem entgegenzuwirken, werden oft Nachlauf- winkel bis zu 8° realisiert. Bei einem Fahrzeug mit nur einem Hinterrad könnte der Geradeauslauf zunehmend verschlechtert sein.
- Seitenwindempfindlichkeit
- Indifferentes Kurvenverhalten im Grenzbereich
- Übersteuerverhalten in Kurven
- Bei Glatteis kann das Fahrzeug aufgrund geringer Belastung der Vorderräder lenkunwillig sein.
- Bei vorne liegendem Kühler müssen lange Wasserwege realisiert werden.
- Heizungsanlage mit langen Wegen für Warmwasser oder Warmluft

Vorteile wiederum ergeben sich in folgenden Punkten.

- Aufgrund der Anordnung von Motor und Batterie nahe dem Schwerpunkt ist das Gierträgheitsmoment sehr klein. Das Fahrverhalten ist sehr agil.

⁸¹ REIMPELL, et al., 2005 S. 55 ff., 429, die angegebenen Notizen sind nur ein Auszug.

- Verhältnismäßig gutes Steigungs- und Anfahrverhalten (fast unabhängig von der Beladung)
- Die Lenkung ist aufgrund geringer Vorderachslast generell leichtgängig.

Eine Simulation in Kapitel 9 soll zeigen, wie sich die Anordnung von Motor und Batterie auf das Fahrverhalten auswirkt.

8.2.2 Charakteristika eines Hinterradantriebs

Die angetriebene Achse weist ein geringeres Seitenkraftpotential als die nicht angetriebene Achse auf. Der Grund dafür ist die Eigenschaft des Reifens, nur in einer Richtung sein maximales Potential aufbringen zu können. Ein antreibendes Rad überträgt somit Kräfte sowohl in longitudinaler als auch in lateraler Richtung. Das angetriebene Rad überträgt keine Kräfte in longitudinaler Richtung. Derselbe Effekt tritt auch im Falle einer Bremsenergie rückgewinnung (Rekuperation) auf. Die Auswirkung des Antriebskonzepts auf das Steuerverhalten soll ebenfalls in Kapitel 9 geklärt werden.

8.2.3 Aufbringbare Seitenkraft der Reifen

Da es nur ein Hinterrad gibt, ist das Potential der aufbringbaren Seitenkraft an der Hinterachse geringer als an der Vorderachse. Das Seitenkraftverhältnis vorne und hinten ist nicht ausgeglichen. Es besteht die Möglichkeit des Übersteuerns in Kurven. Bei sportlichen Konzepten ist dies mitunter von Vorteil, bei für den Alltagsverkehr gedachten Fahrzeugen jedoch in der Regel unerwünscht. Das Fahrzeug könnte insbesondere auf nasser Fahrbahn sogar ins Schleudern geraten. Mittels Simulation soll in Abschnitt 9 das Steuerverhalten aufgrund des Seitenkraftverhaltens ermittelt werden.

8.2.4 Einfluss der Beladung auf das Fahrverhalten

Da der Stauraum im Frontbereich untergebracht ist, ändert sich die Last auf die Vorderachse mit der Beladung. Das leere Fahrzeug wiegt samt Fahrer (75 kg) 751 kg, bei Besetzung des Fahrzeugs mit zwei weiteren Insassen und 50 kg Gepäck im Stauraum 951 kg. Die Fahrzeuggesamtmasse nimmt um bis zu 27 % zu. Der *smart fortwo* zum Vergleich weist folgende Kennzahlen auf. Das Leergewicht mit Fahrer (75 kg) beträgt 805 kg, die höchstzulässige Gesamtmasse ist 990 kg, die Zuladung entspricht dabei der Masse von einem weiteren Insassen zu 75 kg und 110 kg Gepäck. Das Fahrzeuggewicht nimmt um bis zu 23 % zu, dies entspricht annähernd demselben Zuwachs. Die zusätzliche Masse

konzentriert sich jedoch im Fahrzeugzentrum und Heckstauraum. Das Gierträgheitsmoment sowie die Schwerpunktlage werden nicht stark beeinflusst.

Durch die Änderung der Achslasten und die Verschiebung des Schwerpunktes im Beladungszustand könnte das Fahrzeug eine vom ursprünglichen Verhalten abweichende Charakteristik im Fahrverhalten aufweisen. Auch die Lenkung ist beeinflusst. Je mehr die Vorderachse belastet ist, desto höher ist das erforderliche Lenkmoment. Eine Simulation soll deshalb das Verhalten des leeren und voll beladenen Fahrzeugs vergleichen.

Durch die Änderung der Schwerpunktlage wird auch die Seitenwindempfindlichkeit beeinflusst. Bei näher zur Vorderachse liegendem Schwerpunkt ist der Hebelarm der Windseitenkraft und damit auch die Seitenwindempfindlichkeit kleiner⁸². Durch die Zuladung wandert der Schwerpunkt im Allgemeinen auch in vertikaler Richtung. Das Fahrzeug sinkt zwar ein, der Schwerpunkt jedoch wird angehoben.

8.2.5 Schwerpunkt

Ein besonderes Kriterium bei der Auslegung von dreirädrigen Fahrzeugen ist die Schwerpunktlage. Liegt der Schwerpunkt zu hoch und zu weit hinten, könnte dies zu Problemen führen. Ein hecklastiges Fahrzeug neigt in Kurven zu Übersteuern. Auch könnte das Fahrzeug in Kurven zum Kippen neigen, im Extremfall kann dies zum Überschlag, *rollover*, führen. Die Ermittlung der Kippgrenze in Kapitel 9.4 soll prüfen, ob die Lage des Schwerpunkts negativen Einfluss auf die Sicherheit hat.

8.2.6 Radlaständerung und Wankabstützung

Beim Befahren von Kurven wirkt die Fliehkraft auf das Fahrzeug. Der Aufbau wird nach außen gedrückt und stützt sich stärker über das kurvenäußere Rad ab, das kurveninnere Rad wird entlastet. Es kommt zu einer Änderung der Radlasten. Die Radlaständerung begünstigt zwar das Untersteuern, es vermindert jedoch die maximale Kurvengrenzgeschwindigkeit, da das innere Rad früher an sein maximales Seitenkraftpotential herangebracht wird. Werden die Radlastdifferenzen zu groß, kann es zum „Raustragen“ des Fahrzeugs aus der Kurve kommen. Im Extremfall kann das kurveninnere Rad abheben. Es besteht *Rollover*-Gefahr⁸³.

Bei konventionellen PKW ist die Wankabstützung in der Regel zu 60% auf die Vorderachse und zu 40% auf die Hinterachse aufgeteilt. Bei diesem dreirädrigen Konzept erfolgt der Großteil über die Vorderachse. Erfolgt die Abstützung zum Großteil nur über

⁸² ZOMOTOR, 1991 S. 143

⁸³ MITSCHKE, et al., 2004 S. 716ff.

eine Achse, beeinflusst dies ebenfalls die höchstmögliche Kurvengrenzgeschwindigkeit⁸⁴. Eine analytische Betrachtung in Kapitel 9.4 soll die maximal mögliche Querbeschleunigung aufzeigen.

8.2.7 Position der Sitze

Durch das Schienensystem und die Batterie ist der hintere Sitz sehr hoch angeordnet. Fahrzeughöhe und Komfort des Mitfahrers (insbesondere bei Ein- und Ausstieg im eingefahrenen Zustand) sind beeinträchtigt. Ein Überdenken des Packages und eine Neuordnung des Batteriesystems können hilfreich sein, dies zu verbessern.

⁸⁴ MITSCHKE, et al., 2004 S. 715, Abb. 139.5

9 Fahrverhalten

Unter dem Begriff der Querdynamik wird das Fahrverhalten des Fahrzeugs in lateraler Richtung (seitlich) verstanden. Unter diesem Begriff werden beispielsweise das Verhalten bei Kurvenfahrt oder der Einfluss des Seitenwindes behandelt. In Kurven wirkt am Fahrzeugschwerpunkt die Fliehkraft mit der Querbeschleunigung

$$a_y = \frac{v^2}{R} \quad \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Gl. 9.1

R beschreibt den Radius der Kurve in Meter, v die aktuelle Fahrgeschwindigkeit in $\frac{m}{s}$. Um das Fahrzeug in einem stabilen Zustand halten zu können, müssen an den Rädern Seitenkräfte aufgebaut werden, um der Fliehkraft entgegenzuwirken. Dies führt zur Einstellung von Schräglaufwinkeln an den Rädern. Die Seitenkräfte wirken in Höhe der Fahrbahn, die Fliehkraft in Höhe des Schwerpunkts. Es entsteht ein Moment um die Fahrzeuglängsachse, das Wankmoment. Dieses Wankmoment führt zur Änderung der Last an den Rädern. Die Radlaständerung bewirkt durch die Relativbewegung zwischen Rad und Aufbau eine Änderung von (beispielsweise) Sturz und Vorspur. Dies hat wiederum Einfluss auf den Zusammenhang von Reifenseitenkraft und Schräglaufwinkel. Man sieht, dass eine einfache analytische Betrachtung zwischen Querbeschleunigung und den an den Rädern auftretenden Schräglaufwinkeln somit nicht möglich ist. Die Betrachtung erfolgt meist mittels numerischer Simulation oder analytischer Betrachtung an einem stark vereinfachten Fahrzeugmodell⁸⁵.

Für das betrachtete Konzept wird eine numerische Simulation an einem stark vereinfachten Modell durchgeführt. Diese soll erste Abschätzungen hinsichtlich Fahrdynamik für die frühe Auslegungsphase ermöglichen. Im Vordergrund der Untersuchungen stehen dabei die Zulässigkeit der Verwendung von nur einem Hinterrad mit denselben Dimensionen wie die der Vorderräder sowie die Änderung des Eigenlenkverhaltens und des Lenkwinkelbedarfs in Abhängigkeit vom Beladungszustand.

⁸⁵ HAKEN, 2007 S. 245

9.1 Vorzunehmende Untersuchungen

Das Fahrzeugkonzept wird vier Untersuchungen unterzogen, die im Folgenden erklärt werden.

9.1.1 Eigenlenkverhalten bzw. Steuertendenz

Das Eigenlenkverhalten beschreibt die sich bei stationärer Kurvenfahrt einstellenden Schräglaufwinkel- und Seitenkraftverhältnisse. Bei einem untersteuernden Fahrzeug ist an der Vorderachse ein größerer Schräglaufwinkel als an der Hinterachse erforderlich. Der Fahrer muss bei Kurvenfahrt mit zunehmender Querbeschleunigung das Fahrzeug durch Erhöhung des Lenkwinkels auf den gewünschten Kurs zwingen. Übersteuerndes Verhalten liegt vor, wenn bei Kurvenfahrt das Fahrzeugheck nach außen wandert, der Schräglaufwinkel an der Hinterachse also größer ist als an der Vorderachse. Der Fahrer muss hierauf reagieren, indem er den Lenkeinschlag zurücknimmt. Da ein untersteuerndes Verhalten den Erwartungen und Erfahrungsbereichen der meisten Fahrer entspricht, ist ein solches anzustreben⁸⁶. Der Fahrer hat über das Lenkrad den direkten Kontakt mit dem Fahrzeug und kann die Informationen über Lenkradmoment und Lenkradwinkel sehr schnell erfassen. Es ist daher sinnvoll, das Empfinden des Fahrers zu berücksichtigen. In der Praxis wird daher eine durch die *SAE vehicle handling committee*-Terminologie 1965 eingeführte Definition des Lenkradwinkelgradienten verwendet. Die für den stationären Zustand gültige Definition des Lenkwinkelgradienten wurde in DIN 70000 durch Einführen des Begriffs des *Eigenlenkgradienten EG* übernommen. Die Definition nach DIN 70000 lautet: „Der Eigenlenkgradient ist die Differenz zwischen dem Verhältnis des Lenkradwinkel-Querbeschleunigungsgradienten zur Gesamtlenkübersetzung und dem Ackermannwinkel-Querbeschleunigungs-Gradienten“.

$$EG = \frac{1}{i_L} \frac{d\delta_L}{da_y} - \frac{d\delta_A}{da_y} \quad \left[\frac{\text{rad}}{\frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right]$$

Gl. 9.2

Den Begriffen *untersteuernd*, *neutral* und *übersteuernd* werden Eigenlenkgradienten größer null, gleich null und kleiner null zugeordnet⁸⁷. Für diese Untersuchung erfolgt die Erfassung der Steuertendenz mittels Ermittlung des Korrekturlenkwinkel bzw. der Vergleich der mittleren Schräglaufwinkel an Vorder- und Hinterachse. Da man die Schräg-

⁸⁶ REIMPELL, et al., 2005 S. 142

⁸⁷ ZOMOTOR, 1991 S. 106 f.

laufwinkel nicht unmittelbar spüren und beeinflussen kann und da sie auch messtechnisch nur sehr schwer zu ermitteln sind, wird der Schräglaufwinkelvergleich heute kaum noch als Kriterium verwendet. Für die vorliegende Betrachtung wird jedoch der Vergleich der Schräglaufwinkel durchgeführt, da die Schräglaufwinkel direkt berechnet werden. Der Vorgang der Erfassung wird in Kapitel 9.2 erklärt. Diese Untersuchung ist insbesondere wichtig, da geklärt wird, ob die Verwendung nur eines baugleichen Hinterrads den Anforderungen genügt.

9.1.2 Einfluss der Beladung auf das Fahrverhalten

Mit der Beladung ändern sich Masse, Schwerpunktlage und Gierträgheitsmoment des Fahrzeugs, wie bereits in Kapitel 8.2.3 erwähnt wurde. Diese Größen beeinflussen das Fahrverhalten. Die Fahrzeuggesamtmasse beim vorliegenden Konzept nimmt um bis zu 27% zu. Vor allem die Vorderachse wird durch den darüber befindlichen Stauraum je nach Anforderung unterschiedlich belastet. Dies kann sich auf das Fahrverhalten auswirken. In Abschnitt 9.2 werden deswegen drei verschiedene Beladungszustände hinsichtlich ihres Verhaltens verglichen.

9.1.3 Einfluss des RWD-Antriebs auf die Steuertendenz

Ein Reifen kann sein maximales Kraftpotential nur in eine Richtung aufbauen. Bei zusätzlicher Übertragung einer Umfangskraft (Antrieb oder Bremsen - Kraft wird sowohl in longitudinale wie auch in laterale Richtung übertragen) wird das Seitenkraftpotential abgesenkt. Somit steht weniger Seitenkraftpotential an der Hinterachse als an der Vorderachse zu Verfügung. Eine einfache Betrachtung in Abschnitt 9.3 soll zeigen, ob es nötig ist, das Seitenkraftpotential an der Hinterachse zu erhöhen.

9.1.4 Kippgrenze

Die Kippgrenze beschreibt die Grenze der Querschleunigung bei Kurvenfahrt, an der das Fahrzeug den Bodenkontakt verliert und Gefahr läuft, sich zu überschlagen. Aufgrund der Aufstandsfläche ist bei dreirädrigen Konzepten die Ermittlung der Kippgrenze äußerst wichtig. In Kapitel 9.4 wird eine Berechnung zur Ermittlung der Kippgrenze durchgeführt.

Die Simulation erfolgt mittels eines im folgenden Kapitel beschriebenen vereinfachten Fahrzeugmodells in MATLAB/SIMULINK.

9.2 Lineares Einspurmodell

Das lineare Einspurmodell mit zwei Freiheitsgraden geht im Wesentlichen auf die Arbeiten von Rieker & Schunk (1940) zurück und wird heute noch in der linearen Theorie der Fahrdynamik effektiv verwendet⁸⁸. Das Fahrzeugmodell beinhaltet einige Vereinfachungen, die die Simulation erheblich erleichtern und dennoch aussagekräftige Ergebnisse liefern.

Am Reifen werden nur Querkräfte übertragen. Daher gilt dieses Modell nur für kleine Änderungen der Längsgeschwindigkeit. Voraussetzung ist also eine annähernd konstante Fahrgeschwindigkeit.

Die Schwerpunkthöhe des Fahrzeugs ist 0. Der Schwerpunkt liegt direkt in der Fahrbahnebene. Somit kommt es zu keinen Wank- und Nickbewegungen. Es entstehen keine Radlaständerungen. Die Räder einer Achse können somit in der Fahrzeugmitte zusammengefasst werden, die Spurweiten vorne und hinten sind jeweils 0⁸⁹.

$$b_v = b_h = 0$$

Gl. 9.3

Abbildung 9.1 zeigt das vereinfachte Modell.

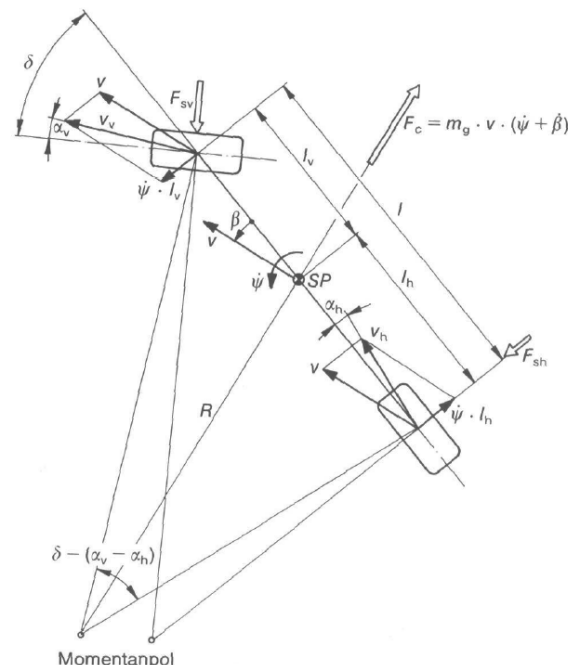


Abbildung 9.1: Einspurmodell. Quelle: ZOMOTOR, 1991 S. 99

⁸⁸ ZOMOTOR, 1991 S. 100

⁸⁹ LEX, 2010 S. 5

Formelzeichen aus Abbildung 9.1:

SP	Schwerpunkt	
l	Radstand	[m]
l_v	Abstand des Schwerpunkts zur Vorderachse	[m]
l_h	Abstand des Schwerpunkts zur Hinterachse	[m]
R	Kurvenradius	[m]
m_g	Fahrzeuggesamtmasse	[kg]
v	Fahrgeschwindigkeit	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
v_v	Geschwindigkeitsvektor an der Vorderachse	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
v_h	Geschwindigkeitsvektor an der Hinterachse	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
F_{sv}	Seitenkraft an der Vorderachse	[N]
F_{sh}	Seitenkraft an der Hinterachse	[N]
F_C	Fliehkraft	[N]
β	Schwimmwinkel	[rad]
$\dot{\beta}$	Schwimmwinkeländerung	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$
δ	Radlenkwinkel	[rad]
α_v	Schräglaufwinkel an der Vorderachse	[rad]
α_h	Schräglaufwinkel an der Hinterachse	[rad]
$\dot{\psi}$	Gierrate	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$

Die Bewegungsgleichung in Querrichtung und der Drallsatz um den Schwerpunkt für dieses System lauten

$$ma_y = F_{sv} \cos(\delta_v) + F_{sh}$$

Gl. 9.4

$$I_{ZZ}\ddot{\psi} = F_{sv} \cos(\delta_v) l_v - F_{sh} l_h$$

Gl. 9.5

Verglichen mit der verhältnismäßig großen Krümmung der Kurve und daraus folgenden kleinen Winkeln α kann das System linearisiert werden. Es gilt

$$\sin \alpha = \alpha \quad \cos \alpha = 1 .$$

Gl. 9.6

Dies gilt ebenfalls für den Schwimmwinkel und für den Radlenkwinkel.

Somit gilt für die Längsgeschwindigkeit in x-Richtung

$$v_x = v \cos \beta \approx v .$$

Gl. 9.7

Unter Einfluss einer Seitenkraft läuft ein Luftreifen um den Winkel α schräg zur Radebene⁹⁰. Die vom Reifen aufbringbare Seitenkraft ist eine Funktion des Schräglaufwinkels α und der Reifenseitensteifigkeit $c_\alpha \left[\frac{\text{N}}{\text{rad}} \right]$. Es wird lineares Verhalten der Reifenquerkraft über den Schräglaufwinkel α vorausgesetzt.

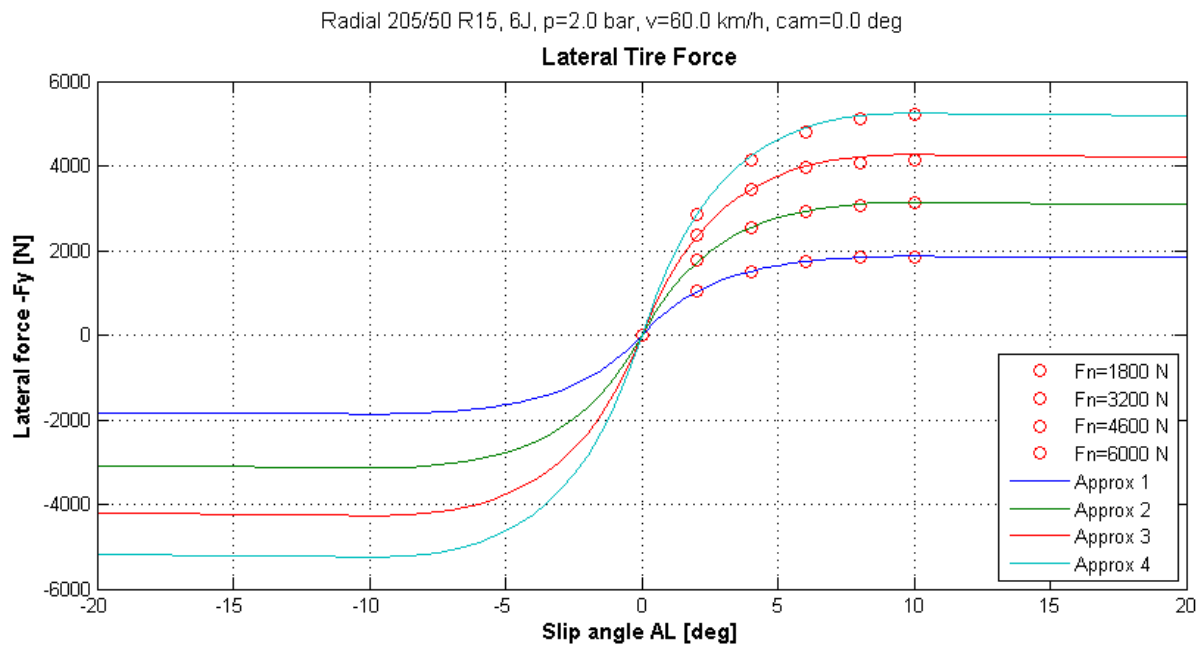
$$F_{sv} = -c_{\alpha v} \alpha_v$$

Gl. 9.8

$$F_{sh} = -c_{\alpha h} \alpha_h$$

Gl. 9.9

Abbildung 9.2 zeigt die Zulässigkeit der Annahme des linearen Verhaltens für kleine Schräglaufwinkel bis etwa 2°. Zu sehen ist ein typisches Reifenseitenkraft-Schräglaufwinkeldiagramm, ermittelt mittels institutseigener Software (TMeasy).



TMeasy tyre model 4.4.04 + STI V1.4 - Hirschberg, Rill, Weinfurter 01.02.2008
TFView 2.2 (c) 2002 W.Hirschberg

19-May-2010

Abbildung 9.2: Querkraftcharakteristik eines Reifens 205/50 R15

⁹⁰ ZOMOTOR, 1991 S. 14

Der Kurswinkel ν bezeichnet den Winkel zwischen ortsfestem Koordinatensystem und der Bewegungsrichtung des Fahrzeugs.

$$\nu = \beta + \psi$$

Gl. 9.10

Aus dem Zusammenhang in obiger Gl. 9.10 ergibt sich für die Kurswinkelgeschwindigkeit

$$\dot{\nu} = \dot{\beta} + \dot{\psi} = \frac{v_x}{R}.$$

Gl. 9.11

Die im Schwerpunkt auftretende Trägheitskraft ma_y entspricht der Fliehkraft und kann wie folgt dargestellt werden.

$$ma_y = m \frac{v_x^2}{R} = m \dot{\nu} v_x = m v_x (\dot{\beta} + \dot{\psi})$$

Gl. 9.12

Die Trägheitskraft stützt sich über die Seitenkräfte auf der Straße ab. Durch die Seitenkräfte liegt die Bewegungsrichtung des Reifens nicht mehr in der Radebene, es bauen sich Schräglaufwinkel an Vorder- und Hinterrad auf. Unter Berücksichtigung von Gl. 9.6 ergibt sich folgender Zusammenhang für die Schräglaufwinkel, auch zu sehen in Abbildung 9.3.

$$-\alpha_v = \delta_v - \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v_x}$$

Gl. 9.13

$$-\alpha_h = -\beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v_x}$$

Gl. 9.14

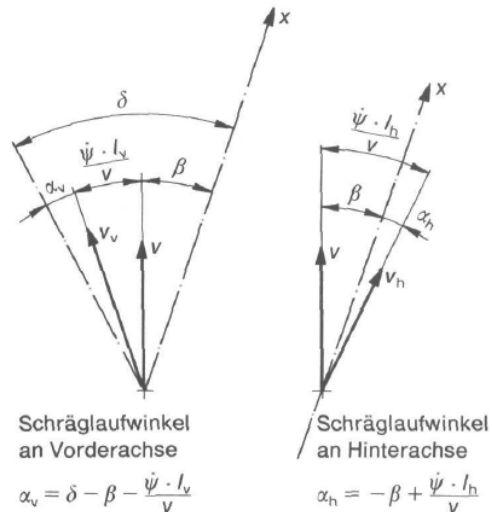


Abbildung 9.3: Herleitung der Schräglaufwinkel. Quelle: ZOMOTOR, 1991 S. 101

Formelzeichen aus Abbildung 9.3:

l_v	Abstand des Schwerpunkts zur Vorderachse	[m]
l_h	Abstand des Schwerpunkts zur Hinterachse	[m]
v	Fahrgeschwindigkeit	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
β	Schwimmwinkel	[rad]
$\dot{\beta}$	Schwimmwinkeländerung	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$
δ	Radlenkwinkel	[rad]
α_v	Schräglaufwinkel an der Vorderachse	[rad]
α_h	Schräglaufwinkel an der Hinterachse	[rad]
$\dot{\psi}$	Gierrate	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$

Somit ergeben sich unter Einsatz der Beziehungen für die Schräglaufwinkel in Gl. 9.4 und Gl. 9.5 die Bewegungsgleichungen des Systems zu

$$mv_x (\dot{\beta} + \dot{\psi}) = c_{av} \cdot \left(\delta_v - \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v_x} \right) + c_{ah} \cdot \left(-\beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v_x} \right),$$

Gl. 9.15

$$I_{ZZ} \ddot{\psi} = l_v \cdot c_{av} \cdot \left(\delta_v - \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v_x} \right) - l_h \cdot c_{ah} \cdot \left(-\beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v_x} \right),$$

Gl. 9.16

oder in der Zustandsform $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu}$

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{av} + c_{ah}}{mv_x} & \frac{-c_{av}l_v + c_{ah}l_h}{mv_x^2} \\ -\frac{c_{av}l_v + c_{ah}l_h}{I_{ZZ}} & \frac{-c_{av}l_v^2 - c_{ah}l_h^2}{I_{ZZ}v_x} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_{av}}{mv_x} \\ \frac{c_{av}l_v}{I_{ZZ}} \end{bmatrix} \cdot \delta_v \cdot$$

Gl. 9.17

Mittels Koppelplan in SIMULINK lässt sich nun der Zustandsvektor $\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}$ ermitteln, daraus können die Schräglaufwinkel und die Fahrzeugbewegung berechnet werden.

9.2.1 Das Dreirad im Einspurmodell

An der Vorderachse werden nun die beiden Räder in der Längsmittlebene zusammengefasst, während sich an der Hinterachse ohnehin nur ein Rad mittig befindet. Die Reifenseitensteifigkeit müsste demnach an der Vorderachse doppelt so hoch sein wie an der Hinterachse. Da sich jedoch die Radaufstandskraft halbiert und die Reifenseitensteifigkeit direkt proportional zu dieser ist (zu sehen als linear angenommene Steigung der Funktionen in Abbildung 9.2), gilt die Definition des Einspurmodells auch für Konzepte mit verschiedenen Radanzahlen an den Achsen. Somit ist kein direkter Unterschied im linearen Einspurmodell zwischen dreirädrigen und vierrädrigen Konzepten ersichtlich. In erster Linie konzentriert sich diese Betrachtung auf den Einfluss der Schwerpunktlage und des Gierträgheitsmoments sowie der verschiedenen Beladungszustände auf das Fahrverhalten.

9.2.2 Grenze für die lineare Betrachtung

Mitschke gibt einen Grenzwert für die lineare Betrachtung auf trockener Fahrbahn bei einem Schräglaufwinkel von etwa 3° an. Dies entspricht einer Querschleunigung von 0,4 g⁹¹. Für Normalfahrten und Fahrten von Durchschnittsfahrern gilt die lineare Betrachtung somit als zulässig. Laut Mitschke bleiben 85 % der durchschnittlichen Fahrer auf trockener Fahrbahn unter 0,45 g, auf nasser unter 0,35 g. Nur in 0,2 % einer zurückgelegten Straßenstrecke werden Werte über 0,3 g erreicht. Eine Ausnahme ist die Fahrt

⁹¹ MITSCHKE, et al., 2004 S. 36

auf Eis (Werte um 0,15 g), da hier die Kraftschlussgrenze wesentlich rascher erreicht wird, wodurch auch die Linearisierungsgrenze überschritten wird⁹².

9.2.3 Stationäre Kreisfahrt

Die stationäre Kreisfahrt bei konstanter Geschwindigkeit eignet sich zur Untersuchung des Eigenlenkverhaltens (der Unter-/Übersteuertendenz), der Schwimmwinkelcharakteristik sowie des Lenkmoments und weiteren Aufgaben wie zum Beispiel die Ermittlung der Reaktion des Fahrzeugs auf Änderung des Beladungszustands. Dabei befährt das Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit einen Kreis mit vorgegebenem Radius. Der Schwimmwinkel bleibt dabei ebenso wie die Gierrate konstant, d.h. Schwimmwinkelgeschwindigkeit und Gierwinkelbeschleunigung sind 0. Der Vorgang wird in der Regel mehrmals mit steigender Geschwindigkeit bis zum Erreichen einer Querschleunigung von 0,4g wiederholt.

Nach der dem Verfahren grundlegenden Norm ISO 4138⁹³ gibt es drei Möglichkeiten für die Durchführung des Tests.

Constant Radius

Der Standard-Radius beträgt 100 m, eine Abweichung zu größeren und kleineren Werten ist jedoch zulässig. Der empfohlene Mindestradius beträgt 40 m, das absolute Minimum bei 30 m. Zuerst erfolgt die Ermittlung des Ackermannwinkels⁹⁴ bei geringer Geschwindigkeit, daraufhin wird die Geschwindigkeit (und somit die Querschleunigung) sukzessive erhöht, bis eine Linearisierung nicht mehr möglich ist.

Constant Steering Wheel Angle

Das Fahrzeug wird bei vorgegebenem konstantem Lenkradwinkel (Steering Wheel Angle) gehalten, sodass sich ein Radius zwischen 20 und 30m ergibt. Nach Ermittlung des Ackermannwinkels werden mehrere Fahrten bei immer höher werdender Geschwindigkeit und gleich bleibendem Lenkradwinkel bis zum Erreichen der Grenzquerschleunigung durchgeführt. Gemessen wird der sich ändernde Kurvenradius.

⁹² MITSCHKE, et al., 2004 S. 560

⁹³ ISO-4138, 2004

⁹⁴ Aufgrund geometrischer Zusammenhänge benötigter Lenkwinkelbedarf zum Befahren einer Kurve mit bestimmtem Radius R bei verschwindend geringer Querschleunigung (Schräglaufwinkel $\alpha = 0$), $\delta_A \approx \frac{l_v + l_h}{R}$. HIRSCHBERG, et al., 2010 S. 62

Constant Speed

Bei gleichbleibender Geschwindigkeit (im Standard 100 km/h) wird der Kurvenradius durch verschiedene Lenkwinkel geändert. Es werden mehrere Fahrten mit einem Inkrementschritt von $0,5 \frac{m}{s^2}$ der Querbeschleunigung durchgeführt.

9.2.3.1 Vorgang der Simulation

In dieser Untersuchung wird der Test bei konstantem Radius durchgeführt. Die Simulation wird mit einer immer größer werdenden Längsgeschwindigkeit mit einem Inkrementschritt von 5 km/h bis zum Erreichen der Grenzquerbeschleunigung von 0,4 g bei 72 km/h wiederholt. Der konstante Kurvenradius beträgt 100 Meter. Dabei werden die Simulationsergebnisse während der einzelnen Fahrten gespeichert und für eine spätere Auswertung zusammengeführt. Für die Feststellung der Steuertendenz wird der Radlenkwinkel ermittelt. Der für die Kurshaltung auf der Kreisbahn mit vorgegebenem Radius R nötige Radlenkwinkel δ_v setzt sich aus zwei Termen zusammen.

$$\delta_v = \frac{l_v + l_h}{R} + \frac{mv_x^2}{R(l_v + l_h)} \left(\frac{l_h}{c_{\alpha v}} - \frac{l_v}{c_{\alpha h}} \right)$$

Gl. 9.18

Der erste Term beschreibt den Ackermann-Lenkwinkel. Er definiert den Zusammenhang zwischen Radstand und Kurvenradius bei schräglaufwinkel- und somit querkraftfreiem Lauf (bei sehr kleinen Geschwindigkeiten). Der zweite Teil wird *Eigenlenkbedarf* oder *Korrekturlenkwinkel* $\Delta\delta$ genannt und beinhaltet den Einfluss der Querbeschleunigung und der Reifenseitensteifigkeit auf den Lenkwinkelbedarf. Er entscheidet über die Steuertendenz des Fahrzeugs^{95 96}:

$\Delta\delta = 0$	neutral	$\alpha_v = \alpha_h$
$\Delta\delta > 0$	untersteuernd	$\alpha_v > \alpha_h$
$\Delta\delta < 0$	übersteuernd	$\alpha_v < \alpha_h$

⁹⁵ LEX, 2010 S. 12

⁹⁶ HIRSCHBERG, et al., 2010 S. 62

Durch Vergleich der Schräglaufwinkel lässt sich somit eine Aussage über die Stabilität des Fahrzeugs treffen. Es folgen die Ermittlung von Kreisfahrwerten und ein Vergleich mit in der Literatur⁹⁷ angegebenen Werten.

9.2.3.2 Werte für die Simulation

Nach der Konstruktion und Zuweisung von Materialeigenschaften in CATIA V5 war es möglich, aus dem Grobkonzept folgende in Tabelle 9.1 zusammengefasste Werte zu bestimmen. Die Gesamtmasse beinhaltet die Masse des Fahrers, diese wurde mit 75 kg angenommen. Auch der Schwerpunkt wurde unter Einbeziehung eines Fahrers ermittelt.

Tabelle 9.1: Aus CATIA V5 gemessene Werte für das leere Fahrzeug

Messungen aus CATIA V5			
Gesamtmasse	m	751	kg
Gierträgheitsmoment	I_{zz}	554	kgm
Schwerpunktlage	l_v	1353	mm
	l_h	1147	mm
	z_{COG}	466	mm

Auffallend ist das verhältnismäßig kleine Gierträgheitsmoment um die Hochachse. Das liegt daran, dass sich einerseits ein Großteil der Masse (Batterie, Motor, ...) nahe am Schwerpunkt befindet und andererseits die Konstruktion in CATIA V5 keine ausgewiesene Struktur der Karosserie aufweist. Als Vergleichswert seien Angaben aus der Literatur genannt. Laut Mitsche & Wallentowitz liegt das Gierträgheitsmoment üblicher PKW zwischen 850 und 2600 kgm²⁹⁸.

Weitere für die Simulation benötigte Werte werden der Literatur entnommen und im Folgenden beschrieben.

Abbildung 9.4 zeigt typische Kennwerte eines Reifens, wie Seitenkraft, Rückstellmoment oder Reifennachlauf bei verschiedenen Radlasten und Schräglaufwinkeln. Durch dieses Diagramm ist es möglich, einige zusätzliche Werte für die Simulation zu ermitteln. Während der Auslegung des Antriebs wurde die Reifendimension festgelegt⁹⁹. Tabelle 9.2 zeigt die Spezifikationen.

⁹⁷ MITSCHKE, et al., 2004 S. 565

⁹⁸ MITSCHKE, et al., 2004 S. 555

⁹⁹ BRUNNER, 2012

Tabelle 9.2: Kennwerte des ausgewählten Reifens

Reifenkennwerte		135/80 R13	
Außendurchmesser	d_a	550	mm
Statischer Reifenhalmmesser	r_{stat}	249	mm
Dynamischer Reifenhalmmesser	r_{dyn}	265	mm

Aufgrund fehlender Daten des zuvor gewählten Reifens kleinerer Dimension (135/80 R13) wird im Folgenden das unten stehende verwendet.

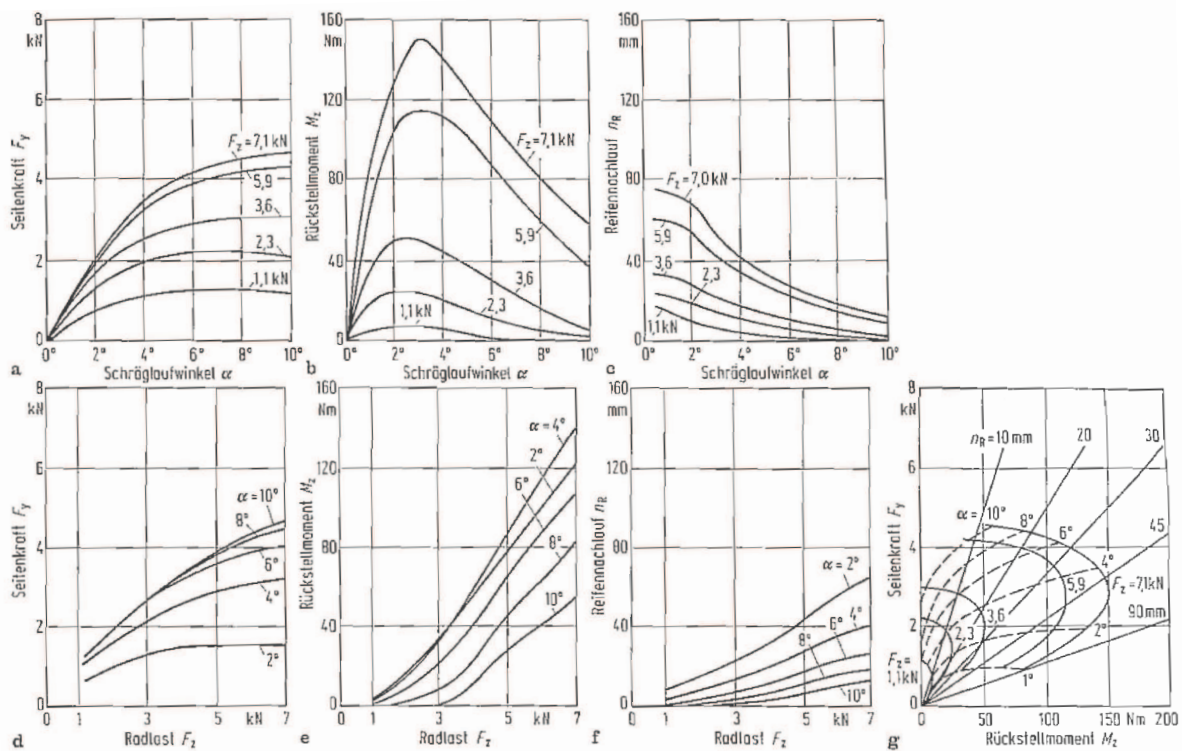


Abbildung 9.4: Reifeneigenschaften 175/70 R13, Felge: 5 1/2 J x 13, Luftdruck: 2,1 bar, Sturz: 0°. Quelle: MITSCHKE, et al., 2004 S. 32

Der Reifenseitenkraftbeiwert $c_{\alpha R}$ gibt Aufschluss über den Zusammenhang zwischen aufbringbarer Seitenkraft des Reifens und dem Schräglaufwinkel. Meist wird er durch Messung und Abgleich in einem Reifenmodell ermittelt. Für diese Betrachtung werden für Vorder- und Hinterachse die Seitenkraftbeiwerte mit

$$c_{\alpha Rv} = 43000 \frac{N}{rad}$$

$$c_{\alpha Rh} = 50000 \frac{N}{rad}$$

festgelegt. Der höhere Wert für die hintere Achse beruht auf der höheren Achslast. Die Annahme basiert auf dem in Abbildung 9.4 gezeigten Reifendiagramm aus der Literatur¹⁰⁰. Unten stehende Grafik, Abbildung 9.5, zeigt die genannten Werte als Mittelwert für heutige PKW-Reifen.

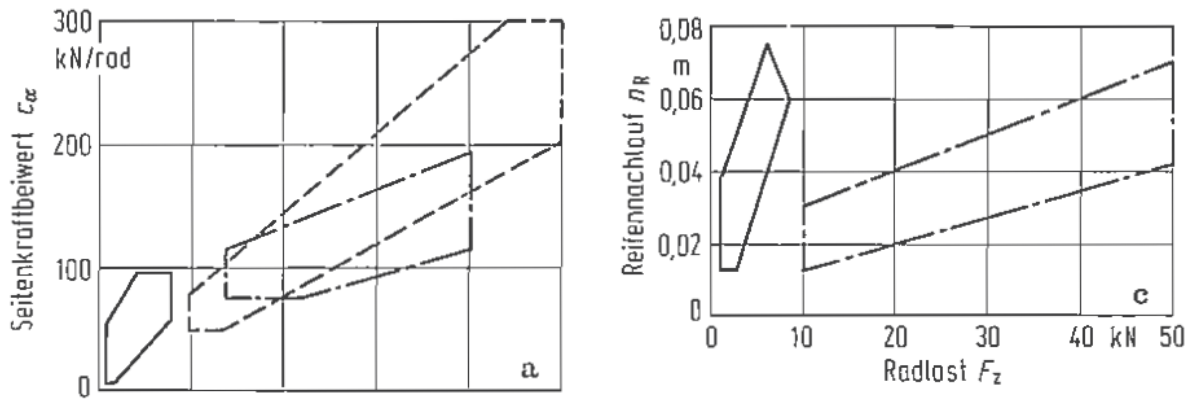


Abbildung 9.5: Wertebereich für Reifenseitensteifigkeit und Reifennachlauf von PKW-Reifen (durchgezogene Linie) und LKW-Reifen (radial: strichlierte Linie, diagonal: strichpunktete Linie). Quelle: MITSCHKE, et al., 2004 S. 37

Der Reifennachlauf beschreibt die Strecke zwischen Radmittelebene und Angriffspunkt der Seitenkraft am Rad (Abbildung 9.6). Der Versatz der Seitenkraft beruht auf der asymmetrischen Kraftverteilung im Reifenlatsch und bewirkt das Rückstellmoment.

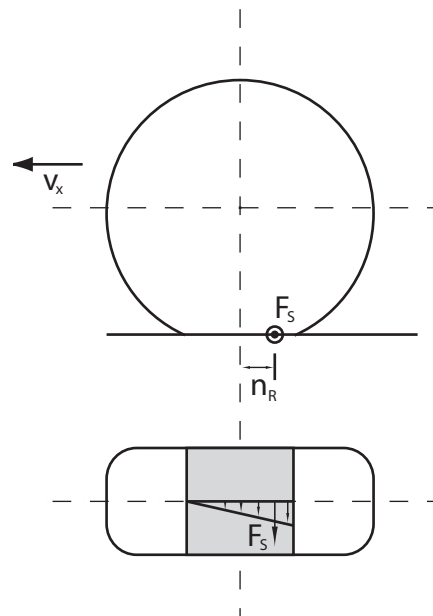


Abbildung 9.6: Reifennachlauf

¹⁰⁰ MITSCHKE, et al., 2004 S. 32

Nach Haken gibt es einen theoretischen Ansatz für die Reifennachlaufstrecke bei kleinen Schräglaufwinkeln¹⁰¹.

$$n_R = \frac{1}{6} l_{\text{Latsch}}$$

Gl. 9.19

Bei einem Reifen der Dimension 135/80 R13 mit einem dynamischen Reifenhalmmesser von 265 mm lässt sich eine Latschlänge von etwa 290 mm abschätzen. Dies führt zu einem Wert für den Reifennachlauf von etwa 48 mm. Auch dieser Wert liegt im Mittelfeld der aus der Literatur bekannten Angaben (siehe Abbildung 9.5). Abbildung 9.4 zeigt einen Wert von etwa 35 mm für einen Reifen der Dimension 175/70 R13 und eine Radlast von 3400 N. Es wird ein Mittelwert von

$$n_R = 40 \text{ mm}$$

angenommen.

Der konstruktive Nachlauf n_K ist der Abstand zwischen Radaufstandspunkt und Durchstoßpunkt der Spreizachse in der Fahrbahnebene. Mit zunehmender Länge des Nachlaufs wird das Reifenrückstellmoment verstärkt. Zwar ist der Geradeauslauf verbessert, die Lenkung wird jedoch erschwert. Deshalb sollte bei Fahrzeugen ohne Hilfskraftlenkung der konstruktive Nachlauf nicht allzu groß sein¹⁰². Typische Werte für PKW liegen im Bereich zwischen 1 und 27 mm¹⁰³. Gewählt wurde der konstruktive Nachlauf mit

$$n_K = 15 \text{ mm.}$$

Der Gesamtnachlauf setzt sich aus konstruktivem Nachlauf und Reifennachlauf zusammen.

$$n_v = n_K + n_R$$

Gl. 9.20

Die Lenkungssteifigkeit C_L beschreibt die Steifigkeit der gesamten Lenkung (Lenkgestänge, Lenkgetriebe, Lenkwelle, Befestigungen an der Karosserie). Je weicher die Len-

¹⁰¹ HAKEN, 2007 S. 48

¹⁰² HAKEN, 2007 S. 91

¹⁰³ MITSCHKE, et al., 2004 S. 552

kung und je größer n_K ausgeführt wird, desto mehr Lenkwinkel ist erforderlich. Als Richtwert kann ein Verhältnis zwischen Lenkungssteifigkeit und Vorderachslast gelten, welches laut Literatur üblicherweise zwischen 0,9 und 4,1 liegt¹⁰⁴. Bei einer statischen Vorderachslast F_{ZV} von rund 3380 N¹⁰⁵ bedeutet dies einen Wert für C_L zwischen 3,4 und $13,8 \frac{kNm}{rad}$. Gewählt wurde mit

$$C_L = 6 \frac{kNm}{rad}$$

ein eher kleinerer Wert, da eine weichere Lenkung das Untersteuern begünstigt. Je größer C_L ist, desto weniger Schräglaufwinkel baut sich an der Vorderachse auf und desto geringer ist der Lenkwinkelbedarf. Ein Zielkonflikt besteht hier jedoch in dem Wunsch nach untersteuerndem Verhalten.

Die Gesamtsteifigkeit der Vorderachse $c'_{v\alpha}$ errechnet sich somit als eine Hintereinanderschaltung der Reifenseitensteifigkeit und der auf den Gesamtnachlauf bezogenen Lenkungssteifigkeit¹⁰⁶.

$$c'_{v\alpha} = \frac{c_{\alpha v}}{1 + \frac{c_{\alpha v} \cdot n_v}{C_L}}$$

Gl. 9.21

Die Lenkübersetzung beschreibt das Verhältnis zwischen Lenkradwinkel und Radlenkwinkel. Je höher der Wert ist, desto weniger Lenkradwinkel ist nötig, um das Fahrzeug auf Kurs zu bringen oder halten. Dies ist vorteilhaft in Situationen mit niedrigen Geschwindigkeiten wie Rangieren oder Parken, jedoch schlecht bei hohen Geschwindigkeiten, da das Fahrzeug empfindlich auf geringe Lenkradbewegungen reagiert. In der Praxis wird deshalb eine variable Übersetzung verwendet. Bei kleineren Lenkwinkeln ist eine höhere Übersetzung vorgesehen. Bei hohen Geschwindigkeiten reagiert das Fahrzeug weniger empfindlich auf beispielsweise ungewollte Steuermanöver bei hohen Geschwindigkeiten. Bei hohem Lenkwinkelbedarf (Rangieren oder Einparken) verringert sich die Übersetzung, damit der Lenkaufwand nicht den Fahrkomfort beeinträchtigt. In dieser Untersuchung ist der Bereich nahe der Nullstellung wichtig, da nur kleine Rad-

¹⁰⁴ MITSCHKE, et al., 2004 S. 552

¹⁰⁵ Die hier verwendete Achslast beruht auf einer späteren Berechnung der Achslasten mittels MATHCAD. Die Berechnung befindet sich im Anhang.

¹⁰⁶ MITSCHKE, et al., 2004 S. 555

lenkwinkel betrachtet werden. Als Richtwert gilt eine Übersetzung zwischen 16 und 22¹⁰⁷. Es wird eine Übersetzung von

$$i_L = 19$$

nahe der Nullstellung festgelegt. Eine variable Lenkübersetzung wird in dieser Simulation nicht berücksichtigt.

Ein letzter wichtiger Punkt ist der Zusammenhang zwischen Lenkradwinkel und Radlenkwinkel. Gl. 9.22 liefert diesen¹⁰⁸.

$$\delta_L = i_L \cdot \left[\delta_v + \frac{(F_{yvl} + F_{yvr})(n_K + n_R)}{C_L} \right]$$

Gl. 9.22

Die Beziehung zwischen Radlenkwinkel δ_v und Lenkradwinkel δ_L ist also nicht nur durch die Lenkübersetzung i_L festgelegt, sondern auch durch das Rückstellmoment an den Vorderrädern und die Lenkungssteifigkeit beeinflusst. Der zweite Term in der Klammer beschreibt das zusätzlich aufzubringende Lenkmoment in Abhängigkeit von der Lenkungssteifigkeit. Ein Test bei einer Querbeschleunigung von 0,4 g zeigt einen zusätzlichen Lenkwinkelbedarf aufgrund der Lenkelastizität von

$$i_L \cdot \frac{(F_{yvl} + F_{yvr})(n_K + n_R)}{C_L} \approx 8,4^\circ.$$

Für die Simulation wird dieser Term aufgrund der Vereinfachung der Berechnung dennoch vernachlässigt, da die Elastizität der Lenkung das Untersteuerverhalten begünstigt (es ist mehr Lenkwinkel nötig) und nicht negativ beeinflusst. In der Auflistung der Ergebnisse wird nochmals darauf hingewiesen. Die Beziehung zwischen Lenkradwinkel und Radlenkwinkel vereinfacht sich somit zu

$$\delta_L = i_L \cdot \delta_v$$

Gl. 9.23

¹⁰⁷ MITSCHKE, et al., 2004 S. 552

¹⁰⁸ MITSCHKE, et al., 2004 S. 551

Die Lenkungssteifigkeit wird demnach nicht im Lenkwinkelbedarf berücksichtigt, wohl aber in der Gesamtschräglaufsteifigkeit der Vorderachse.

9.2.3.3 Ergebnisse

Nach Festlegung aller nötigen Beziehungen und Eingangswerte wird die Simulation mittels MATLAB/SIMULINK durchgeführt. Im Folgenden werden die Ergebnisse gezeigt.

9.2.3.3.1 Steuerverhalten des leeren Fahrzeugs

Zunächst wird der Fahrzustand bei einer Grenzquerbeschleunigung von $4 \frac{m}{s^2}$ untersucht. Abbildung 9.7 zeigt den nötigen Lenkwinkelbedarf zum Befahren eines Kreises mit einem Radius von 100 m. Die dabei erreichte Fahrgeschwindigkeit beträgt 72 km/h.

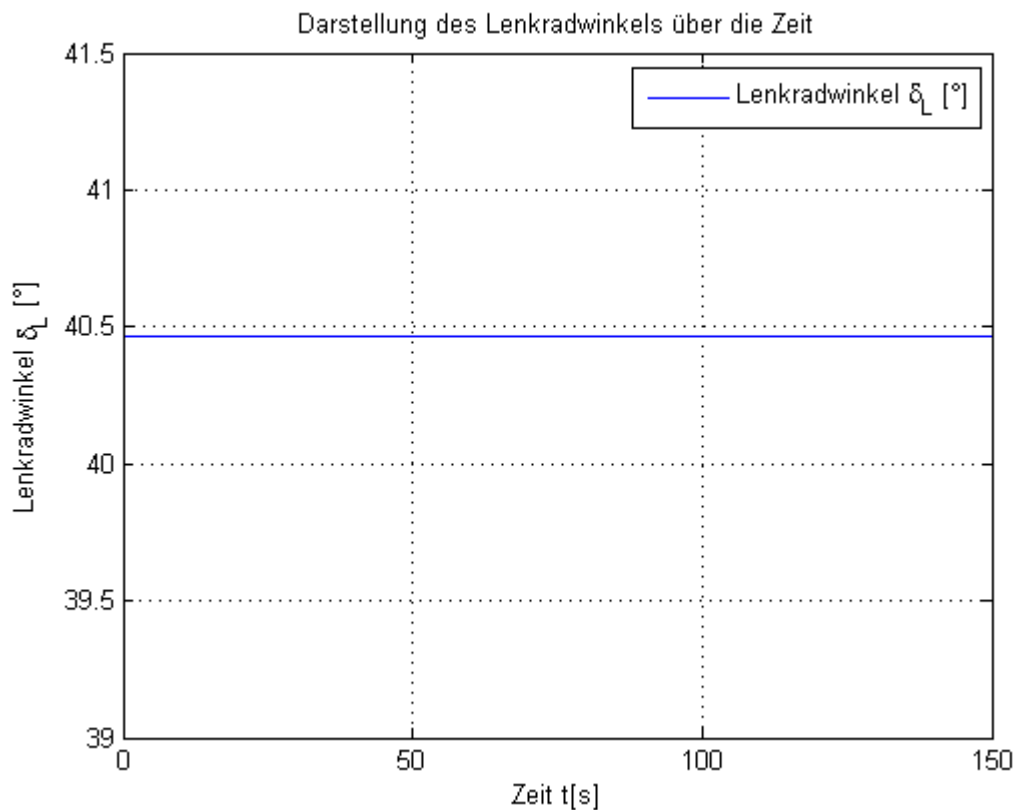


Abbildung 9.7: Lenkwinkelbedarf. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{zz} = 554 \text{ kgm}^2$, $I_v = 1353 \text{ mm}$.

In Abbildung 9.8 ist die Kreisbahn mit einem Radius von 100 m zu erkennen.

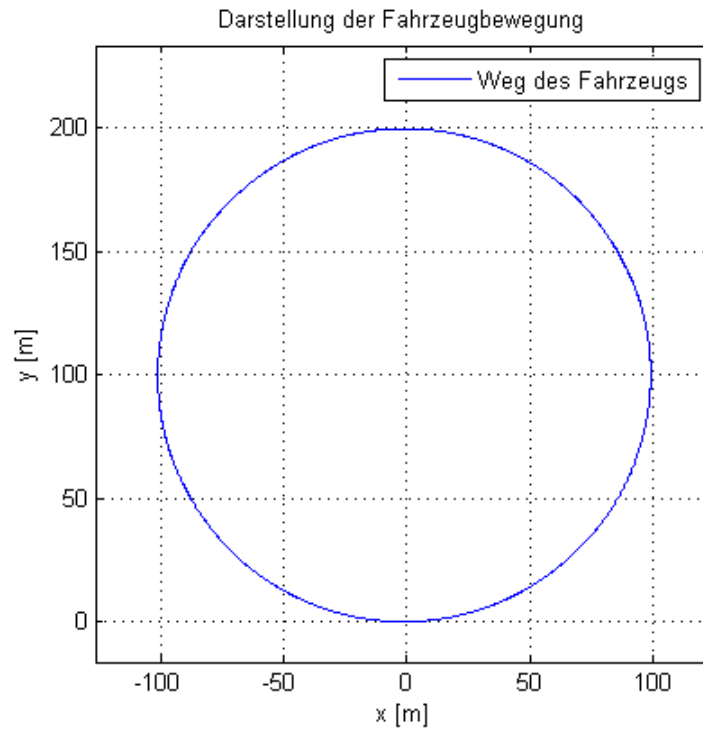


Abbildung 9.8: Weg des Fahrzeugs, Kreisbahn, $R = 100$ m. Leeres Fahrzeug, $m = 751$ kg, $I_{zz} = 554$ kgm², $l_v = 1353$ mm.

Zur Kontrolle wurde die erreichte Querbeschleunigung aufgezeichnet (Abbildung 9.9), um zu garantieren, dass der für die lineare Betrachtung gültige Bereich nicht überschritten wird.

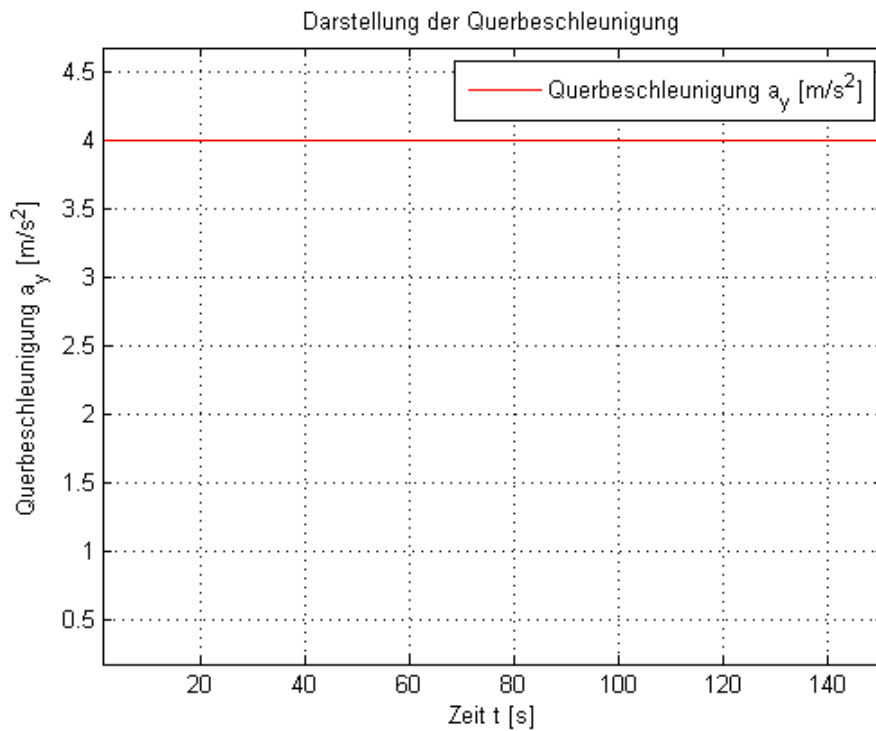


Abbildung 9.9: Kontrolle der Querbeschleunigung. Leeres Fahrzeug, $m = 751$ kg, $I_{zz} = 554$ kgm², $l_v = 1353$ mm.

Abbildung 9.10 zeigt die eingestellten Schräglaufwinkel an Vorder- und Hinterachse. Man erkennt den größeren Schräglaufwinkel an der Vorderachse und somit eine positive Schräglaufwinkeldifferenz. Je größer α_v gegenüber α_h ist, desto mehr neigt das Fahrzeug zum Untersteuern. Der größere Schräglaufwinkel an der Vorderachse lässt sich auf die weichere gesamte Schräglaufsteifigkeit zurückführen, in der die Lenkungssteifigkeit C_L einfließt.

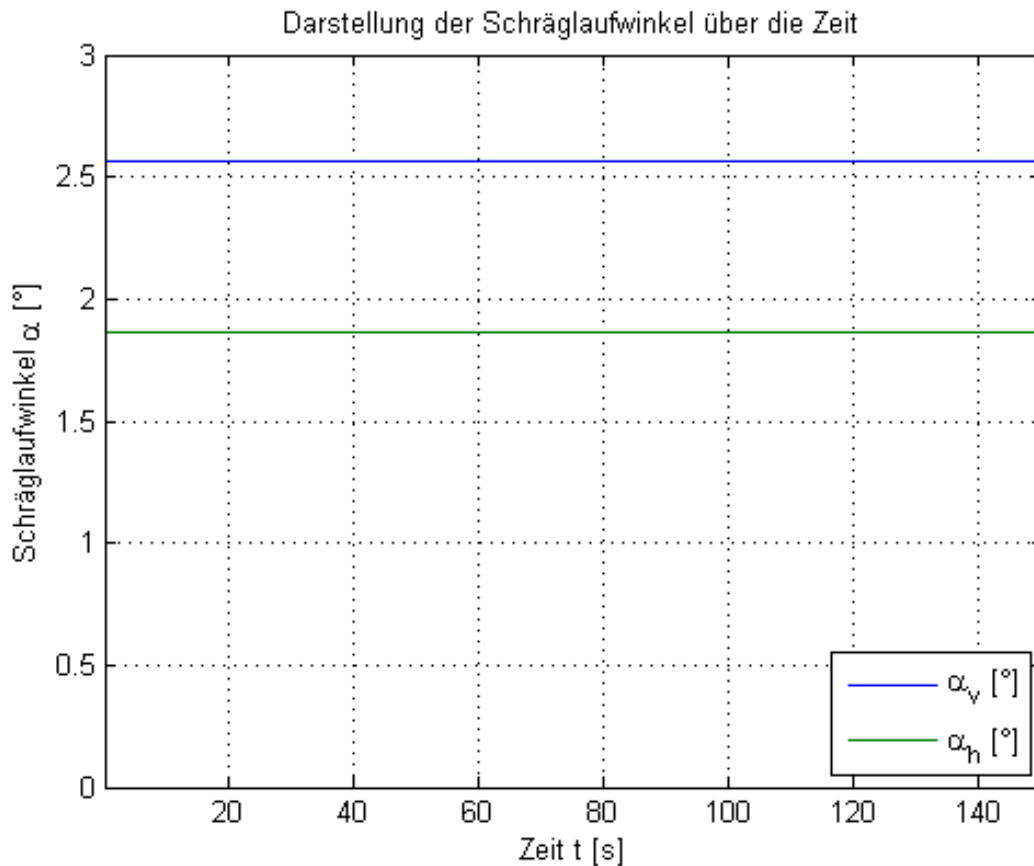


Abbildung 9.10: Schräglaufwinkel an Vorder- und Hinterrad. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{zz} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$.

Abbildung 9.11 zeigt den Verlauf von Schwimmwinkel und Gierwinkelgeschwindigkeit. Des Weiteren sind Gierbeschleunigung und Schwimmwinkelgeschwindigkeit dargestellt. Da die konstante Kreisfahrt eine konstante Gierrate und einen konstanten Schwimmwinkel voraussetzt, sind letztere erwähnte Werte gleich Null¹⁰⁹. Der Schwimmwinkel liegt bei etwa $-1,21^\circ$.

¹⁰⁹ Vereinfachungen des linearen Einspurmodells bei stationärer Kreisfahrt, LEX, 2010 S. 11

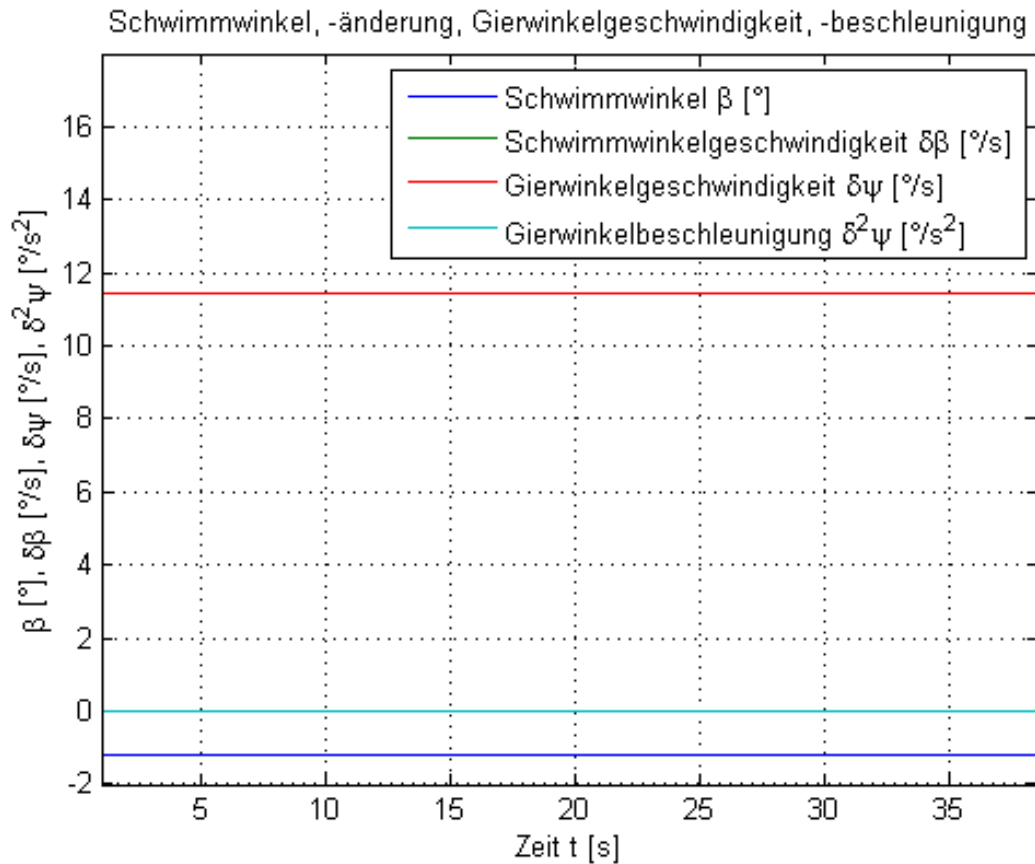


Abbildung 9.11: Schwimmwinkel, Schwimmwinkeländerung, Gierwinkelgeschwindigkeit und Gierwinkelbeschleunigung. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{zz} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$.

Das Fahrzeug weist also untersteuerndes Verhalten auf.

$$\Delta\delta > 0$$

Dies wurde jedoch nur durch die Konstruktion einer weichen Lenkung erzielt. Dadurch kommt es zur Einstellung eines größeren Schräglaufwinkels an der Vorderachse. Das untersteuernde Verhalten wird durch den zusätzlichen Lenkwinkelaufwand aufgrund der Lenkelastizität verstärkt.

9.2.3.3.2 Darstellung der Kreisfahrwerte

Während mehrmaliger Durchführung der Simulation bei immer höher werdender Längsgeschwindigkeit wurden die Werte für erreichte Querbeschleunigung a_y , Gierrate $\ddot{\psi}$, Schwimmwinkel β und Lenkradwinkel δ_L erfasst und für eine spätere Zusammenführung gespeichert. Mit diesen Daten lassen sich einige so genannte Kreisfahrwerte (nur

von Konstruktionsparametern und der Fahrgeschwindigkeit abhängige Werte¹¹⁰⁾ bestimmen.

Abbildung 9.12 zeigt den Lenkwinkelbedarf am Lenkrad über der Querbeschleunigung a_y . Der Lenkwinkelgradient $\frac{d\delta_L}{da_y}$ liegt bei einem Wert von 3,33. Vergleichbare Werte in der Literatur liegen bei 2,3 bis 7,8 für frontbetriebene PKW und bei 2,5 bis 7,3 für PKW mit Heckantrieb¹¹¹.

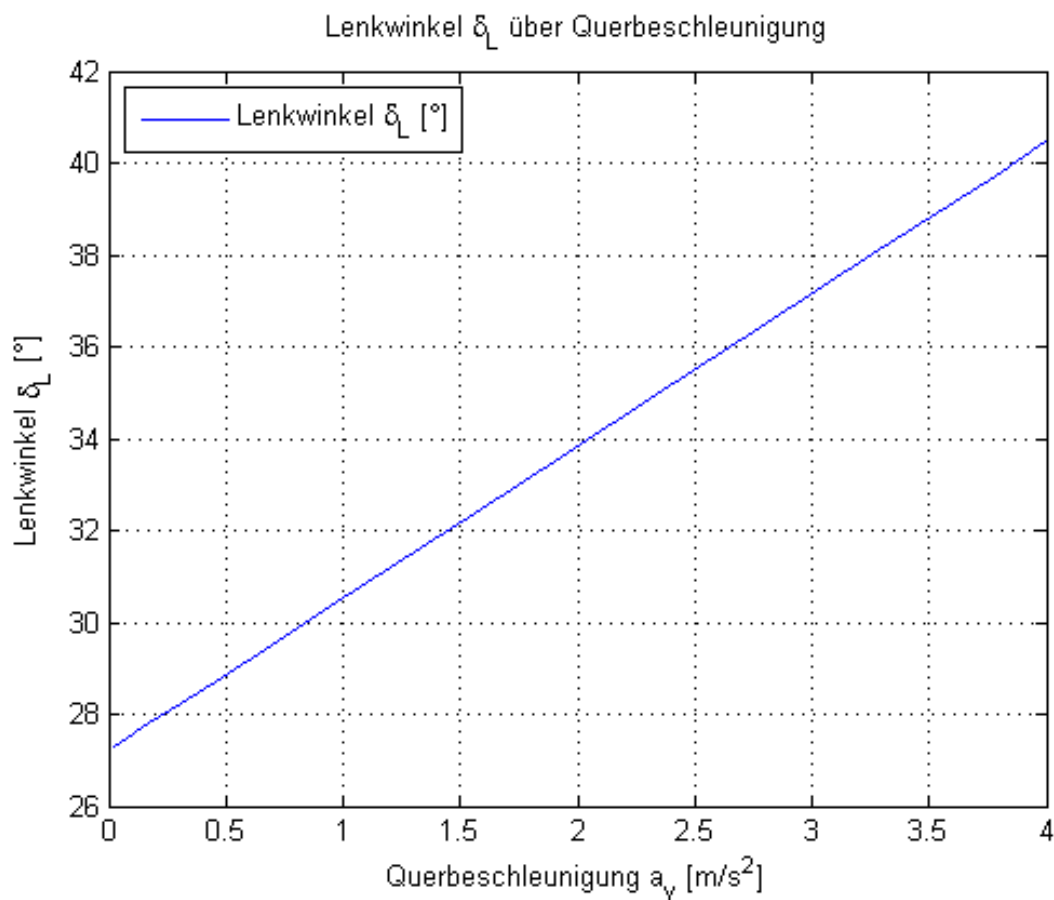


Abbildung 9.12: Lenkwinkelbedarf δ_L in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung a_y . Leeres Fahrzeug, $m = 751$ kg, $I_{zz} = 554$ kgm^2 , $l_v = 1353$ mm.

Der Kreisfahrwert $\frac{\delta\Psi}{\delta_L}$, dargestellt in Abbildung 9.13, gibt Auskunft über die Antwort des Fahrzeugs auf den Lenkradwinkel. Je höher der Wert, desto empfindlicher reagiert das Fahrzeug auf den Lenkeinschlag. Aufgrund des geringen Gierträgheitsmoments reagiert das Fahrzeug empfindlicher auf Einflüsse, was einerseits für hohe Agilität spricht, andererseits jedoch die Fahrbarkeit beeinträchtigen kann.

¹¹⁰ MITSCHKE, et al., 2004 S. 561

¹¹¹ MITSCHKE, et al., 2004 S. 573

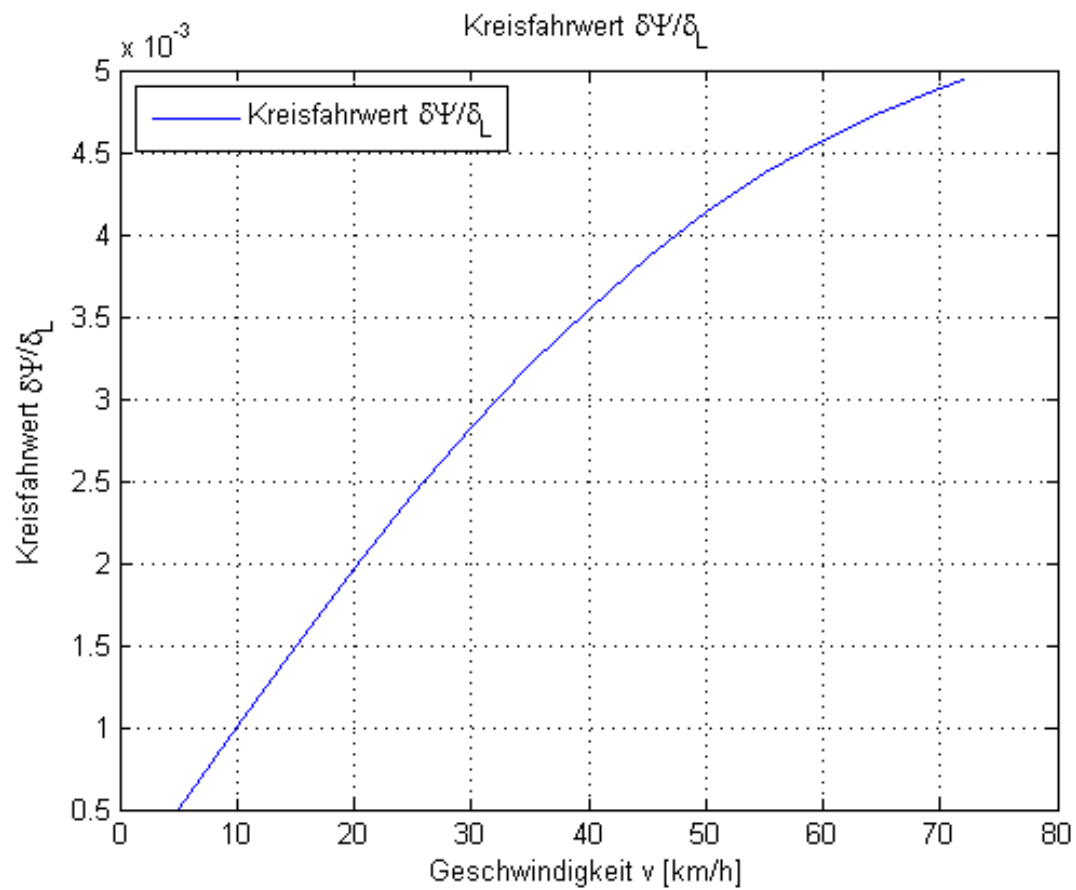


Abbildung 9.13: Kreisfahrwert $\frac{\delta\Psi}{\delta\delta_L}$ in Abhängigkeit der Geschwindigkeit. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{zz} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$.

In Abbildung 9.14 ist der Verlauf des Schwimmwinkels über der Querbeschleunigung dargestellt. Abbildung 9.15 wiederum setzt diesen in ein Verhältnis zum Lenkradwinkel. Die Darstellung erfolgt in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit.

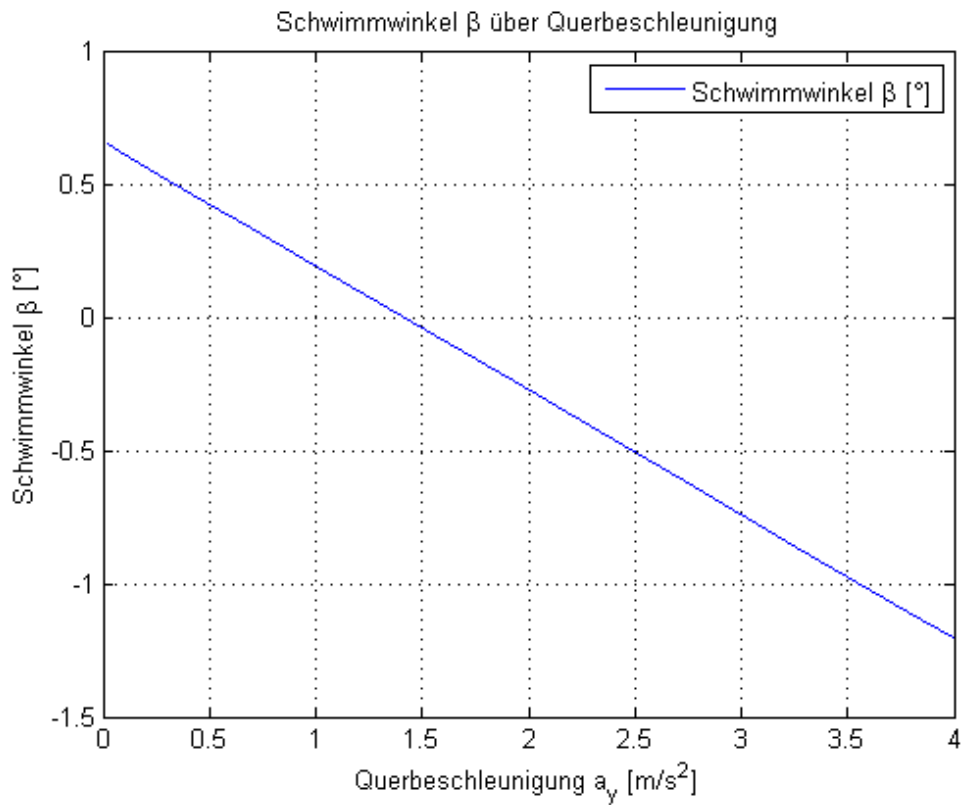


Abbildung 9.14: Schwimmwinkel in Abhängigkeit der Querbeschleunigung. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{zz} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$.

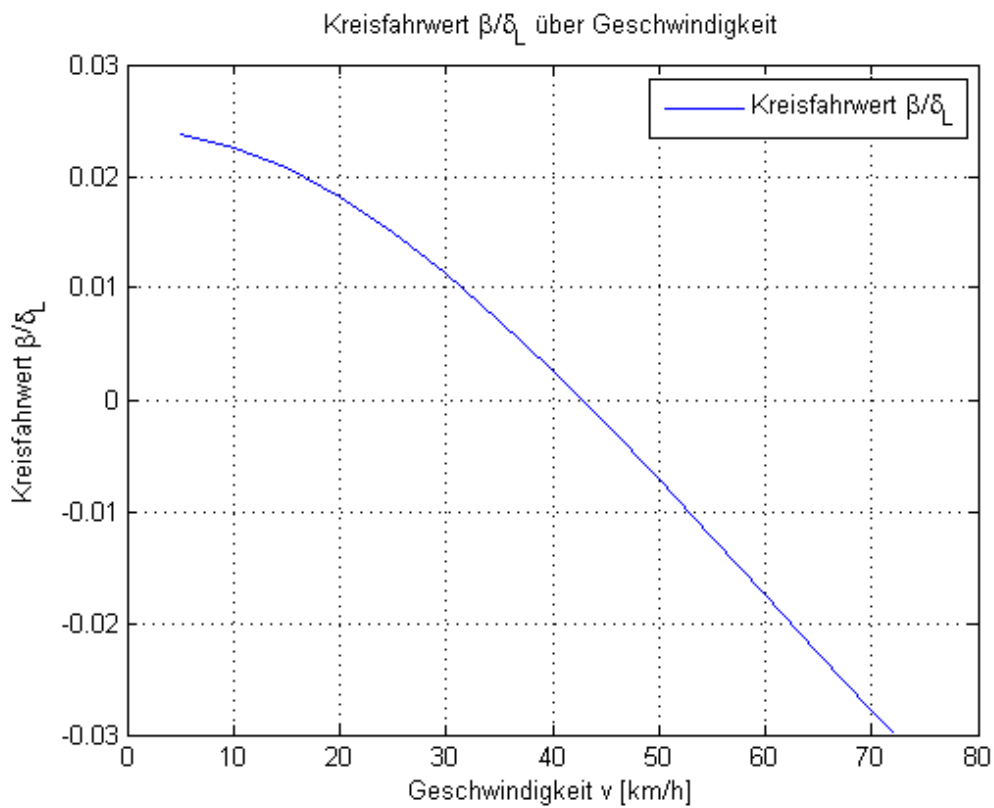


Abbildung 9.15: Kreisfahrwert $\frac{\beta}{\delta_L}$ in Abhängigkeit der Geschwindigkeit. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{zz} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$.

In Abbildung 9.16 sind für den Vergleich Werte aus der Literatur¹¹² angegeben. Der Lenkwinkelbedarf ist bei kleiner Querbeschleunigung gering, was bei niedrigen Geschwindigkeiten das Manövrieren erleichtert. Der Anstieg folgt dem Bereich der meisten Messwerte. Die Steigung des Kreisfahrwerts $\frac{\dot{\psi}}{\delta_L}$ ist relativ hoch, was auf das kleine Gierträgheitsmoment zurückzuführen ist. Eine teilweise Anpassung sollte konstruktiv durch exzentrische Anordnung der Massen erfolgen. Die Werte für den Schwimmwinkel verlaufen im Bereich der Messwerte im Vergleichsdiagramm. Dasselbe gilt für den Kreisfahrwert $\frac{\beta}{\delta_L}$.

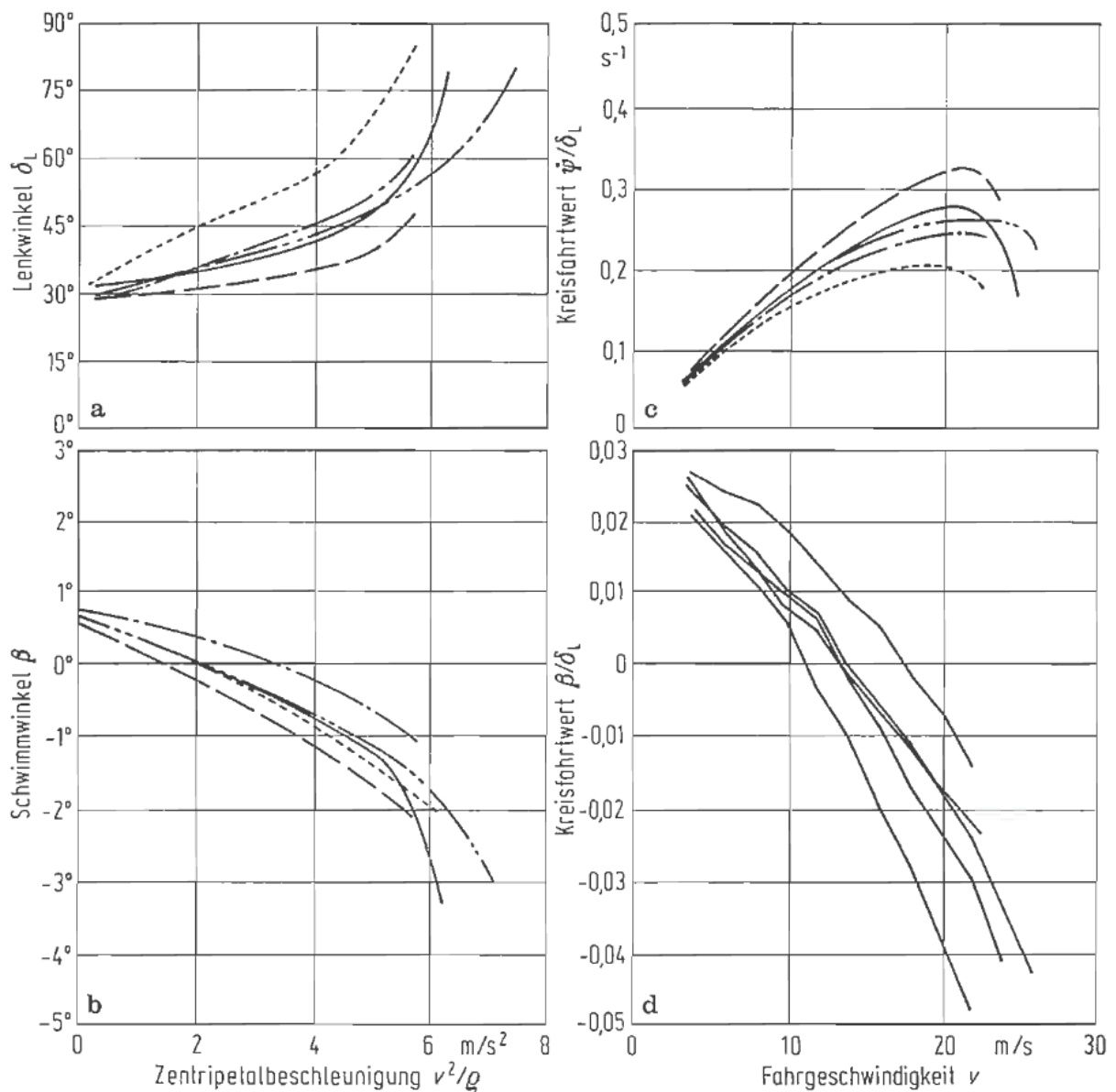


Abbildung 9.16: Messergebnisse von fünf frontangetriebenen PKW ($m \approx 1000$ kg) bei stationärer Kreisfahrt ($R = 100$ m) und trockener Fahrbahn. Quelle: MITSCHKE, et al., 2004 S. 565.

¹¹² MITSCHKE, et al., 2004 S. 565

9.2.3.3.3 Vergleich verschiedener Beladungszustände

Um die Auswirkung der Zuladung zu untersuchen, wurden zwei weitere Szenarien inszeniert:

Voll beladenes Fahrzeug

Das vollbeladene Fahrzeug mit drei Insassen zu je 75 kg und 50 kg Gepäck im Stauraum. Tabelle 9.3 zeigt die in CATIA V5 ermittelten Konstruktionsparameter.

Tabelle 9.3: Aus CATIA V5 gemessene Werte für das voll beladene Fahrzeug: Bei der Schwerpunkthöhe wurde nicht die Einfederung des Fahrzeugs berücksichtigt.

Szenario voll beladenes Fahrzeug			
Gesamtmasse	m	948,5	kg
Gierträgheitsmoment	I_{zz}	656,275	kgm^2
Schwerpunktlage	l_v	1302	mm
	l_h	1198	mm
	z_{COG}	492,5	mm

Die Beladung verursacht eine Änderung der Schwerpunktlage. Mit Lageänderung des Schwerpunkts verändern sich die Achslasten und damit die Seitenkraftbeiwerte c_{α}^{113} . Diese müssen somit neu bestimmt werden. Hierzu werden wiederum eine Berechnung mittels MATHCAD und Abbildung 9.4 herangezogen.

$$c_{\alpha Rv} = 52000 \frac{N}{rad}$$

$$c_{\alpha Rh} = 53000 \frac{N}{rad}$$

Beladener Stauraum

Nur der Fahrer befindet sich in der Kabine, zusätzlich sind 50 kg Gepäck im Stauraum untergebracht (Tabelle 9.4).

¹¹³ MITSCHKE, et al., 2004 S. 582

Tabelle 9.4: Aus CATIA V5 gemessene Werte für das voll beladene Fahrzeug mit Fahrer, ohne Mitfahrer: Bei der Schwerpunkthöhe wurde nicht die Einfederung des Fahrzeugs berücksichtigt.

Szenario beladener Stauraum			
Gesamtmasse	m	798	kg
Gierträgheitsmoment	I_{zz}	631	kgm^2
Schwerpunktlage	l_v	1302	mm
	l_h	1198	mm
	z_{COG}	460,5	mm

Die Seitenkraftbeiwerte liegen bei

$$c_{\alpha Rv} = 50000 \frac{N}{rad}$$

$$c_{\alpha Rh} = 50000 \frac{N}{rad}$$

Auffallend ist hierbei, dass sich die Lage des Schwerpunkts bei den beiden Szenarien nur in der Höhe und nicht in longitudinaler Richtung ändert. Der Grund ist die Balance zwischen Beifahrer- und Fondsitz.

Die Änderungen von Masse, Gierträgheitsmoment und Schwerpunktlage bewirken nun eine Änderung des Fahrverhaltens. Deshalb werden im Folgenden die drei Zustände verglichen. Dargestellt werden wiederum Schräglaufwinkel und Kreisfahrwerte. Abbildung 9.17 zeigt die an Vorder- und Hinterachse eingestellten Schräglaufwinkel des voll beladenen Fahrzeugs mit drei Insassen, während in Abbildung 9.18 der Bedarf bei Zuladung nur im Stauraum zu sehen ist.

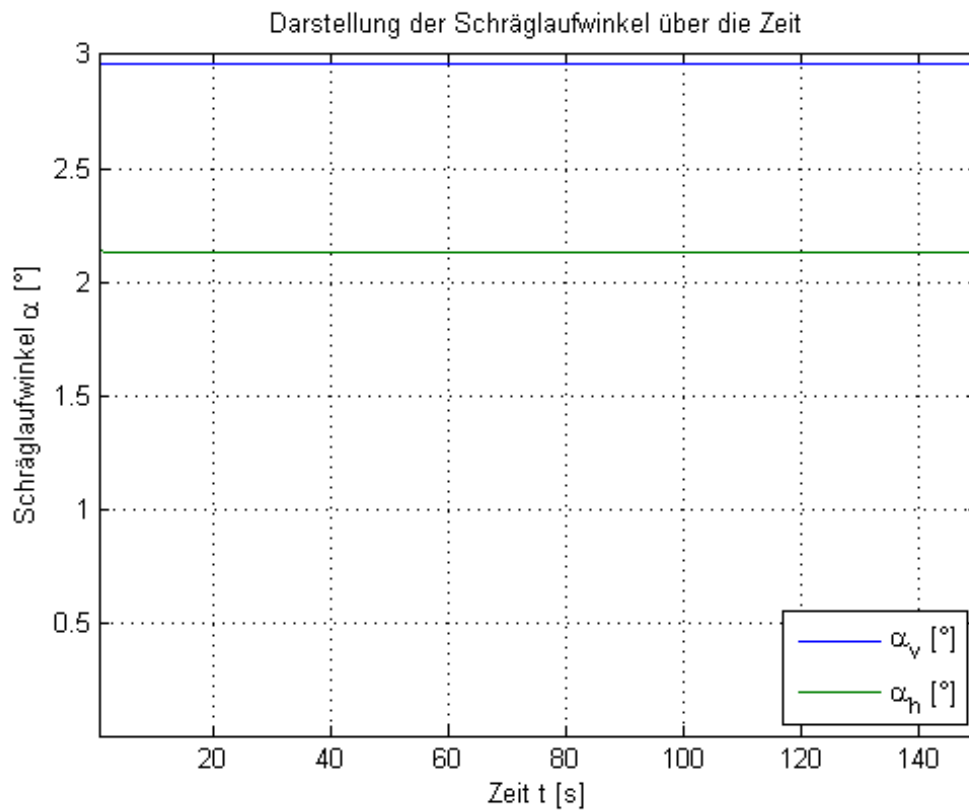


Abbildung 9.17: Schräglaufwinkel des voll beladenen Fahrzeugs. $m = 948,5 \text{ kg}$, $I_{zz} = 656 \text{ kgm}^2$, $I_v = 1302 \text{ mm}$.

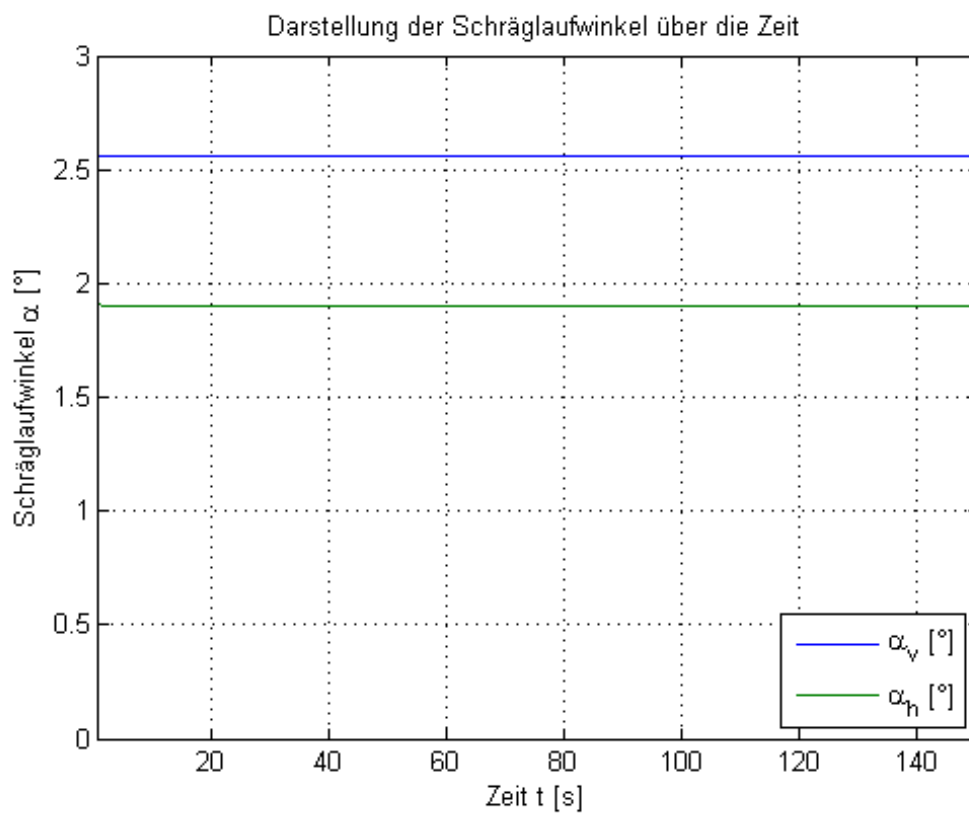


Abbildung 9.18: Schräglaufwinkel, Zuladung nur im Stauraum. $m = 798 \text{ kg}$, $I_{zz} = 631 \text{ kgm}^2$, $I_v = 1302 \text{ mm}$.

Es zeigt sich ein größerer Schräglaufwinkel im voll beladenen Zustand und somit eine höhere Untersteuertendenz. Der größere vordere Schräglaufwinkel des voll beladenen gegenüber dem leeren Fahrzeug beruht auf dem vorgelagerten Schwerpunkt. Die höhere Schräglaufwinkeldifferenz begünstigt das Eigenlenkverhalten. Abbildung 9.19 zeigt die Unterschiede im Lenkwinkelbedarf der verschiedenen Beladungszustände. Für das leere Fahrzeug ist ein geringerer Lenkradeinschlag nötig als im voll beladenen Zustand. Auffallend ist der geringere Lenkwinkelbedarf bei alleiniger Beladung des Stauraums im Frontbereich. Der vorgelagerte Schwerpunkt erzielt zwar das Gegenteil, aufgrund der (durch höhere Vertikallast) höheren Reifenseitensteifigkeit an der Vorderachse jedoch ist der Lenkwinkelbedarf bei beladenem Fahrzeug etwas geringer als mit leerem Stauraum.

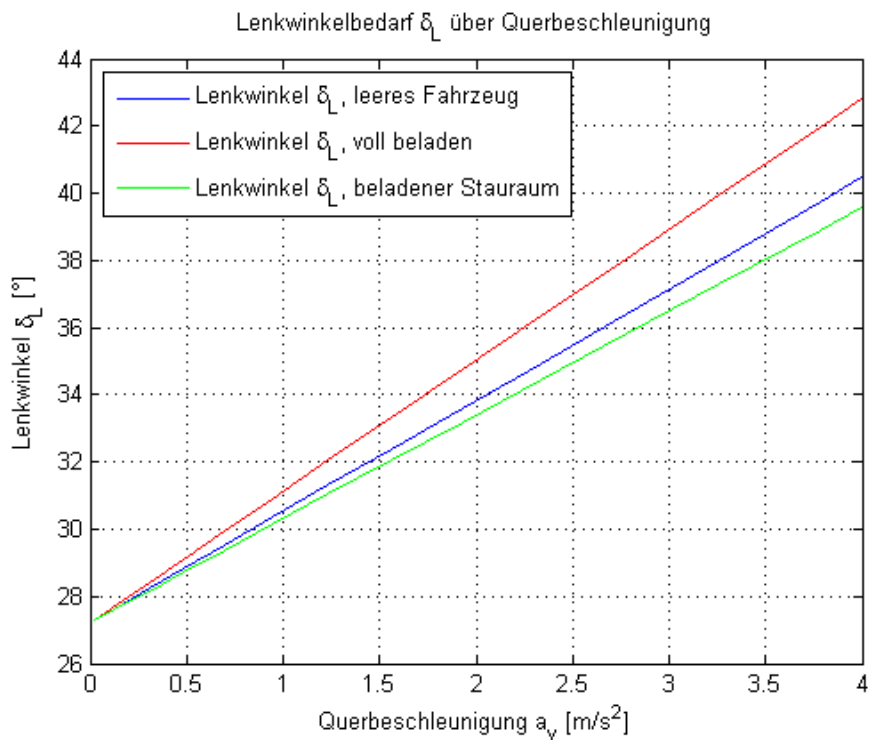


Abbildung 9.19: Lenkwinkelbedarf δ_L in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung a_y . Vergleich der Beladungszustände.

Der Kreisfahrwert $\frac{\psi}{\delta_L}$ (Abbildung 9.20) beschreibt die Antwort des Fahrzeugs auf den Lenkradwinkel. Je höher der Wert, desto empfindlicher reagiert das Fahrzeug auf den Lenkeinschlag. Der Einfluss der Beladung lässt das Fahrzeug etwas schwerfälliger erscheinen, ist jedoch verhältnismäßig gering.

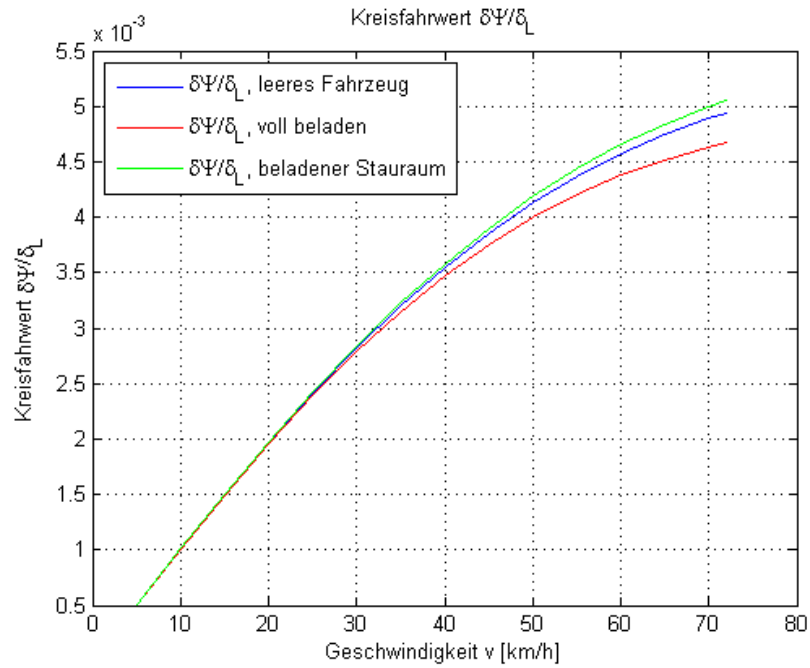


Abbildung 9.20: Kreisfahrwert $\frac{\delta\Psi}{\delta_L}$ in Abhängigkeit der Geschwindigkeit. Vergleich der Beladungszustände.

Abbildung 9.21 zeigt die sich einstellenden Schwimmwinkel bei den einzelnen Beladungszuständen. Der Einfluss der Beladung ist gering, was dem Ziel entspricht, Änderungen des Fahrverhaltens durch eine Beladung möglichst klein zu halten.

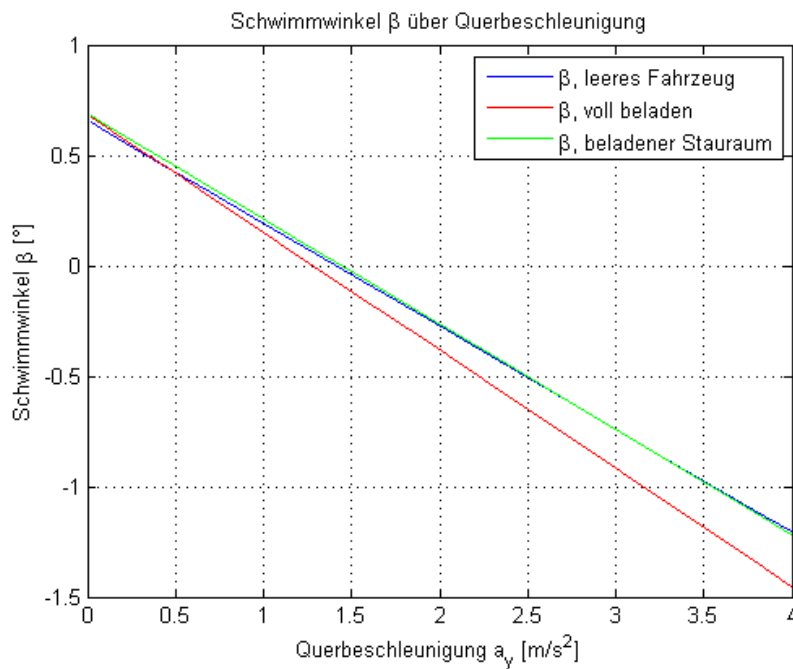


Abbildung 9.21: Schwimmwinkel in Abhängigkeit der Querbeschleunigung. Vergleich der Beladungszustände

Der Kreisfahrwert $\frac{\beta}{\delta_L}$ gibt das Verhältnis von Schwimmwinkel zu Lenkradwinkel an. In Abbildung 9.22 ist dieser für die drei Beladungsvarianten in Abhängigkeit der Geschwindigkeit dargestellt. Es zeigt sich eine geringe Abhängigkeit vom Beladungszustand.

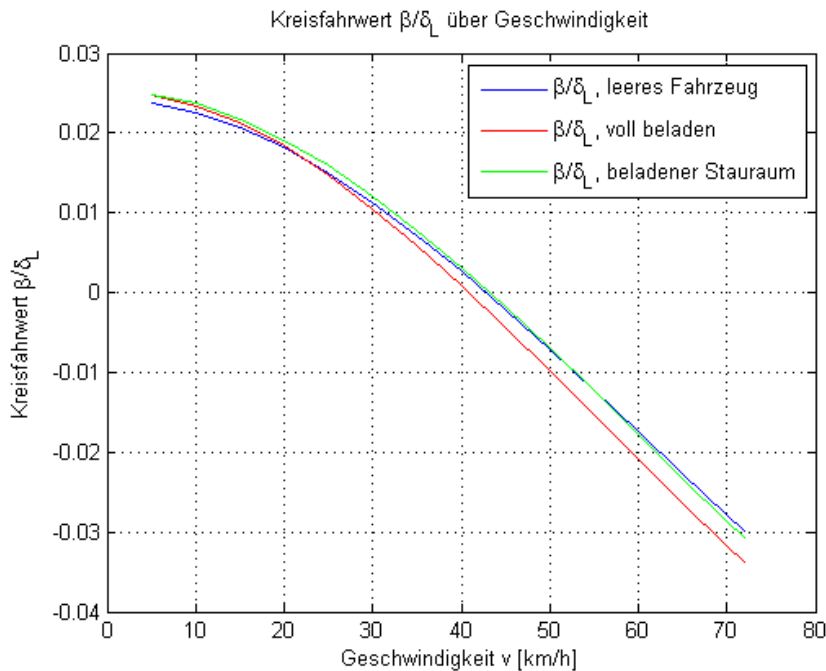


Abbildung 9.22: Kreisfahrwert $\frac{\beta}{\delta_L}$ in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit. Vergleich der Beladungszustände.

Es kann also bei Platzieren des Stauraums über der Vorderachse und einer Beladung, die dem Anwenderprofil eines herkömmlichen PKW-Nutzers entspricht von einem geringen Einfluss der Beladung auf das Steuerverhalten ausgegangen werden.

9.2.4 Dynamisches Verhalten

Zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens eines Fahrzeugs empfiehlt es sich, das Fahrzeug als Übertragungsfunktion zu betrachten. Am Eingang des Systems wird eine bestimmte Zeitfunktion aufgebracht. Der zeitliche Verlauf der Ausgangsgröße gibt Auskunft über das Systemverhalten. Die Eingangsfunktion ist in diesem Fall eine Lenkwinkelfunktion. In der Fahrzeuguntersuchung werden als Testfunktionen der Lenkwinkelsprung, der Dreieckimpuls, die stochastische und die harmonische Anregung am Lenkrad verwendet¹¹⁴. In dieser Untersuchung wird der Lenkwinkelsprung angewendet. Der

¹¹⁴ ZOMOTOR, 1991 S. 117

Grenzwert für die Querbeschleunigung liegt wiederum bei $4 \frac{m}{s^2}$, der Grenze für die lineare Betrachtung. Die grundlegende Norm für die Durchführung des Tests ist ISO 7401¹¹⁵. Durch Vorgabe eines Lenkwinkelsprungs wird das Übertragungsverhalten eines Fahrzeugs, welches von der Geradeausfahrt in eine konstante Kreisbahn wechselt, untersucht.

9.2.4.1 Vorgang der Simulation

Die Längsgeschwindigkeit v wird nach Standardvorgabe aus ISO 7401 konstant auf 80km/h gehalten. Im Realfall ist es nicht möglich, das Lenkrad augenblicklich von der Nulllage aus in die Endposition zu bringen. Daher wird eine Rampenfunktion herangezogen. Der sprunghafte Anstieg des Lenkradwinkels weicht einer linearen Funktion, bis der Lenkradwinkel seinen vorgegebenen Endwert erreicht. Der Endwert wird so gewählt, dass die Grenze der Querbeschleunigung von $4 \frac{m}{s^2}$ nicht überschritten wird. In diesem Fall beträgt der Lenkwinkel 35° . In Abbildung 9.23 ist die Eingangsfunktion dargestellt.

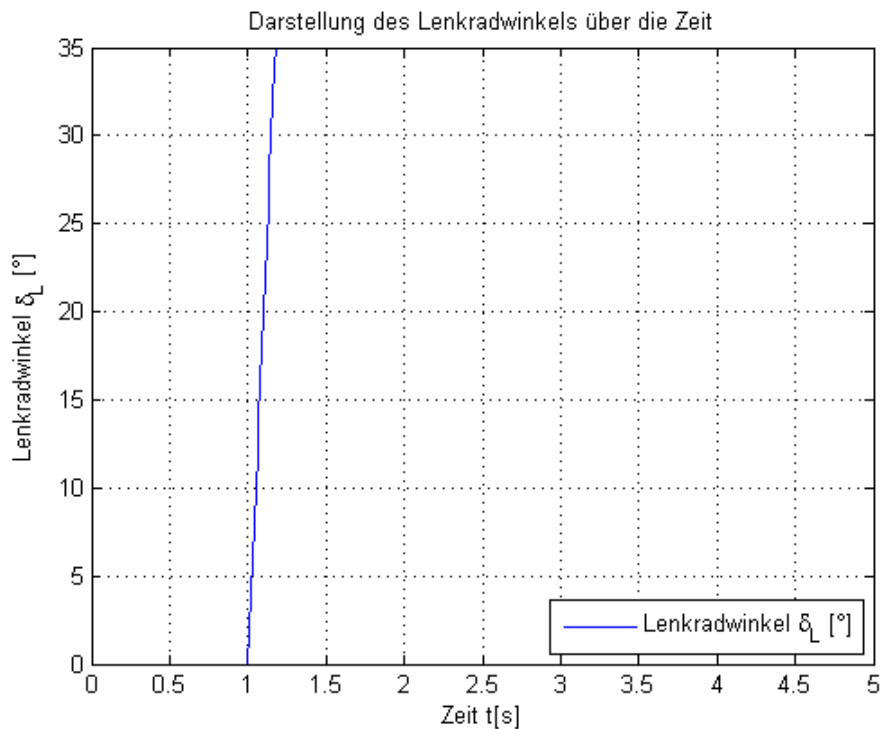


Abbildung 9.23: Darstellung der Lenkwinkelfunktion als Eingangsfunktion. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{zz} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$.

Abbildung 9.24 zeigt die auftretende Querbeschleunigung bei diesem Fahrmanöver.

¹¹⁵ ISO-7401, 2004

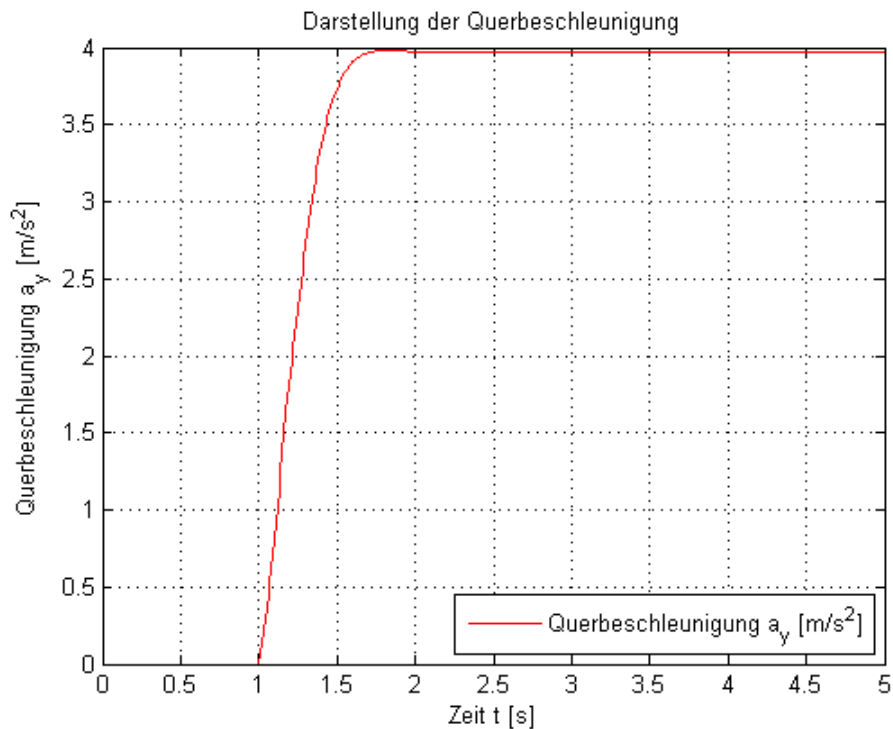


Abbildung 9.24: Darstellung der Querbeschleunigung. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{zz} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$.

Nach Vorgabe der Eingangsfunktion wird der Zustandsvektor mittels Koppelplan in SIMULINK errechnet und zur weiteren Analyse in MATLAB zur Verfügung gestellt. Es folgt die Ermittlung einiger im Folgenden beschriebenen Fahrzeugkennwerte. Abschließend folgt ein Vergleich der Kennwerte mit Werten aus der Literatur¹¹⁶.

9.2.4.2 Werte für die Simulation

Es gelten dieselben Konstruktionsparameter und Beziehungen wie bei der Simulation der stationären Kreisfahrt.

¹¹⁶ MITSCHKE, et al., 2004 S. 600

9.2.4.3 Ergebnisse

In Abbildung 9.25 ist der Weg des Fahrzeugs dargestellt. Einer anfänglichen Geradeausfahrt folgt nach gut 30 m der Lenkwinkelschlag. Das Fahrzeug wechselt auf eine konstante Kreisfahrt.

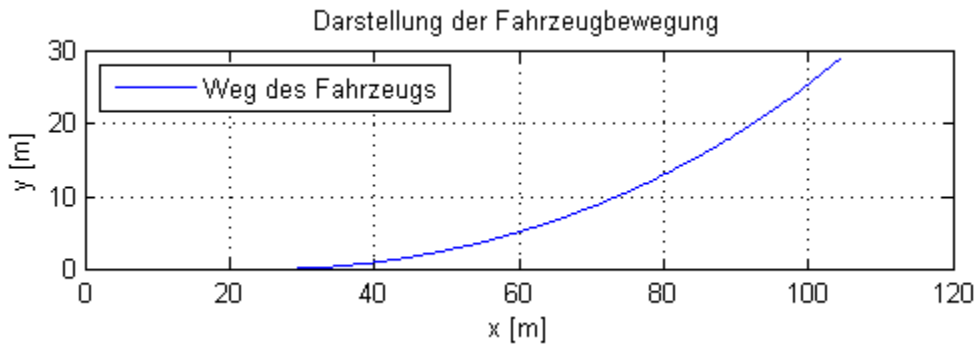


Abbildung 9.25: Weg des Fahrzeugs (J-Turn). Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{zz} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$.

Der Ausgang der Simulation ist in Abbildung 9.26 in Form der Werte für Schwimmwinkel und Giergeschwindigkeit, sowie dessen Änderungen über die Zeit dargestellt.

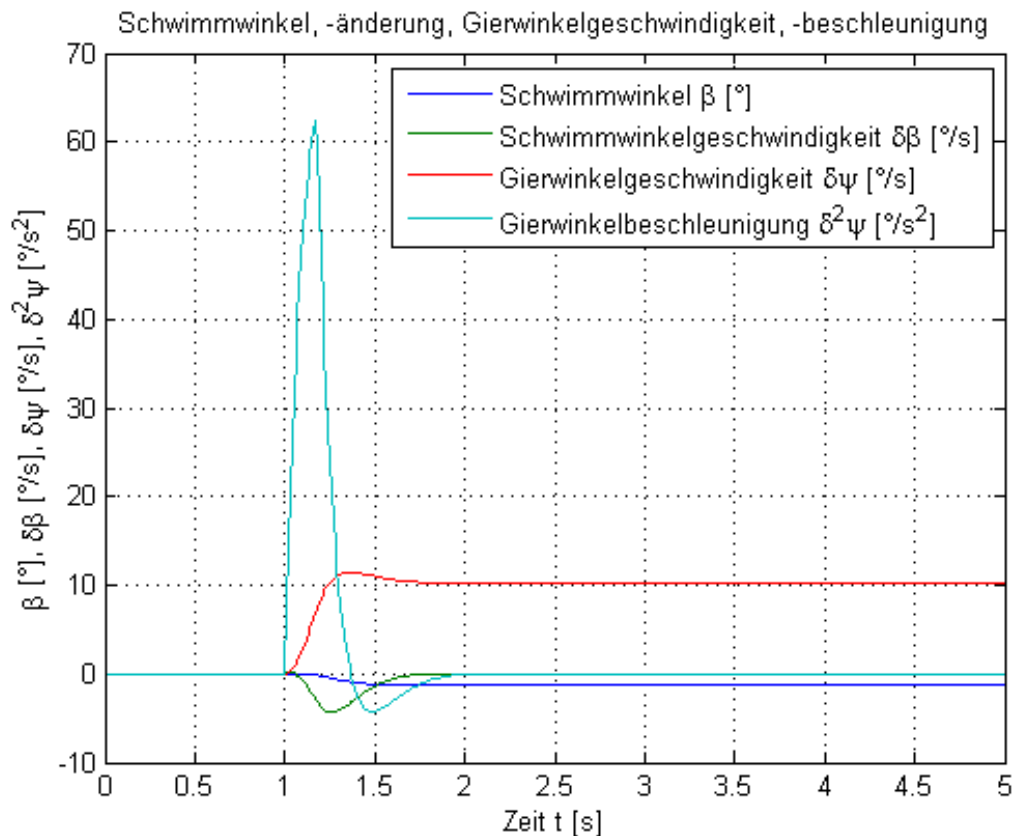


Abbildung 9.26: Systemantwort bei dynamischem Verhalten. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{zz} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$.

Nach anfänglichem Überschwingen der Gierrgeschwindigkeit erreicht diese nach etwa 1,7 s ihren stationären Wert. Der Schwimmwinkel β erreicht einen stationären Wert von etwa $-1,32^\circ$. Gierwinkelbeschleunigung und Änderung des Schwimmwinkels werden nach Erreichen der Stationärwerte von Schwimmwinkel und Gierrate 0. In Abbildung 9.27 ist der Bereich von 1 bis 2,2 Sekunden vergrößert dargestellt. Man erkennt gut das geringe Überschwingen der Gierrate.

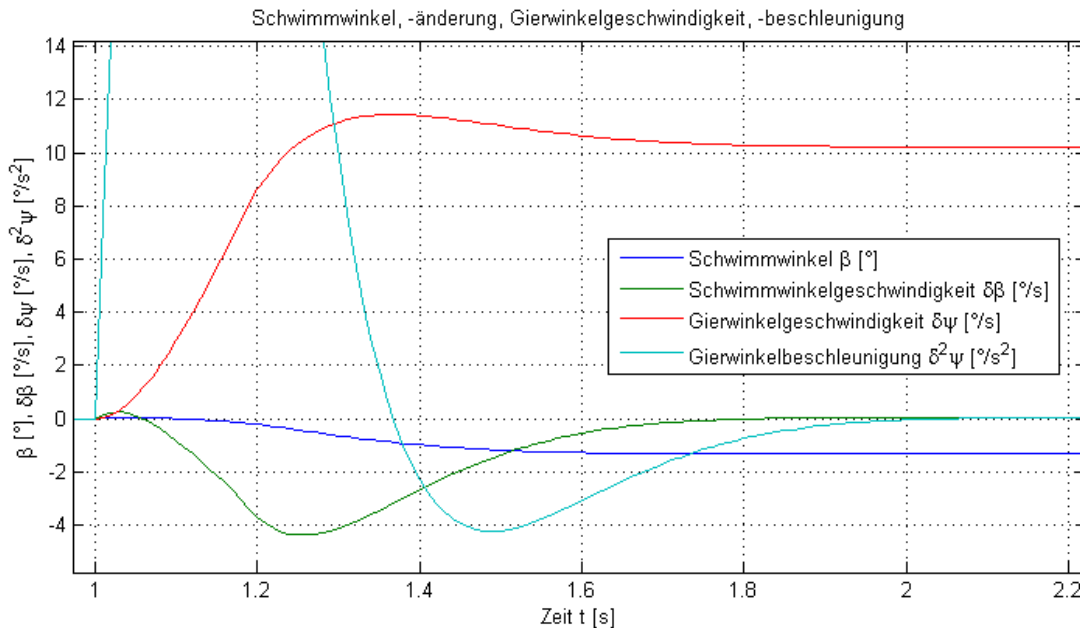


Abbildung 9.27: Systemantwort bei dynamischem Verhalten, vergrößerte Darstellung. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{zz} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$.

9.2.4.3.1 Verstärkungsfaktor

Der Verstärkungsfaktor $\frac{\psi}{\delta L}$, bereits bekannt als Kreisfahrwert bei der Untersuchung der stationären Kreisfahrt, ist ein Maß dafür, wie stark und schnell ein Fahrzeug auf die Bewegung am Lenkrad reagiert. Das Fahrverhalten eines PKW wird als gut bezeichnet, wenn der Verstärkungsfaktor möglichst groß ist. Ein zu hoher Verstärkungsfaktor wiederum kann dazu führen, dass das Fahrzeug schon bei kleinen (möglicherweise ungewollten) Lenkbewegungen empfindlich reagiert¹¹⁷. Übliche Werte heutiger PKW liegen im Bereich zwischen 0,2 und $0,3 \frac{1}{s}$. Der errechnete Wert für das untersuchte Konzept ist

¹¹⁷ MITSCHKE, et al., 2004 S. 600

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta L} = 0,2922$$

und liegt somit im in der Literatur angegebenen Bereich.

9.2.4.3.2 Peak Response Time

Nach ISO 7401 ist die Peak Response Time definiert als die Ansprechdauer des Fahrzeugs, gemessen vom Zeitpunkt des Erreichens von 50 % des Lenkwinkels in Endposition bis zum ersten Maximalwert der Fahrzeugbewegung¹¹⁸ (zu sehen in Abbildung 9.28). Für ein gutes Fahrverhalten sollte sie möglichst klein sein. Angaben in der Literatur liegen zwischen 0,33 und 0,5 s. Der errechnete Wert des untersuchten Konzepts ist

$$T_{\dot{\psi}max} = 0,28 \text{ s.}$$

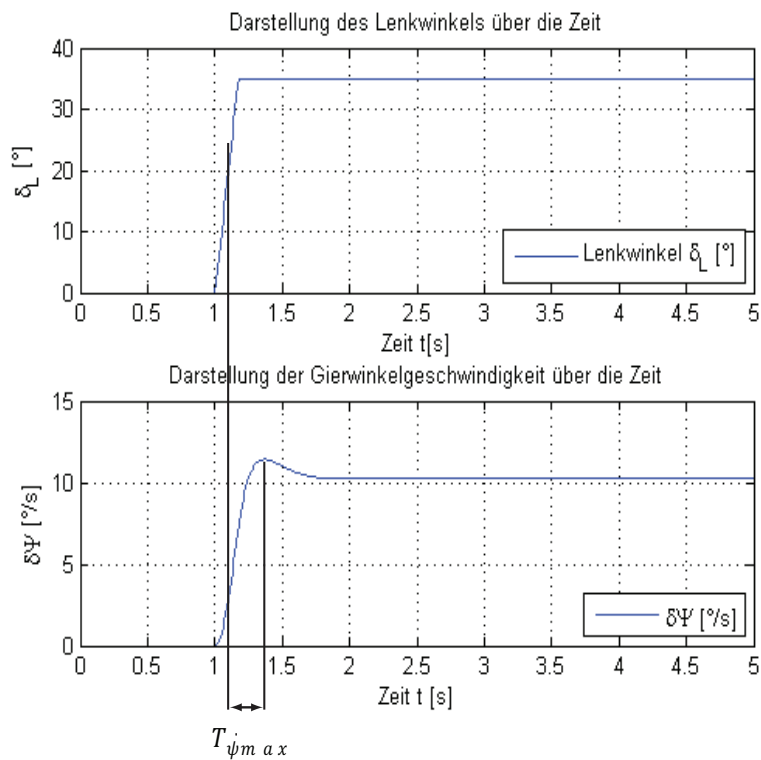


Abbildung 9.28: Peak Response Time

¹¹⁸ ISO-7401, 2004 S. 5 f.

9.2.4.3.3 Überschwingweite

Die bezogene Überschwingweite gibt nach ISO 7401 das Verhältnis von Überschwingwert zu stationärem Wert der Gierwinkelgeschwindigkeit an.

$$U_{\dot{\psi}} = \frac{\dot{\psi}_{max} - \dot{\psi}_{stat}}{\dot{\psi}_{stat}}$$

Gl. 9.24

Bekannte Vergleichswerte liegen zwischen 13 und 27%. Die Simulation ergab für die Überschwingweite

$$U_{\dot{\psi}} = 11,71 \%$$

Die Ergebnisse liegen also im oder unter dem Bereich der in der Literatur angegebenen Werte. Dies liegt in erster Linie an dem kleineren Gierträgheitsmoment des Fahrzeugkonzepts. Das Gierträgheitsmoment um die Hochachse

$$I_{zz} = \int \bar{r}^2 \rho(\bar{r}) dV$$

Gl. 9.25

(\bar{r} beschreibt den zur Rotationsachse senkrechten Abstand des Volumenteilchens dV und ρ die Dichte des Elements) wächst mit größerer Entfernung der verschiedenen Komponenten bzw. Bauteilmassen vom Schwerpunkt.

9.3 Einspurmodell - Grenzbereich

Im normalen Fahrbereich auf griffiger Fahrbahn sind die Einflüsse des Antriebskonzepts auf das Fahrverhalten für den Fahrer nur schwer zu erkennen. Sie zeigen sich jedoch deutlich im physikalischen Grenzbereich bzw. auf Fahrbahnen mit niedrigem Reibwert (z.B. bei Regen). Wird vom Reifen eine Umfangskraft übertragen – in Form des Antriebs oder einer Bremsung - verringert sich das Kraftpotential in lateraler Richtung. Dem Reifen ist es nur in eine Richtung möglich, sein maximales Kraftpotential aufzubringen, wie Gl. 9.26 zeigt.

$$F_{Res} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu_{max} \cdot F_N$$

Gl. 9.26

Der rechte Term beschreibt die Abhängigkeit der aufbringbaren Seitenkraft von der Radaufstandskraft F_N und dem Kraftschlussbeiwert μ_{max} . Abbildung 9.29 zeigt den sogenannten Kamm'schen Kreis. Aus diesem Diagramm ist der Zusammenhang zwischen Umfangs- und Seitenkraft für feste Werte des Schräglaufwinkels α zu erkennen.

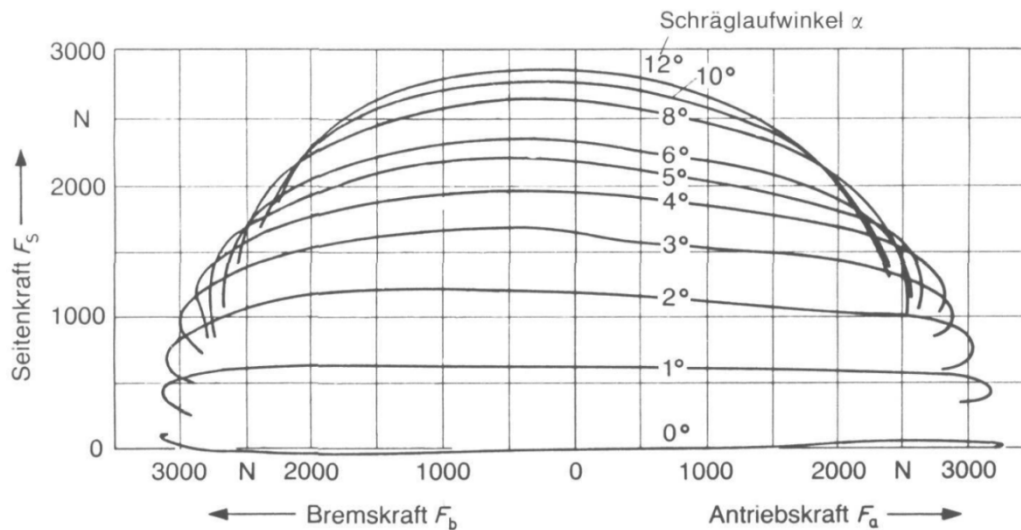


Abbildung 9.29: Kamm'scher Kreis. Quelle: ZOMOTOR, 1991 S. 45

Bei Heckantrieb wird aufgrund der Verminderung des Seitenkraftpotentials bei gleichzeitiger Übertragung einer Umfangskraft die Kraftschlussgrenze zuerst am Heck erreicht. Das Fahrzeug läuft Gefahr, sich in der Kurve einzudrehen. Ein geübter Fahrer kann dies durch eventuelles Gegenlenken abfangen, dies kann vom Durchschnittsfahrer jedoch nicht verlangt werden. Konstruktive Maßnahmen gegen diesen Effekt können geeignete Fahrwerksabstimmungen oder breitere Reifen am Heck sein. Mit dem Annähern an die Kraftschlussgrenze des Reifens wird der lineare Bereich verlassen. Die Seitenkraft bleibt bei zunehmendem Schräglaufwinkel nahezu konstant, wie in Abbildung 9.2 zu sehen ist. Im Folgenden soll der Einfluss des Antriebskonzepts auf die Steuertendenz gezeigt werden.

9.3.1 Vorgang der Untersuchung

Nach Mitschke liegt die im Allgemeinen erreichte Grenzquerbeschleunigung eines durchschnittlichen Fahrers bei etwa $0,8 g^{119}$. Dies gilt als Grenzfall für eine folgende einfache analytische Betrachtung. Dabei werden bei oben genannter Querbeschleunigung die an den Achsen nötigen Seitenkräfte errechnet und anschließend im bereits auf Seite

¹¹⁹ MITSCHKE, et al., 2004 S. 558

77 gezeigten Schräglaufwinkel-Seitenkraft-Diagramm (Abbildung 9.4) der sich einstellende Schräglaufwinkel abgelesen. Die Berechnung wird mittels MATHCAD durchgeführt. Der Einfluss der weichen Lenkkonstruktion wird hier vernachlässigt.

9.3.2 Ergebnisse

Ein höherer Betrag des hinteren Schräglaufwinkels ($\alpha_v < \alpha_h$) ist ein Maß für ein übersteuerndes Verhalten und als negativ zu bewerten. Der Einfluss der Umfangskraft wird zunächst nicht berücksichtigt.

9.3.2.1 Steuerverhalten

Die Achslasten des leeren Fahrzeugs liegen bei etwa

$$F_{VV} = 3380 \text{ N}$$

$$F_{VH} = 3990 \text{ N},$$

die erforderlichen Seitenkräfte bei

$$F_{SV} = 2760 \text{ N}$$

$$F_{SH} = 3250 \text{ N},$$

somit stellen sich nach Abbildung 9.4 Schräglaufwinkeln von etwa $5,7^\circ$ an der Vorderachse und 8° an der Hinterachse ein. Die Betrachtung bei einer Grenzquerbeschleunigung von $0,8 \text{ g}$ zeigt, dass an der Hinterachse ein weitaus größerer Schräglaufwinkel auftritt als an der Vorderachse. Das Fahrzeug wird instabil, das Heck bricht aus.

Bei einer nochmaligen Betrachtung wird die Grenze auf $0,6 \text{ g}$ gesenkt.

Die nötigen Seitenkräfte liegen bei

$$F_{SV} = 2060 \text{ N}$$

$$F_{SH} = 2440 \text{ N},$$

Abbildung 9.4 zeigt einen Schräglaufwinkelbedarf von etwa $2,9^\circ$ an der Vorderachse und $3,2^\circ$ an der Hinterachse. Es ergibt sich somit ein leicht höherer Schräglaufwinkelbedarf an der Hinterachse, was immer noch zu übersteuerndem Verhalten führt.

Bei zusätzlicher Übertragung einer Umfangskraft, Antrieb oder Bremsen, erhöht sich aufgrund der oben gezeigten Bedingungen (Kamm'scher Kreis, Abbildung 9.29) der Schräglaufwinkelbedarf an der Hinterachse weiter. Der verhältnismäßig weit hinten liegende Schwerpunkt führt dazu, dass an der Hinterachse mehr Seitenkraft als an der Vorderachse zu übertragen ist. Da das Hinterrad mehr Seitenkraft aufbringen muss als die Vorderräder, stellt sich hier automatisch ein größerer Schräglaufwinkel ein. Ist am Hinterrad ein größerer Schräglaufwinkel als an den Vorderrädern vorhanden, übersteuert das Fahrzeug¹²⁰. Um dem für den Normalfahrer eher als unangenehm empfundenen und schwerer zu kontrollierenden übersteuernden Verhalten des Fahrzeugs entgegenzuwirken, muss das Seitenkraftpotential an der Hinterachse vergrößert werden. Der Schwimmwinkel

$$\beta = \frac{l_h}{R} - \alpha_h \quad ^{121}$$

Gl. 9.27

soll möglichst klein gehalten werden. Dies wird durch die Erhöhung der hintern Seitensteifigkeit (Verkleinerung des Schräglaufwinkels) erreicht und durch eine Vorverlegung des Schwerpunkts unterstützt.

9.3.2.2 Kraftschlussgrenze

Die maximale Antriebskraft beträgt für den konzeptionell ausgelegten Antriebstrang ohne Überlastfaktor 1400 N¹²². Die maximal übertragbare Seitenkraft bei einer Radlast von 4000 N und trockener Fahrbahn beträgt nach vorliegendem Reifendiagramm (Abbildung 9.4) etwa 3290 N. Nach Gl. 9.26 und Abbildung 9.4 ist bei maximaler Antriebskraft die übertragbare Seitenkraft am Hinterrad

$$F_{Smax} = 2970 \text{ N.}$$

Der Hinterreifen tritt somit bei einer Querbeschleunigung von etwa $7 \frac{m}{s^2}$ an die Kraftschlussgrenze und beginnt zu rutschen.

Während in der linearen Betrachtung das Seitenkraftpotential der Hinterachse aufgrund der weichen Lenkung ausreichend ist, zeigt sich nun dennoch ein übersteuerndes Ver-

¹²⁰ REIMPELL, et al., 2005 S. 143

¹²¹ Die Beziehung gilt für den linearen Bereich.

¹²² BRUNNER, 2012

halten aufgrund höherer Schräglaufwinkel an der Hinterachse. Durch das frühe Erreichen der Kraftschlussgrenze beginnt das Hinterrad sogar wegzurutschen

Somit ist es nötig, das Seitenkraftpotential an jenes der Vorderachse anzupassen, um einerseits die Schräglaufdifferenz zu mindern bzw. umzukehren, und andererseits die Rutschgrenze an der Hinterachse zu erhöhen. Dies kann auf zwei Arten erfolgen:

- Einbau zweier baugleicher Reifen wie vorne
- Einbau eines breiteren Hinterrads

Welche Lösung schlussendlich gewählt wurde, soll ein Variantenvergleich in Kapitel 10 zeigen.

9.4 Dreispurmodell

Bisher wurde das Fahrverhalten des Konzepts auf die Stabilitätsgrenze und die Rutschgrenze reduziert und in Abhängigkeit von Masse, Schwerpunktlage und Gierträgheitsmoment betrachtet. Nun kommt eine dritte Grenze hinzu, die Kippgrenze.

In Kurven wirkt die Fliehkraft mit der Querbeschleunigung

$$a_y = \frac{v^2}{R}$$

Gl. 9.28

mit R als Bezeichnung für den Kurvenradius und v für die Fahrgeschwindigkeit im Fahrzeugschwerpunkt. Um das Fahrzeug in einem stabilen Zustand halten zu können, müssen an den Rädern Seitenkräfte aufgebaut werden, um der Fliehkraft entgegenzuwirken. Die Seitenkräfte wirken in Höhe der Fahrbahn, die Fliehkraft in Höhe des Schwerpunkts. Es entsteht ein Wankmoment. Während das kurvenäußere Rad stärker belastet wird, erfährt das kurveninnere Rad eine Entlastung. In diesem Abschnitt sollen erste Abschätzungen über die Radlastschwankung und dessen Einfluss auf **Kraftschlussgrenze** und **Kippgrenze** angestellt werden. Die wesentlichen Unterschiede zum Einspurmodell liegen hier nun in der zusätzlichen Einbeziehung der Schwerpunkthöhe über dem Boden. Abbildung 9.30 zeigt ein vereinfachtes statisch bestimmtes Ersatzmodell eines dreirädrigen Konzepts.

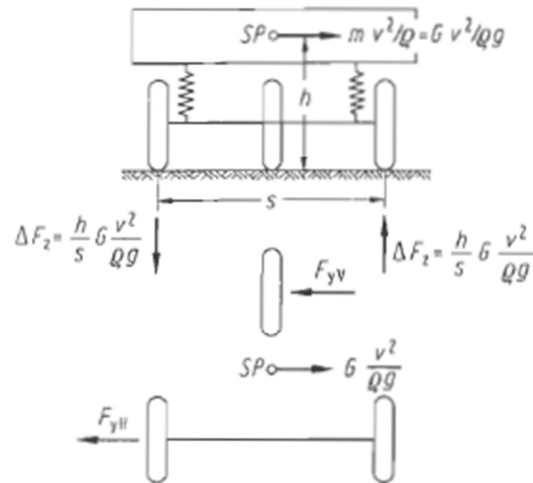


Abbildung 9.30: Ersatzmodell eines dreirädrigen Fahrzeugs, Reaktionskräfte auf die Fliehkraft. Quelle: MITSCHKE, et al., 2004 S. 712.

Formelzeichen aus Abbildung 9.30:

SP	Schwerpunkt	
s	Spurweite	[m]
h	Schwerpunkthöhe	[m]
$\rho = R$	Kurvenradius	[m]
m	Fahrzeuggesamtmasse	[kg]
g	Erdbeschleunigung	[kg]
v	Fahrgeschwindigkeit	$\left[\frac{m}{s}\right]$
F_{yV}	Seitenkraft an der Vorderachse	[N]
F_{yH}	Seitenkraft an der Hinterachse	[N]
ΔF_z	Radlastdifferenz	[N]

Die im Schwerpunkt wirkende Fliehkraft wird über die Räder abgestützt. Das resultierende Moment bewirkt eine Änderung der Radlasten am kurvenäußeren und -inneren Rad.

$$\Delta F_z = \frac{h}{s} m \frac{v^2}{R}$$

Gl. 9.29

Die übertragbare Seitenkraft ist von der Radlast abhängig. Je höher die Radaufstandskraft, desto höher ist die erreichbare Seitenkraft (Abbildung 9.2). Im Folgenden werden die Einflüsse der Fliehkraft und dessen Moment auf drei für die Fahrsicherheit relevante Grenzen untersucht.

9.4.1 Steuertendenz- Stabilitätsgrenze

Die Änderung der Radaufstandskraft wirkt sich auf das Steuerverhalten aus. Das äußere Rad wird belastet, das innere entlastet. Die übertragbare Seitenkraft am inneren Rad F_{SVi} wird abgesenkt. Das äußere Rad muss somit mehr Seitenkraft aufbauen, um den Fahrzustand beibehalten zu können. Da das äußere Rad nun eine höhere Seitenkraft aufbringen muss, stellt sich ein höherer Schräglaufwinkel ein. Dies begünstigt das Untersteuern. Das Erreichen einer günstigen positiven Schräglaufwinkeldifferenz $\alpha_v - \alpha_h$ ist somit durch höhere Radlastdifferenzen möglich. Je höher der Anteil der Fliehkraftabstützung an einer Achse ist, desto höher wird die Radlastdifferenz, demzufolge stellt sich auch eine größere Schräglaufwinkeldifferenz ein. Ist die Radlaständerung an der Vorderachse größer als an der Hinterachse, wird die Untersteuertendenz erhöht¹²³. Ein Zielkonflikt besteht jedoch mit zwei weiteren Grenzen, wie im Folgenden erläutert wird.

9.4.2 Kraftschlussgrenze

Durch die Änderung der Radaufstandskräfte wird das kurveninnere Rad entlastet. Dies führt zur Verringerung des Seitenkraftpotentials und somit zum schnelleren Erreichen der Kraftschlussgrenze¹²⁴. Je höher die Grenzbeschleunigung in Querrichtung sein soll, desto geringer muss die Radlastdifferenz sein, um möglichst beide Räder der Vorderachse an ihre Kraftschlussgrenze zu bringen. Abbildung 9.31 zeigt den Einfluss der Achskonstruktion auf die Kraftschlussgrenze, dargestellt als Abhängigkeit der bezogenen Zentripetalbeschleunigung von Schwerpunkthöhe und Spurweite.

¹²³ MITSCHKE, et al., 2004 S. 717 f.

¹²⁴ MITSCHKE, et al., 2004 S. 726

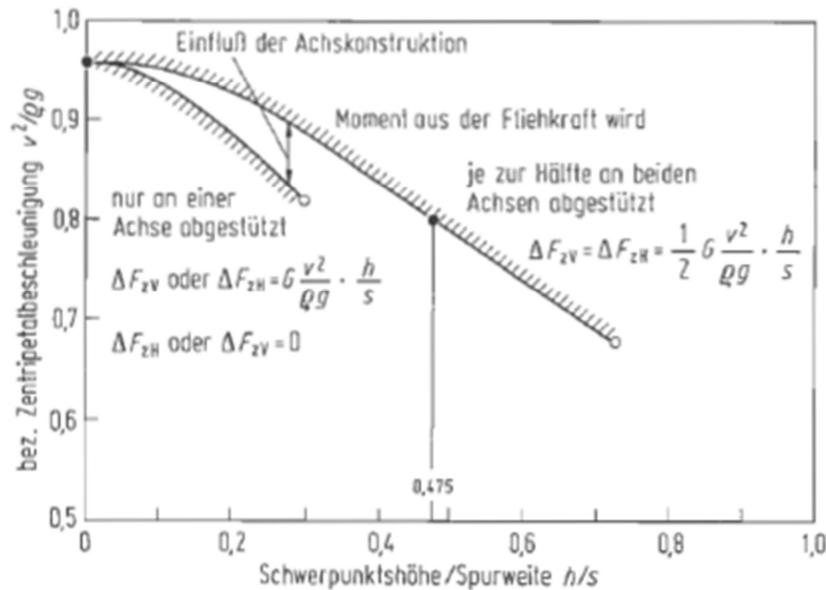


Abbildung 9.31: Einfluss der Achskonstruktion auf die Kraftschlussgrenze, dargestellt als Abhängigkeit der bezogenen Zentripetalbeschleunigung von Schwerpunktshöhe und Spurweite, vierrädriges Fahrzeug, $m=1200\text{kg}$, $l_v/l_h=0,5$, Radlast von einem der kurveninneren Räder ist 0. Quelle: MITSCHKE, et al., 2004 S. 715.

Demnach müssen nach Gl. 9.29 die Fahrzeuggesamtmasse wie auch das Verhältnis von Schwerpunktshöhe zu Spurweite möglichst gering sein, um die Radlastdifferenz gering zu halten. Bei einem Verhältnis von

$$\frac{h}{s} = 0,299^{125}$$

bei dem betrachteten Konzept bedeutet dies nach Abbildung 9.31 eine Grenzquerbeschleunigung von 0,8 g. In der Betrachtung des Grenzbereichs am Einspurmodell (Kapitel 9.3) wurde bereits festgestellt, dass schon bei einer Querbeschleunigung von 0,6 g das Fahrzeug ein instabiles Fahrverhalten aufweist und die Kraftschlussgrenze bei zusätzlicher Übertragung einer maximalen Antriebskraft bei 0,7 g erreicht ist. Das Seitenkraftpotential an der Hinterachse muss also erhöht werden. Eine Radlastdifferenz an der Vorderachse begünstigt jedoch sowohl die Untersteuertendenz als auch die synchrone Ausnutzung der Kraftschlussgrenze an Vorder- und Hinterachse, da die Grenzquerbeschleunigung für die Vorderachse abgesenkt wird.

Eine zusätzliche Abstützung an der Hinterachse erhöht nach Abbildung 9.31 die zulässige Grenzquerbeschleunigung. In jedem Fall soll darauf geachtet werden, dass die Rutschgrenzen von Vorder- und Hinterachse in etwa bei derselben Belastung auftreten, um ein Eindrehen des Fahrzeugs zu verhindern. Die Verbreiterung der hinteren Achse

¹²⁵ $s = b_v = 1560\text{mm}$, $h = z_{COG} = 466\text{mm}$

durch Einbau eines zweiten Rades hätte einen weiteren wichtigen Einfluss, wie im Folgenden gezeigt wird.

9.4.3 Kippgrenze

Die Kippgrenze beschreibt die Grenze der Querbewegung bei Kurvenfahrt, an der das Fahrzeug teilweise den Bodenkontakt verliert und Gefahr läuft, sich zu überschlagen. Gerade bei dreirädrigen Konzepten ist die Ermittlung der Kippgrenze äußerst wichtig. Aufgrund der wesentlich kleineren Standfläche als bei konventionellen vierrädrigen Fahrzeugen kann bei gleicher Schwerpunktlage Kippen eher eintreten. Die Ermittlung erfolgt mittels analytischer Betrachtung. Die Kippgrenze soll über der Rutschgrenze liegen, um sicherzustellen, dass das Fahrzeug unter Einwirken einer Seitenkraft eher seitlich wegrutscht, bevor es umkippt.

9.4.3.1 Vorgang der Untersuchung

Zunächst wird die Kippachse nach Reimpell & Hoseus¹²⁶ und mittels geometrischen Bedingungen errechnet. Mittels Momentengleichgewicht wird die Grenzquerbeschleunigung ermittelt, bei der Kippen eintritt. Ein abschließender Vergleich mit der Rutschgrenze soll sicherstellen, dass das Hinterrad zuerst wegrutscht, bevor das Fahrzeug sich überschlägt.

Die Kippachse ist jene Linie, über die das Fahrzeug gekippt wird. Bei Einwirken einer Querbewegung in Kurven ist dies die Verbindungslinie der Radaufstandspunkte der äußeren Räder, wie Abbildung 9.32 zeigt.

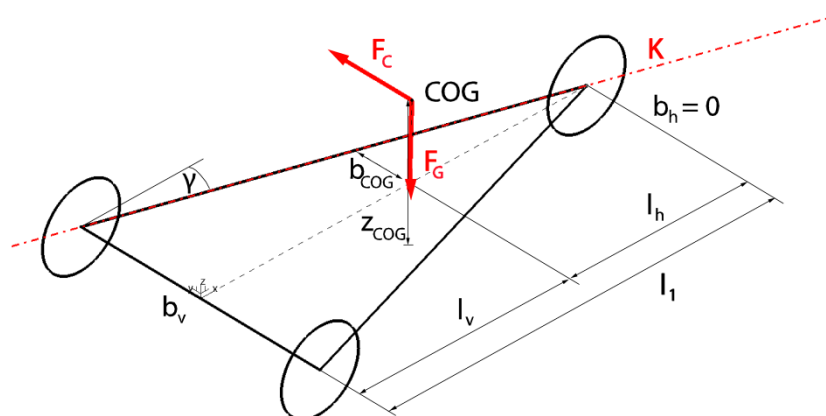


Abbildung 9.32: Darstellung des Momentengleichgewichts von Schwerkraft und Fliehkraft um die Kippachse

¹²⁶ REIMPELL, et al., 1992 S. 80

Formelzeichen aus Abbildung 9.32:

COG	Schwerpunkt (<i>Centre of Gravity</i>)	
K	Kippachse	
F_C	Fliehkraft	[N]
F_G	Gewichtskraft	[N]
b_v	Spurweite an der Vorderachse	[m]
b_h	Spurweite an der Hinterachse	[m]
l_1	Radstand	[m]
l_v	Abstand Vorderachse zu Schwerpunkt	[m]
l_h	Abstand Hinterachse zu Schwerpunkt	[m]
b_{COG}	Abstand Kippachse-Fahrzeugmittelebene an der Stelle des Schwerpunkts	[m]
z_{COG}	Schwerpunkthöhe	[m]
γ	Fahrzeugverjüngung	[°]

Für die Berechnung werden Vorspur, Spreizung, Nachlauf und Spurdifferenzwinkel wie auch die Federung vernachlässigt. Nach Reimpell & Hoseus ist die Kippachse auch wenig vom Radeinschlagwinkel abhängig¹²⁷.

Somit kann der Hebelarm der Schwerkraft für das Momentengleichgewicht um die Kippachse errechnet werden.

Nach Ermittlung der „Fahrzeugverjüngung“

$$\tan \gamma = \frac{b_v - b_h}{2l_1}$$

Gl. 9.30

kann der Abstand der Kippachse von der Fahrzeugmittelebene auf Höhe des Schwerpunkts ermittelt werden (Abbildung 9.33).

¹²⁷ REIMPELL, et al., 1992 S. 78

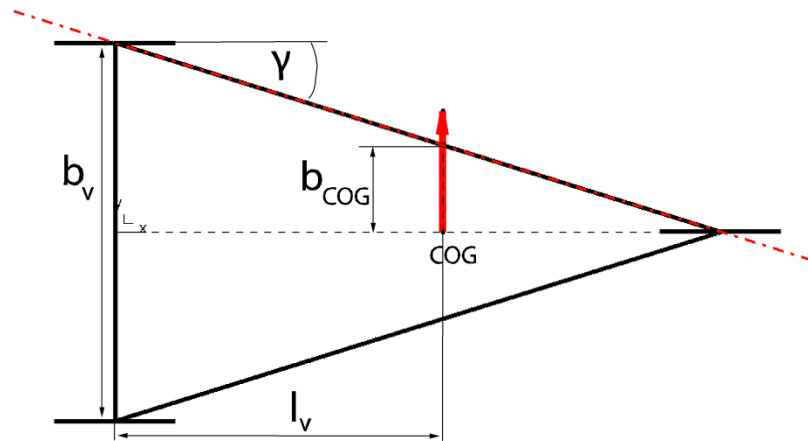


Abbildung 9.33: Ermittlung der Fahrzeugbreite auf Höhe der Schwerpunktlage.

$$b_{COG} = \frac{b_v}{2} - l_v \tan \gamma$$

Gl. 9.31

Ein Momentengleichgewicht um die Kippachse zeigt die Grenzquerbeschleunigung auf, bei der das Fahrzeug kippt.

$$F_G b_{COG} \cos \gamma - F_C \cos \gamma z_{COG} = 0$$

Gl. 9.32

Mit der Beziehung

$$F_C = m a_y = m \frac{v^2}{R}$$

Gl. 9.33

und nach Umformung zu

$$v = \sqrt{\frac{R g b_{COG} \cos \gamma}{z_{COG}}}$$

Gl. 9.34

kann die kritische Geschwindigkeit in Abhängigkeit des Kurvenradius dargestellt werden.

9.4.3.2 Ergebnisse

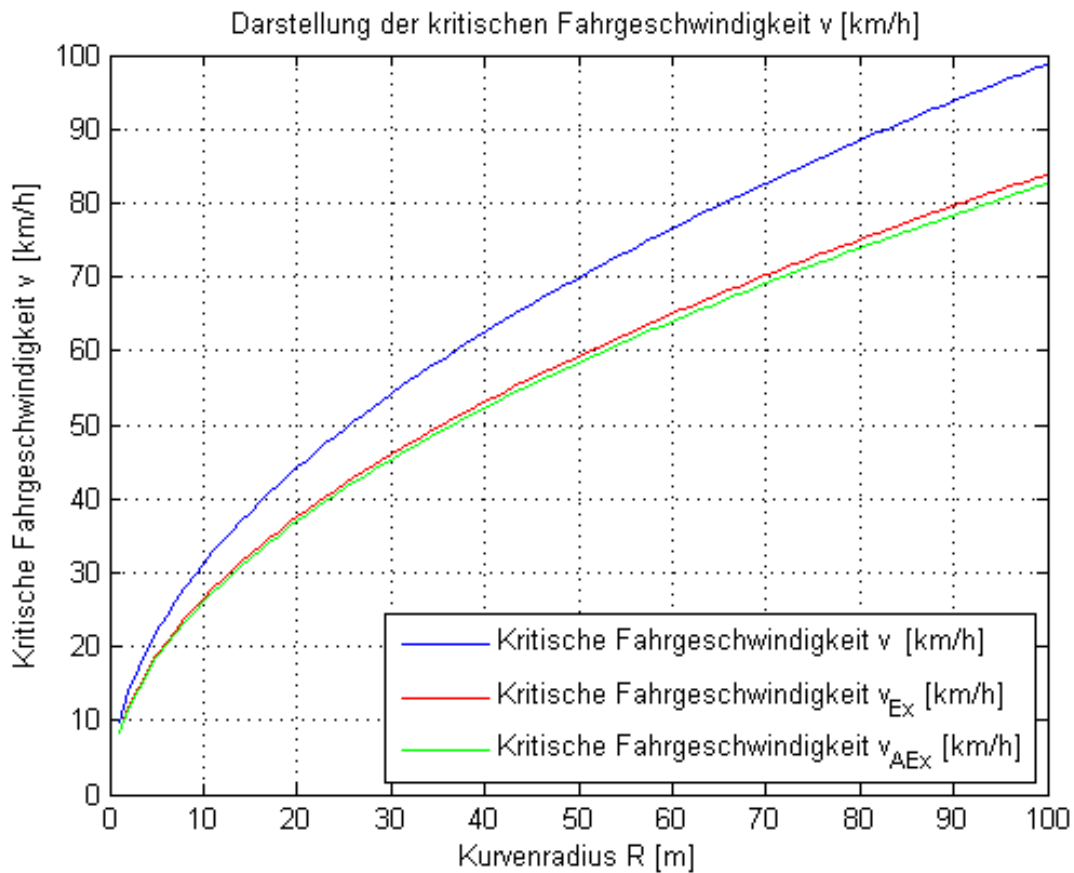


Abbildung 9.34: Kritische Geschwindigkeit bezüglich Kippen in Abhängigkeit des Kurvenradius.

Der blaue Verlauf in Abbildung 9.34 zeigt die Geschwindigkeit in Abhängigkeit des Kurvenradius, bei der das aus der Schwerkraft resultierende Moment um die Kippachse dem Fliehkraftmoment gerade noch entgegenhalten kann. Die Grenze der Querbesehleunigung liegt bei

$$a_y = 7,19 \frac{m}{s^2}$$

und somit unter der Rutschgrenze. In diesem Verlauf wurde jedoch der Einfluss des Wankens, einer falschen Beladung sowie der Schwerpunktverlagerung durch Antriebs- oder Bremskräfte nicht berücksichtigt.

Bei einem Wankwinkel von $\varphi=8^\circ$ verlagert sich nach einer einfachen mathematischen Beziehung (Gl. 9.35)

$$y_{COG} = (z_{COG} - z_{WZ}) \tan \varphi$$

Gl. 9.35

der Schwerpunkt um etwa 58 mm in y -Richtung. z_{wz} beschreibt die Höhe der Rollachse in der Ebene des Schwerpunkts. Dessen angenommener Wert von 50 mm basiert ebenfalls auf einem Mittelwert aus Angaben von Werten in der Literatur. Laut Reimpell & Betzler liegen übliche Werte für die Wankzentrumshöhe an Vorder- und Hinterachse zwischen 30 und 100 mm vorne bzw. 60 und 130 mm hinten¹²⁸. Eine zusätzliche Falschbeladung oder Abweichungen in der Konstruktion können den Schwerpunkt noch weiter exzentrisch verlagern, weshalb im roten Verlauf in Abbildung 9.34 eine Exzentrizität des Schwerpunkts in y -Richtung von 100 mm miteinbezogen wurde. Man erkennt eine deutliche Absenkung der kritischen Geschwindigkeit. Der Grenzwert für die Beschleunigung in y -Richtung liegt nun bei

$$a_y = 5,18 \frac{m}{s^2}.$$

Es sei erwähnt, dass der maximale Wankwinkel natürlich auch von der wirkenden Querbeschleunigung und somit direkt von Fahrgeschwindigkeit und Kurvenradius abhängig ist. Trotzdem wurde aufgrund möglicher schlechter Beladungsszenarien der Extremwert von 100 mm beibehalten.

Im grünen Verlauf wurde zusätzlich die maximale Antriebskraft berücksichtigt. Aufgrund der Trägheit des Aufbaus wird eine Verlagerung des Schwerpunkts von etwa 25 mm nach hinten angenommen. Auch dieser Verlauf ist als Extremum gedacht und nur bis zu einer Geschwindigkeit von etwa 50 km/h relevant, da die zur Verfügung stehende Zugkraft abnimmt, wie im Fahrzustandsschaubild (Abbildung 8.13) zu sehen ist.

In diesem Fall liegt die Kippgrenze unter der Rutschgrenze, was vermieden werden muss. Bevor das Fahrzeug kippt, soll es seitlich wegrutschen. Nach obigen Beziehungen erkennt man die Wichtigkeit der Schwerpunktlage und Spurweiten. Ein weiter in Richtung Boden und Vorderachse verlegter Schwerpunkt begünstigt die Grenzquerbeschleunigung. Eine Verbreiterung der hinteren Spurweite erhöht die Aufstandsfläche und wirkt ebenfalls positiv. Weiters werden bereits gewonnene Erkenntnisse in den Kapiteln 9.2 und 9.3 mit dieser Maßnahme eingearbeitet.

Bei einer hinteren Spurweite von 200 mm und der Verlegung des Schwerpunkts um 50 mm nach vor und 50 mm tiefer, wie Abbildung 9.35 zeigt, erhöht sich nach Abbildung 9.36 die kritische Querbeschleunigung für die exzentrische Anordnung des Schwerpunkts auf

¹²⁸ REIMPELL, et al., 2005 S. 176 f.

$$a_y = 7,40 \frac{m}{s^2}$$

und liegt somit in im Bereich der Rutschgrenze. Die Kippgefahr wird somit deutlich reduziert.

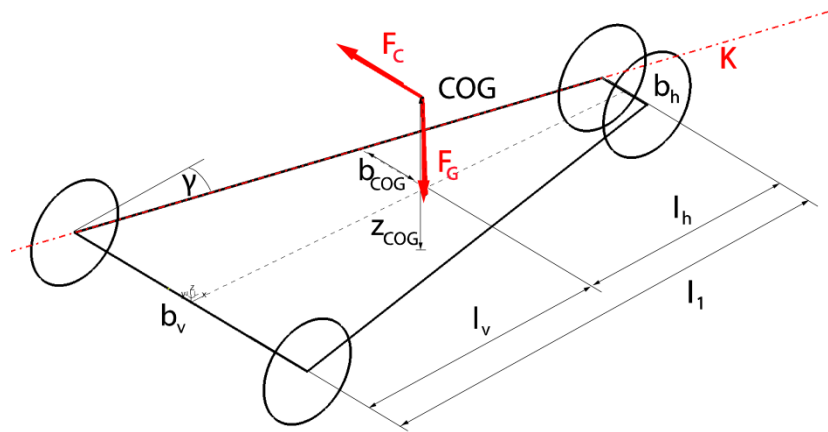


Abbildung 9.35: Darstellung des Momentengleichgewichts von Schwerkraft und Fliehkraft um die Kippachse, Variante B.

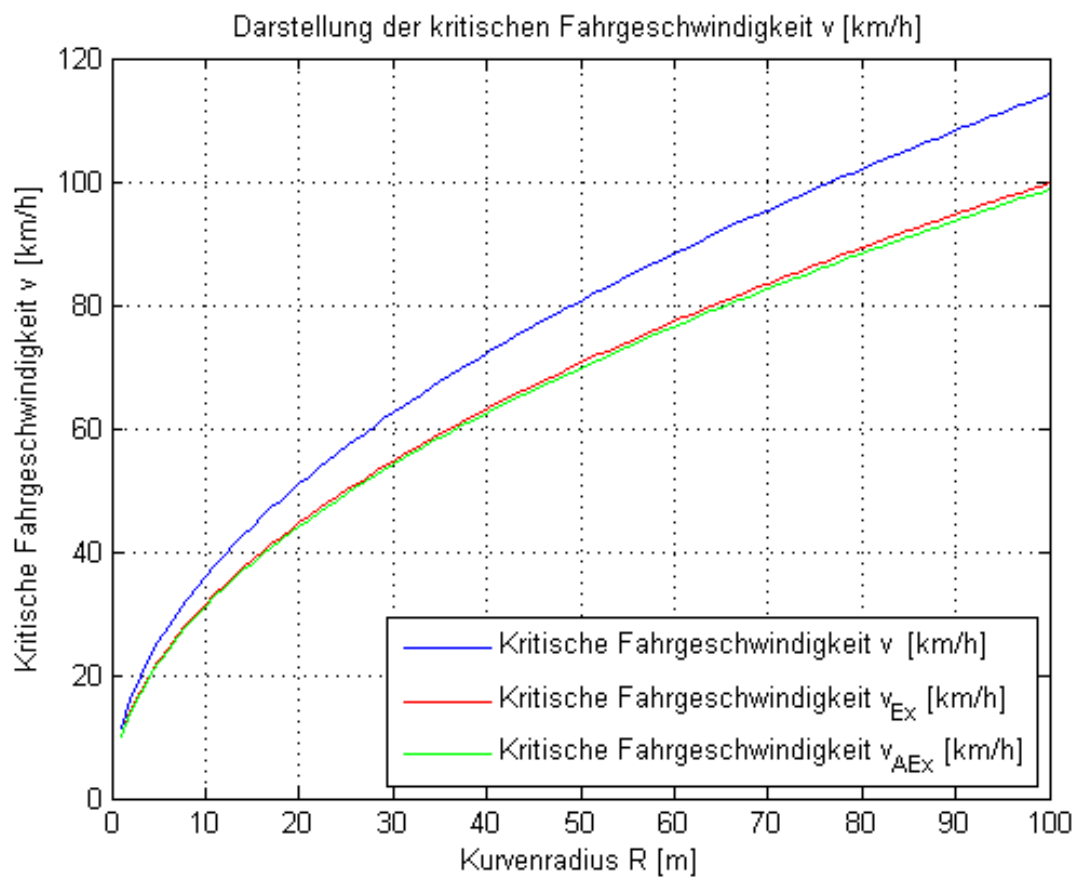


Abbildung 9.36: Kritische Geschwindigkeit in Abhängigkeit des Kurvenradius. $b_h = 200\text{ mm}$, $l_v = 1303\text{ mm}$, $z_{COG} = 416\text{ mm}$, Variante B.

Eine Änderung der Schwerpunktlage und die Verbreiterung der Hinterachse erscheinen somit als eine sinnvolle Änderung am Fahrzeugkonzept, um etwaige Unsicherheiten hinsichtlich Fahrdynamik zu klären.

9.4.4 Stabilisator

Unterschiedliche Radlasten bewirken nach Kapitel 9.4.1 und 9.4.2 eine Verbesserung der Steuertendenz. Durch die Radlastdifferenz wird jedoch die erreichbare Seitenkraft und somit die Kraftschlussgrenze gesenkt. Der zweite Punkt wird in Kauf genommen, da es eine Anpassung der Kraftschlussgrenze an die der Hinterachse bedeutet. Man kann die Radlastdifferenz bewusst dazu nutzen, um die Untersteuertendenz zu verbessern. Ein Stabilisator ist eine Torsionsfeder, die nur auf Wankbewegungen anspricht. Er erhöht an der Achse, an der er sich befindet, die Radlastdifferenz¹²⁹. Bei Wankneigung wird die Torsionsfeder durch die Relativbewegung zwischen äußerem Rad und Aufbau gedreht. Die Verbindung mit dem inneren Rad bedingt das Einfedern dessen und es wird entlastet. Die Differenz der Radaufstandskräfte an den Rädern einer Achse erhöht sich. Durch die relative Einfederung beider Räder einer Achse wird auch die Wankneigung φ gemindert. Der Einbau eines Stabilisators an der Vorderachse des betrachteten Konzepts ist somit sinnvoll.

¹²⁹ MITSCHKE, et al., 2004 S. 727

10 Berücksichtigung der Simulationsergebnisse in der Konstruktion des Fahrzeugkonzeptes

Aus den vorhergehenden Kapiteln sind nun einige wesentliche Erkenntnisse entstanden, die in diesem Abschnitt in das betrachtete Konzept einfließen sollen.

10.1 Zusammenfassung der Resultate aus den Untersuchungen

Bei geringen Querbeschleunigungen bis $4 \frac{m}{s^2}$ ist das Steuerverhalten als gut zu bezeichnen. Dies wurde jedoch hauptsächlich durch die Berücksichtigung einer weichen Lenk Konstruktion erreicht.

Weiters zeigt sich, dass bei höheren Querbeschleunigungen das Fahrzeug trotz der weichen Lenkung aufgrund des Einstellens eines größeren Schräglaufwinkels an der Hinterachse zu Übersteuern neigt. Der weit hinten liegende Schwerpunkt führt dazu, dass an der Hinterachse mehr Seitenkraft als an der Vorderachse übertragen werden muss.

Steigt die Querbeschleunigung weiter, kann die Hinterachse dazu neigen, wegzurutschen, da das Seitenkraftpotential zu gering ist. Bei zusätzlichem Übertragen einer Umfangskraft wird aufgrund der Eigenschaft des Reifens, nur in eine resultierende Richtung sein maximales Kraftpotential aufbringen zu können, die haltbare Seitenkraft weiter vermindert. Das Seitenkraftpotential muss somit erhöht werden, um stabiles Fahrverhalten zu garantieren. Dies kann durch Einbau eines breiten oder zweier schmalerer Reifen erfolgen. Ein anschließender Variantenvergleich soll die Möglichkeiten konstruktiver Lösungen aufzeigen.

Die Kippgrenze liegt unter der Rutschgrenze, was dazu führen kann, dass das Fahrzeug eher kippt, bevor es seitlich wegrutscht. Dies ist in jedem Fall zu vermeiden. Durch geeignete Modifikation des Packages soll der Schwerpunkt weiter in Richtung Vorderachse und tiefer verlegt werden. Eine tiefere und zur Vorderachse nähere Lage des Schwerpunkts verringert die Wankneigung und die Radlastdifferenz an der Vorderachse. Außerdem verbessert sie durch die größere Frontlastigkeit die Steuertendenz.

Die Radlastdifferenz jedoch begünstigt ebenfalls das Steuerverhalten. Deshalb ist der Einbau eines Stabilisators vorgesehen. Ein Stabilisator erhöht die Radlastdifferenz an der Achse, an der er eingebaut ist und verringert die Wankneigung.

Eine breitere Spurweite an der Hinterachse begünstigt durch die bessere Wankabstützung die Sicherheit hinsichtlich Kippen.

Die Radlastdifferenz an der Vorderachse senkt zwar die Kraftschlussgrenze, dies wird jedoch akzeptiert, da somit die Kraftschlussgrenze an der Vorderachse im Bereich jener an der Hinterachse liegt.

10.2 Variantenvergleich der Hinterachsordnung

Die Entscheidung bezüglich des Einbaus eines breiten oder zweier Räder an der Hinterachse soll durch einen Vergleich mittels Auflistung verschiedener Kriterien unterstützt werden. Die Eigenschaften beider Konzepte werden in Tabelle 10.1 durch ein Notensystem bewertet. Die Benotungen (Bestnote 1 bis schlechteste Note 5) fallen zudem unter eine Gewichtung. Die endgültige Note A ergibt sich aus der Division der Summe der Einzelbenotungen A_i durch die Summe der Benotungskriterien B_i .

$$A = \frac{\sum_{i=1}^n A_i(B_i)}{\sum_{i=1}^n B_i}$$

Gl. 10.1

Hierbei gilt 1 als Bestnote, 5 als schlechtester Wert. Einige der bewerteten Punkte basieren auf Annahmen bzw. Abschätzungen der Eigenschaften.

Der höhere Anteil an der Wankstabilisierung der breiteren Hinterachse (mit zwei Rädern) ist ein klarer Vorteil. Die breitere Aufstandsfläche eines einfachen Hinterreifens kann aufgrund der geringeren Wasserverdrängung zu schlechtem Fahrverhalten bei Regen führen. Der Einbau von zwei Hinterrädern wiederum erhöht das Fahrzeuggewicht, die Herstellungskosten und verschlechtert das Schwingungsverhalten aufgrund höherer entkoppelter Masse. Die Notwendigkeit eines Achsgetriebes verstärkt diese Faktoren. Die Breite des Hecks ist bei beiden Konzepten in etwa dieselbe, der Schwerpunkt liegt bei Verwendung zweier Hinterreifen aufgrund der Antriebswelle und des Achsgetriebes weiter nach hinten versetzt. Der Entwicklungs- und Herstellungsaufwand ist bei einer Hinterachse mit zwei Rädern höher, die Wartungsfreiheit wiederum spricht für dieses Konzept.

Nach Tabelle 10.1 wird der Einbau von zwei Hinterrädern besser bewertet. Deshalb wird dieses Konzept weiter verfolgt.

Berücksichtigung der Simulationsergebnisse in der Konstruktion des Fahrzeugkonzeptes

Tabelle 10.1: Variantenvergleich der Hinterachsordnung

Variantenvergleich Anordnung Hinterrad/räder								
Kriterium	Gewichtung des Kriteriums	Varianten:			2 Hinterräder			
		1 Hinterrad			Überlegung	Benotung	gewichtete Benotung	
			Überlegung	Benotung	gewichtete Benotung			
Fahrdynamik, Fahrsicherheit	Wanken	1	Stabilisierungsanteil aufgrund der geringen Breite hinten wesentlich geringer als vorne. Höhere Kippgefahr	5	5	höherer Stabilisierungsanteil hinten	1	1
	schlechte Fahrbahnverhältnisse (Regen, Schnee, ...)	1	eine breitere Aufstandsfläche - schlechte Wasserverdrängung	4	4	bessere Wasserverdrängung aufgrund zwei kleinerer Flächen	1	1
Komfort	Schwingung	0.7	Ausgangspunkt	1	0.7	aufgrund höherer entkoppelter Masse (Achsgetriebe) schlechter	3	2.1
Masse		1	weniger Masse	1	1	mehr Masse	3	3
Geometrie/ Platzanspruch		1	breiter Reifen, Riemen und Aufhängung	3	3	2 schmälere Reifen, mittige Aufhängung, Achsgetriebe	3.5	3.5
Schwerpunktlage		0.3	Schwerpunktlage minimal weiter vorne	1	0.3	Schwerpunktlage leicht nach hinten (Achsgetriebe und zweite Felge)	1.5	0.45
Entwicklungsaufwand		0.5	einfacheres System	1	0.5	etwas mehr zu bearbeiten	2	1
Einfachheit des Systems	Konstruktiver Aufwand (Einbau)	0.5	einfach	1	0.5	benötigtes Differentialgetriebe	4	2
	Wartung	0.5	Riemenwechsel	3	1.5	wartungsfrei	1	0.5
Preis		0.5	billiger, da weniger Komponenten; jedoch höherer Preis für größeren Reifen	2	1	mehr Komponenten bedeuten höheren Preis	4	2
Note					1.59			1.50

10.3 Neukonstruktion des Fahrzeugkonzeptes

Unter Einfluss der genannten Resultate entstand die in Abbildung 10.1 gezeigte Neukonstruktion des Fahrzeugkonzeptes.

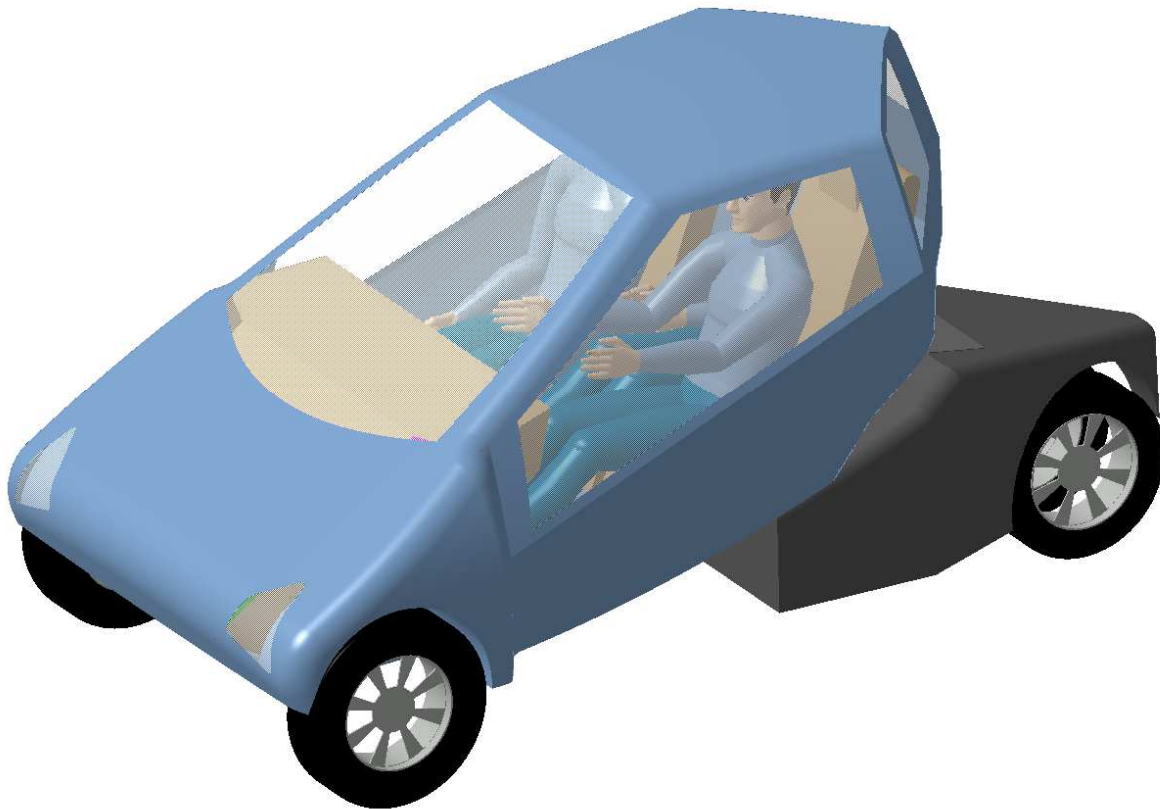


Abbildung 10.1: Neukonstruktion in CATIA V5

Die wesentlichsten Veränderungen beinhalten das Aufteilen des Batteriepakets und den Anbau von zwei Rädern an die Hinterachse. Mit dem Einbau eines Teils des Energiespeichers in den vorderen Bereich des Fahrzeugs konnte der Schwerpunkt weiter Richtung Fahrzeugfront verlegt werden, was sowohl das Steuer- als auch das Kippverhalten verbessert. Eine Tieferlegung des hinteren Sitzes verbessert den Komfort insbesondere bei Ein- und Ausstieg im eingefahrenen Modus. Weiters konnte die Fahrzeughöhe verringert und somit der Luftwiderstand aufgrund der geringeren Anströmfläche vermindert werden. Dies wurde durch die Aufteilung der Batterie und den Einbau eines nach der Fahrwiderstandssimulation ausgelegten kleineren Motors möglich.

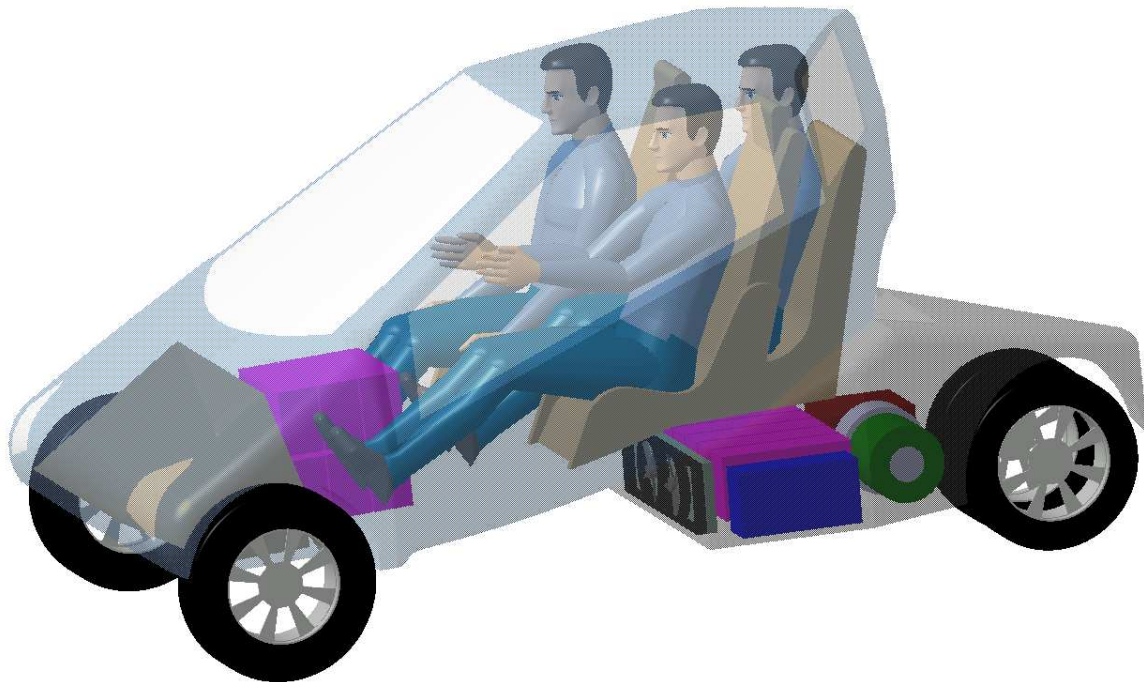


Abbildung 10.2: Neuordnung des Packages

Die Verkleinerung des Antriebs und der Batterie und die Teilung des Energiespeichers ermöglichten die Vorverlegung der Hinterachse um 70 mm. Der Radstand wurde auf

$$l_1 = 2430 \text{ mm}$$

verkürzt. Die tiefere Anordnung des hinteren Sitzes ermöglicht eine geringere Fahrzeughöhe von

$$h = 1586 \text{ mm.}$$

Die Spurweite an der Hinterachse beträgt

$$b_h = 300 \text{ mm} .$$

Die Fahrzeuglänge nahm aufgrund der vorgezogenen Front um etwa 130 mm zu. Eine engere Anordnung der Sitze ermöglichte eine geringere Fahrzeugbreite und führte zu einer geringeren Spurweite.

Die Hauptabmessungen der Neukonstruktion sind in Abbildung 10.3 dargestellt.

Berücksichtigung der Simulationsergebnisse in der Konstruktion des Fahrzeugkonzeptes

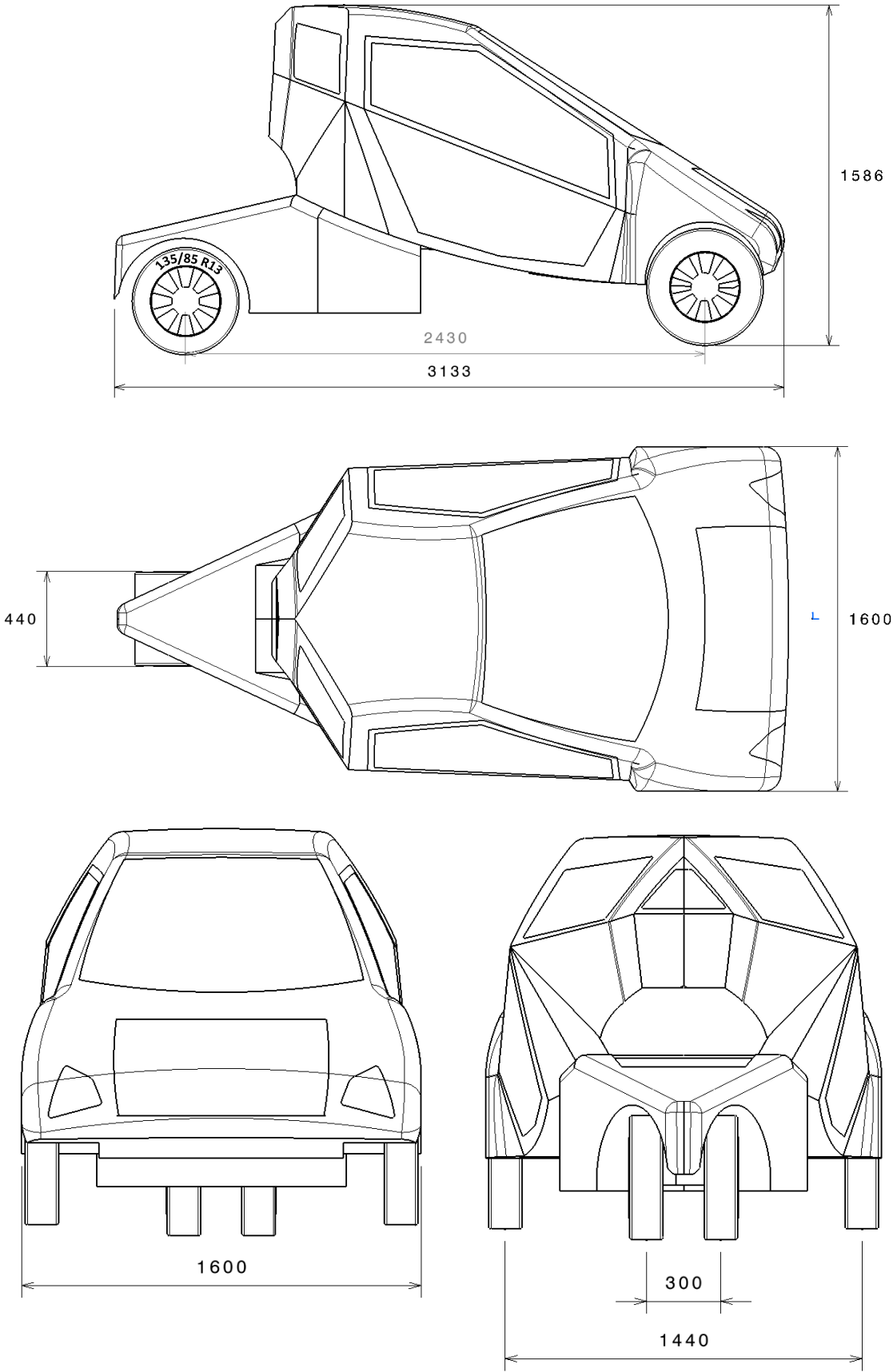


Abbildung 10.3: Hauptabmessungen des Fahrzeugs

Berücksichtigung der Simulationsergebnisse in der Konstruktion des Fahrzeugkonzeptes

In Abbildung 10.4 sind die Ergonomie-Hauptmaße zu sehen. Der Torso-Winkel, die Hüftpunkthöhe und der Abstand zwischen Fersen- und Hüftpunkt haben zugenommen.

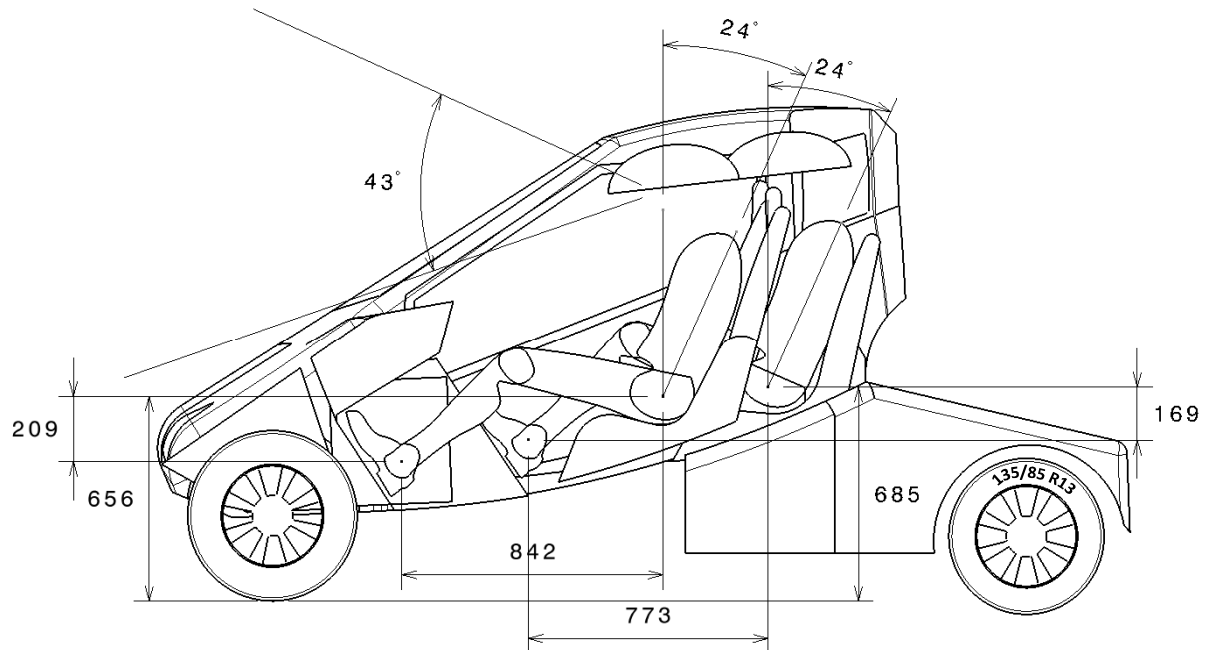


Abbildung 10.4: Ergonomie des neu konstruierten Konzepts.

Abbildung 10.5 zeigt das Fahrzeug im eingezogenen Zustand.

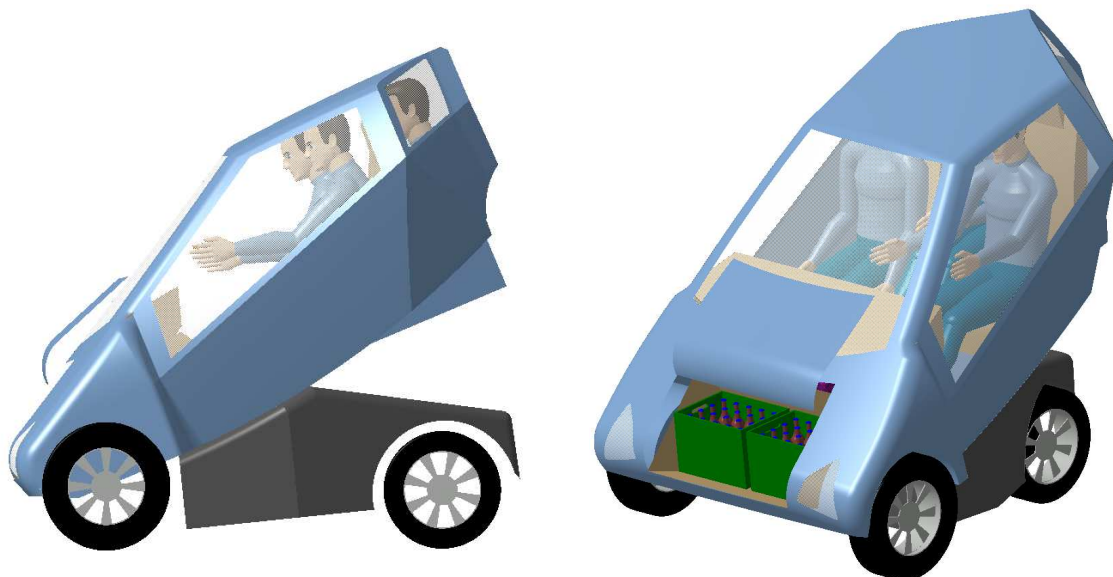


Abbildung 10.5: Fahrzeug im eingezogenen Zustand.

Der Stauraum bleibt trotz der Vorverlagerung eines Teils der Batterie erhalten. Die Fahrzeughöhe im eingezogenen Zustand ist aufgrund der weiter nach hinten gezogenen

Karosserie um 100 mm höher als im ursprünglichen Konzept. Der Radstand liegt nun bei 1430 mm. Alle drei Sitze wurden in der Neukonstruktion weiter nach hinten verlegt, was dazu führt, dass die Hüftpunkte bei Einzug des Hecks weiter nach oben wandern. Der Hüftpunkt des im Fond Sitzenden liegt jedoch aufgrund der Tieferlegung des Sitzes in gleicher Position wie Anfangs, während Fahrer und Beifahrer um 100 mm höher sitzen (Abbildung 10.7).

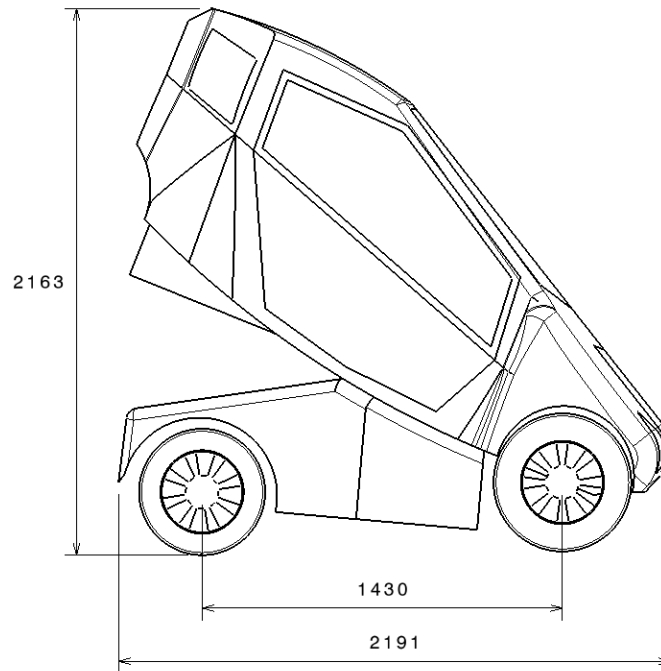


Abbildung 10.6: Konstruktionszeichnung im eingezogenen Zustand.

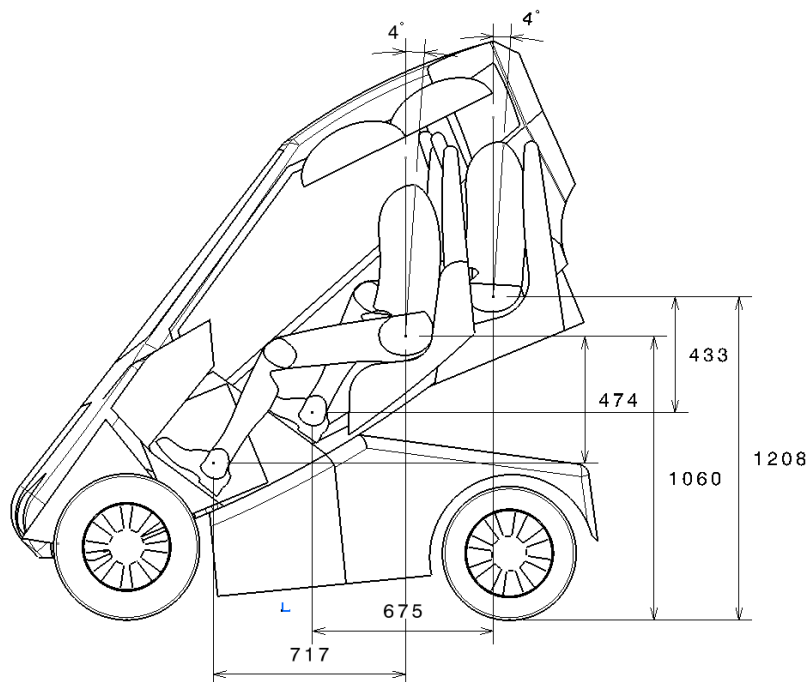


Abbildung 10.7: Ergonomie im eingezogenen Zustand

Durch das Batteriepaket im Frontbereich ist nun auch eine Stufe entstanden, die dem Mitfahrer im Fond den Ein- und Ausstieg im eingefahrenen Zustand erleichtert.

Eine Vermessung in Catia V5 ergab, dass durch die Vorverlagerung eines Teils des Energiespeichers (magenta in Abbildung 10.2) der Schwerpunkt um 121 Millimeter nach vor wandert. Die neue Lage ist

$$l_v = 1232 \text{ mm}$$
$$z_{COG} = 455 \text{ mm.}$$

Durch die Neuordnung nimmt somit auch die Schwerpunkthöhe zu. Durch die (konstruktionsbedingte) Spurverbreiterung der Hinterachse auf 300 mm und die Vorverlagerung des Schwerpunkts in x-Richtung kann die Grenzquerbeschleunigung dennoch auf

$$a_y = 7,52 \frac{m}{s^2}$$

angehoben werden, wie eine Überprüfung des Kippverhaltens zeigte. In Abbildung 10.8 ist ein Vergleich der Ergebnisse des Kippverhaltens des ursprünglichen Konzepts mit der Neukonstruktion zu sehen.

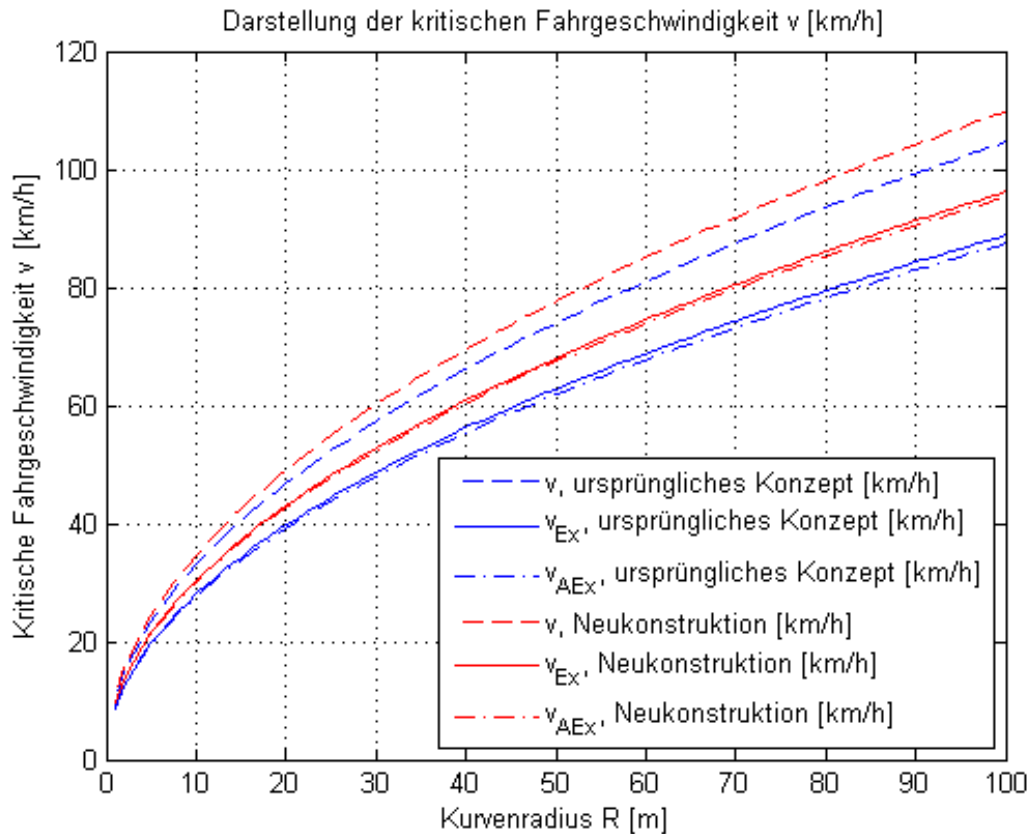


Abbildung 10.8: Vergleich des Kippverhaltens des ursprünglichen Konzepts mit der Neukonstruktion. v : kritische Geschwindigkeit bei Nichtberücksichtigung des Wankverhaltens. v_{Ex} : Berücksichtigung einer möglichen Exzentrizität des Schwerpunkts von 100 mm in seitliche Richtung. v_{AEx} : zusätzliche Berücksichtigung einer maximalen Antriebskraft von 1400 N.

Durch Einplanung eines zweiten Reifens an der Hinterachse und Berücksichtigung zusätzlicher Elemente aufgrund der Teilung des Batteriepakets steigt die Fahrzeuggesamtmasse mit Fahrer (75 kg) auf

$$m_{ges} = 771 \text{ kg.}$$

Das Trägheitsmoment nimmt durch die größere Aufteilung der Masse um den Schwerpunkt von $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$ auf

$$I_{ZZ} = 613 \text{ kgm}^2$$

ebenfalls zu.

Aufgrund des vorgelagerten Schwerpunkts kann sich das Steuerverhalten ändern. Deshalb wird eine nochmalige Simulation mittels Einspurmodell mit den neu erfassten Konstruktionsparametern und einer wiederholten Bestimmung der Reifenseitensteifigkei-

ten durchgeführt. Die folgenden Bilder (Abbildung 10.9 bis Abbildung 10.12) zeigen die bereits aus Kapitel 9.2.3.3.2 bekannten Kreisfahrwerte des ursprünglichen Konzepts im Vergleich mit der Neukonstruktion. Auffallend ist, dass die Ergebnisse keine großen Unterschiede zeigen. Dies beruht in erster Line auf dem annähernd gleichen Verhältnis von Schwerpunktlage und Radstand der beiden Konzepte.

Ursprüngliches Konzept: $\frac{l_v}{l_1} = 0,54$

Überarbeitetes Konzept: $\frac{l_v}{l_1} = 0,51$

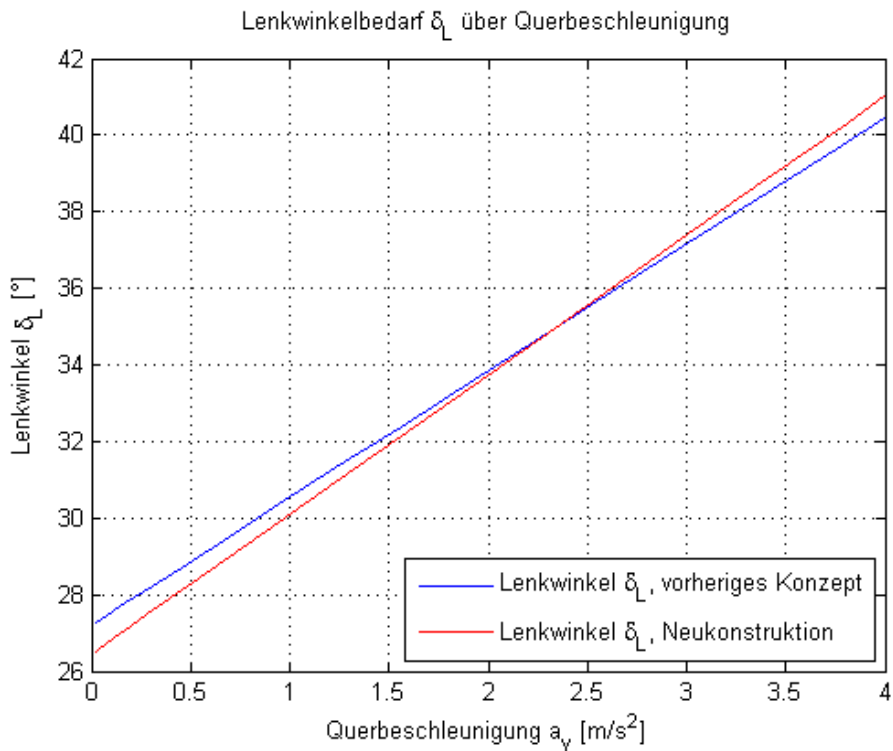


Abbildung 10.9: Darstellung des Lenkwinkelbedarfs in Abhängigkeit der von Querbeschleunigung. Vergleich des ursprünglichen Konzepts mit der Neukonstruktion.

Aufgrund des geringeren Radstands ist der Ackermannlenkwinkel (Lenkwinkelbedarf bei sehr kleinen Geschwindigkeiten, zu sehen bei $a_y = 0$ in Abbildung 10.9) bei der Neukonstruktion kleiner. Der Wendekreis kann damit vermindert werden. Der vorgelagerte Schwerpunkt führt zu einem höheren Anstieg des Lenkwinkelbedarfs. Der Verlauf des Kreisfahrwerts $\frac{\delta\psi}{\delta L}$ (Abbildung 10.10) zeigt trotz des höheren Gierträgheitsmoments keine Unterschiede.

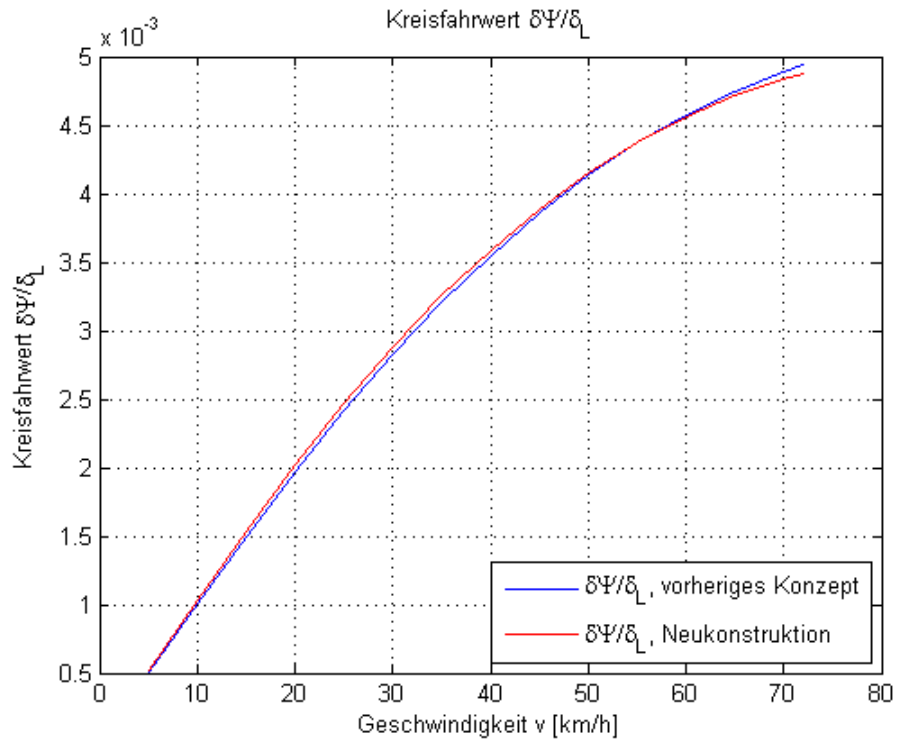


Abbildung 10.10: Kreisfahrwert $\frac{\delta\psi}{\delta L}$ in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit. Vergleich des ursprünglichen Konzepts mit der Neukonstruktion.

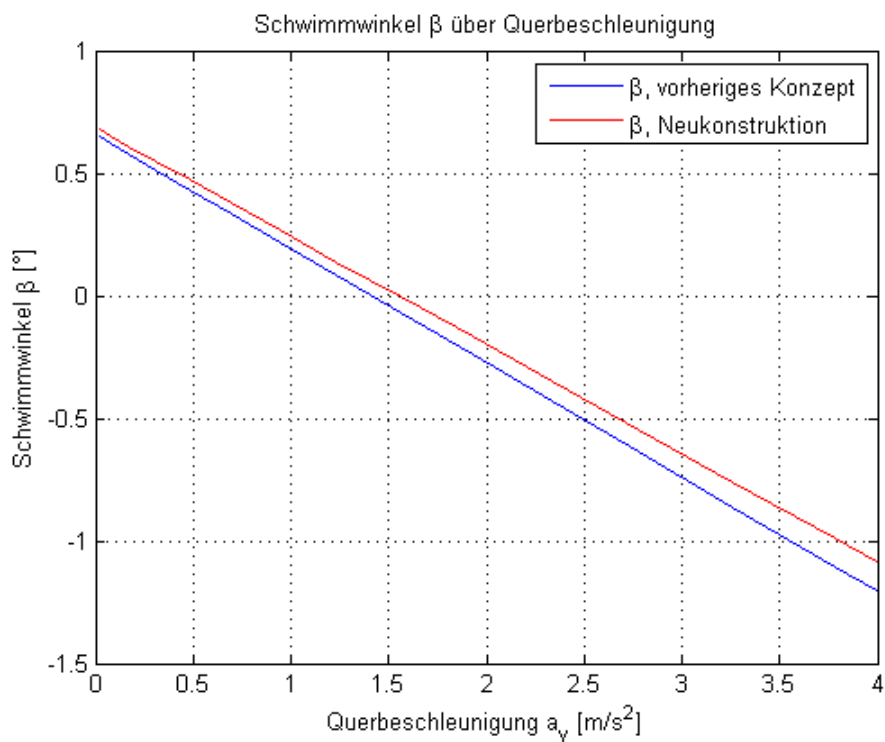


Abbildung 10.11: Schwimmwinkel β in Abhängigkeit der Querbeschleunigung. Vergleich des ursprünglichen Konzepts mit der Neukonstruktion.

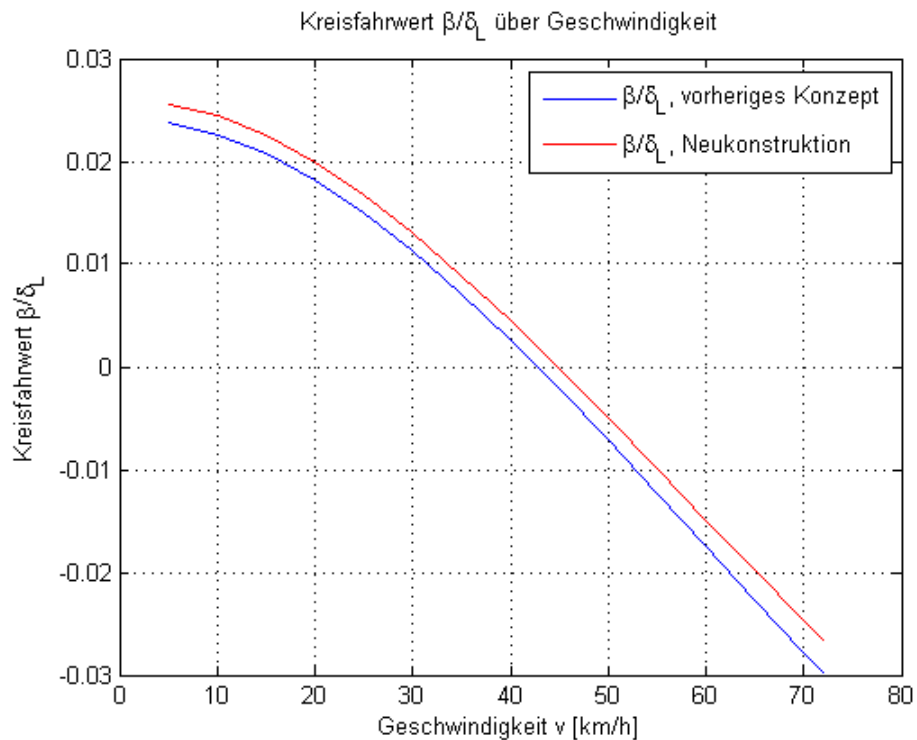


Abbildung 10.12: Kreisfahrwert $\frac{\beta}{\delta_L}$ in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit. Vergleich des ursprünglichen Konzepts mit der Neukonstruktion.

Die Werte für Schwimmwinkel β und Kreisfahrwert $\frac{\beta}{\delta_L}$ sind leicht höher als bei der Ausgangskonstruktion. Der Schwimmwinkel ist abhängig von Schwerpunktlage, Kurvenradius und Schräglaufwinkel der Hinterachse, wie bereits Gl. 9.27 zeigt.

$$\beta = \frac{l_h}{R} - \alpha_h^{130}$$

Gl. 10.2

Durch den vorgelagerten Schwerpunkt ist das Verhältnis $\frac{l_h}{R}$ trotz kürzeren Radstands größer als vorher ($l_{h,alt} = 1147 \text{ mm}$, $l_{h,neu} = 1198 \text{ mm}$).

Durch Vorverlagerung des Schwerpunkts (Ausgleichen der Radaufstandskräfte) und Anpassung der Reifenseitensteifigkeiten an der Hinterachse wurde die Kippgrenze bei annähernd gleich bleibendem (laut Vergleich mit der Literatur guten) Steuerverhalten verbessert. Eine weitere Vorverlegung würde die Untersteuertendenz erhöhen. Da etwa-

¹³⁰ Die Beziehung gilt für den linearen Bereich.

ige Zusatzelemente und -aggregate in der derzeitigen konzeptionellen Konstruktion noch nicht enthalten sind, ist dies im Rahmen der weiteren Auslegung durch eine richtige Anordnung anzustreben. Beispielsweise kann das Kühlsystem der Batterie in der Konsole über dem Stauraum im Frontbereich angeordnet werden.

Um ein Fahren im eingezogenen Zustand zu ermöglichen, ist ein weiteres Modul in der Fahrzeugfront nötig. Bei Aufrichten der Fahrerkabine werden die Radaufhängung und somit die Spreizachse (Achse, um die das Rad bei der Lenkung gedreht wird) mitgedreht. Eine Steuerung des Fahrzeugs ist nicht mehr möglich, da die Vorderräder bei Durchführung des Lenkmanövers einknicken würden. Eine Lenkbarkeit im eingefahrenen Zustand ist jedoch erwünscht, um das Rangieren und Ausparken zu erleichtern. Die Spreizachse muss somit mit der Fahrzeugbewegung mitgedreht werden.

11 Zusammenfassung und Ausblick

Der Wunsch nach individueller Mobilität ist Grund für die stetige Zunahme von Fahrzeugen auf den Straßen dieser Welt. In Ballungszentren stößt die Infrastruktur jetzt schon oftmals in ihre Kapazitätsgrenzen, Lärm und Schadstoffbelastung sind zusätzliche vom Verkehr geprägte Probleme. In Städten ist das Verkehrsaufkommen besonders groß, wobei ein Großteil der Fahrten Strecken von weniger als 30 Kilometer umfassen. Geringer Platzbedarf, ein geringer Einsatz an Ressourcen – sowohl während der Produktion als auch im Betrieb (hohe Energieeffizienz), ein Antrieb ohne Lärm- oder Schadstoffbelastung sowie die Verwendung einer regenerativen Energiequelle sind die Kriterien für die Entwicklung neuer Konzepte zur zukünftigen urbanen Massenmotorisierung.

Aus einer vorangegangenen Projektarbeit entstand ein Fahrzeugkonzept, welches speziell den Anforderungen hinsichtlich individueller Mobilität in Ballungszentren gerecht werden soll. Es handelt sich dabei um ein elektrisch betriebenes Kleinfahrzeug mit drei Sitzen und drei Rädern. Die Energieversorgung stammt aus einer Batterie. Die Leistung des Antriebs beträgt 20 kW. Das Fahrzeug ist imstande, sich von seiner ursprünglichen Länge von 3060 mm auf 2140 mm einzuziehen. Somit ist nur ein halber konventioneller Parkplatz für das Abstellen nötig. Weiters ermöglicht diese Funktion dem Fahrer, quer zu anderen abgestellten Fahrzeugen zu parken.

Die zusammenfassende Anordnung der für den Antrieb wichtigen Einzelelemente im Heckbereich führte zu einer Schwerpunktlage des Gesamtfahrzeugs, die für das Fahrverhalten eines dreirädrigen Fahrzeugs ungünstig sein könnte. Mittels fahrdynamischer Untersuchungen in Kapitel 9 wurde der Einfluss der Schwerpunktlage ermittelt. Weiters wurden verschiedene Beladungszustände simuliert und deren Ergebnisse verglichen. Die Resultate der Simulation flossen in Kapitel 10 in die Konstruktion eines überarbeiteten Fahrzeugkonzepts ein. Durch Anordnung eines Teils des Energiespeichers im vorderen Bereich des Fahrzeugs wurde der Schwerpunkt so verlegt, dass Kippgrenze und Steuerverhalten verbessert wurden. Der Einbau eines zweiten Hinterrads begünstigt ebenfalls die Kippgrenze und erhöht durch Anpassung der Reifenseitensteifigkeit das Seitenkraftpotential an der Hinterachse, was wiederum dem Steuerverhalten zu Gute kommt.

Eine Marktanalyse in Kapitel 7 zeigte, dass das Angebot im Sektor der Kleinfahrzeuge zurzeit eher gering ist. Aus der Geschichte (Kapitel 5) erkennt man die Nachkriegszeit als erfolgreichste Ära der Kleinfahrzeuge. Ausschlaggebend hierfür war das verhältnismäßig niedrige Lohnniveau, an das sich neuorientierte Unternehmen anpassten und Fahrzeuge mit geringen Herstellungskosten anboten. Die Preisgestaltung ist heute ein äußerst schwieriges Thema in diesem Fahrzeugsektor. Elektro- und Kleinfahrzeuge werden am Preis von konventionellen PKW gemessen. Das Verhältnis ist aufgrund großer Produktionszahlen und Serienfertigungen vollwertiger PKW und den daraus resultierenden relativ geringen Endpreisen für den Kunden verzerrt. Somit erscheint das Elektro-Kleinfahrzeug nicht nur wegen des Energiespeichers als wirtschaftlich nicht konkurrenzfähig. Bei dementsprechendem Anstreben einer Großserienfertigung und zukünftigen Entwicklungen auf dem Gebiet der Energiespeicher sollte das Verhältnis jedoch ausgeglichen werden können.

Die Realisierung und Großserienfertigung eines Fahrzeugs der beschriebenen Art erfordert die Nachfrage und somit das Umdenken des Nutzers in seinen Gewohnheiten hinsichtlich Mobilität. Eine große Chance dieser Fahrzeugkonzepte besteht in der Einbindung in gesamtheitliche Mobilitätskonzepte. Der Kunde kauft kein Fahrzeug, er kauft die Dienstleistung *Mobilität*, beispielsweise durch eine kurzzeitige Entlehnung des Fahrzeugs bei *Car Sharing*- Programmen oder Autovermietern. Eine weitere Möglichkeit wäre eine Zusatzdienstleistung von Betreibern öffentlicher Verkehrsmittel zu ihren bestehenden orts- und zeitgebundenen Fahrplänen. Nah- und Fernreisenden kann somit ein Transportmittel für den individuellen Bedarf im lokalen Umkreis ihres Ziels bereitgestellt werden.

In jedem Fall soll der Vorrang des eigentlichen Sinns der Notwendigkeit eines Fahrzeugs im Vordergrund stehen. Nach wie vor ist es eine Maschine, die den Nutzer von A nach B bringt.

Literaturverzeichnis

AUDI. 2011. AUDI. [Online] 13. 9 2011. [Zitat vom: 7. 2 2012.] <http://www.audi.de>.

Auto Motor und Sport. 2011. [Online] 2011. [Zitat vom: 7. 2 2012.] <http://www.auto-motor-und-sport.de>.

barthworks.com. [Online] [Zitat vom: 6. 2 2012.]
<http://www.barthworks.com/cars/electriccars/1987suntera.htm>.

BLEFGEN, Rasmus. 2006. Kfz-Zulassungsklassen im Rahmen der EU-Neuregelungen. *Diplomarbeit*. Fachhochschule Dortmund, Dortmund : s.n., 6 2006.

BMW. [Online] [Zitat vom: 2. 2 2012.] <http://www.bmw.com>.

BOURSIN, Philippe. <http://philippe.boursin.perso.sfr.fr>. [Online] [Zitat vom: 6. 2 2012.]
<http://philippe.boursin.perso.sfr.fr/velec/1976.htm>.

BRINKHOFF, Thomas. 2011. The Principal Agglomerations Of The World. [Online] 15. 10 2011. [Zitat vom: 17. 11 2011.] www.citypopulation.de/world/Agglomerations.html.

BRUNNER, Helmut. 2012. Berechnung der benötigten Antriebsleistung für ein Fahrzeugkonzept. *Projekt Fahrzeugtechnik*. Graz : Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz, 3. 3 2012.

Bundesfinanzministerium. 2012. [Online] 2012. [Zitat vom: 30. 1 2012.]
http://www.bmf.gv.at/Steuern/Brgerinformation/AutoundSteuern/NormverbrauchsabgabeNOVA/_start.htm.

China Car Times. [Online] [Zitat vom: 23. 1 2012.] <http://www.chinacartimes.com/2012/01/20/2011-china-auto-sales-review/>.

CROPLEY, Steve. 2011. www.autocar.co.uk. [Online] 29. 6 2011. [Zitat vom: 7. 2 2012.]
<http://www.autocar.co.uk/www.autocar.co.uk/News/NewsArticle/AllCars/257974/>.

DE LA FUENTE LAYOS, Luis Antonio. 2007. *Mobilität im Personenverkehr in Europa*. s.l. : eurostat, 2007.

Department Raum, Landschaft und Infrastruktur/ Universität für Bodenkultur. 2010. *Grundlagen der Verkehrsplanung*. Wien : s.n., 2010.

Die Presse. 2011. diepresse.com. [Online] 20. 1 2011. [Zitat vom: 23. 1 2012.]
<http://diepresse.com/home/wirtschaft/international/626777/Autoverkauf-in-China-droht-einzubrechen>.

DIEZ, W. 2006. *Automobil-Marketing: Navigationssystem für neue Absatzstrategien*. s.l. : MI Wirtschaftsbuch, 2006. ISBN: 978-3636030641.

EG. 2002. RICHTLINIE 2002/24/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES. 18. 3 2002.

— **2007.** RICHTLINIE 2007/46/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES. 5. 9 2007.

- GENERALI Österreich. 2008.** [Online] 1. 31 2008. [Zitat vom: 1. 27 2012.] <http://partner.general.at>.
- GSCHEIDLE, Rolf und al., et. 2003.** *Tabellenbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Haan Gruiten : Europa-Lehrmittel, 2003. ISBN: 978-3808521366.
- HAKEN, Karl-Ludwig. 2007.** *Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik*. s.l. : Hanser, 2007. ISBN: 978-3446228122.
- Heinkel-Club Deutschland e.V.** [Online] [Zitat vom: 2. 2 2012.] <http://www.heinkel-club.de>.
- HEIßING, Bernd und ERSOY, Metin. 2008.** *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2008. ISBN: 978-3834801050.
- HIRIKO.** [Online] [Zitat vom: 8. 2 2012.] hiriko.com.
- HIRSCHBERG, Wolfgang und WASER, Helmut. 2010.** *Fahrzeugdynamik. Vorlesungsskriptum*. Graz : Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz, 2010.
- HORLACHER.AG.** [Online] [Zitat vom: 6. 2 2012.] <http://www.horlacher.com/>.
- HUBMANN, Didi. 2008.** *kleinezeitung.at*. [Online] 22. 8 2008. [Zitat vom: 30. 1 2012.] <http://www.kleinezeitung.at/allgemein/automotor/1490439/index.do>.
- isetta.de. 2000.** [Online] 2000. [Zitat vom: 2. 2 2012.] <http://www.isetta.de/techdat.htm>.
- ISO-4138. 2004.** *Road vehicles - Steady state circular test procedure*. 2004.
- ISO-7401. 2004.** *Road vehicles - Lateral transient response test methods*. 2004.
- JONES, David W. 2008.** *Mass Motorization and Mass Transit*. Indiana : Indiana University Press, 2008. ISBN: 978-0253221711.
- jusline.at. 2011.** *Strassenverkehrsordnung Österreich*. [Online] 1. 12 2011. [Zitat vom: 2. 12 2011.] <http://www.jusline.at>.
- jusline.de. 2011.** *Straßenverkehrsordnung Deutschland*. [Online] 1. 12 2011. [Zitat vom: 2. 12 2011.] <http://www.jusline.de>.
- KETTENMANN, Uschi. 2011.** *www.meinklassiker.com*. [Online] 15. 11 2011. [Zitat vom: 2. 2 2012.] http://www.meinklassiker.com/de/magazin/museen/nachbau_das_erste_elektroauto_von_1881/14/1/3919.
- KORTHAUER, Reiner. 2010.** *Handbuch Elektromobilität*. Frankfurt/Main : EW Medien und Kongresse GmbH, 2010. ISBN: 978-3802209765.
- LEX, Cornelia. 2010.** *Laborübung Fahrzeugtechnik - Fahrdynamik*. Graz : s.n., 2010.
- Messerschmitt-Club Deutschland e.V. 2012.** [Online] 11. 1 2012. [Zitat vom: 2. 2 2012.] <http://www.messerschmitt-club-deutschland.de/>.
- MITSCHKE, Manfred und WALLENTOWITZ, Henning. 2004.** *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Berlin : Springer Verlag, 2004. ISBN: 978-3540420118.

- Mobil Eco.** [Online] [Zitat vom: 6. 2 2012.] http://www.mobil-eco.com/pages/conservatoire/teilhol_citadine.html.
- Moto Mobil.** [Online] [Zitat vom: 8. 2 2012.] <http://www.motomobil.at/test-technik/neue-konzepte/260-ktm-e3w-dreiraedriges-elektroauto-ab-2013>.
- Njanji, Susan und Mongalvy, Sophie. 2010.** www.n24.de. www.n24.de. [Online] 14. 7 2010. [Zitat vom: 27. 1 2012.] http://www.n24.de/news/newsitem_6198664.html.
- ÖAMTC. 2012.** [Online] 2012. [Zitat vom: 30. 1 2012.] <http://www.oeamtc.at>.
- oekonews.at. 2012.** [Online] 30. 1 2012. [Zitat vom: 30. 1 2012.] http://www.oekonews.at/index.php?mdoc_id=1035191.
- OLSON, Parmy und NOLAN, Kelly. 2008.** www.spiegel.de. [Online] 27. 4 2008. [Zitat vom: 31. 1 2012.] <http://www.spiegel.de/wirtschaft/0,1518,549743,00.html>.
- PAYNE, Elvis. 2012.** [3-wheelers.com](http://www.3wheelers.com). [Online] 1. 1 2012. [Zitat vom: 2. 2 2012.] <http://www.3wheelers.com>.
- REIMPELL, JörnSEN und BETZLER, Jürgen. 2005.** *Fahrwerktechnik: Grundlagen*. Würzburg : Vogel-Buchverlag, 2005. ISBN: 978-3834330314.
- REIMPELL, JörnSEN und HOSEUS, Karlheinz. 1992.** *Fahrwerktechnik: Fahrwerkmechanik*. Würzburg : Vogel Buchverlag, 1992. ISBN: 978-3802305139.
- SCHRANK, David und LOMAX, Tim. 2002.** *Urban Mobility Study*. Texas : s.n., 2002.
- Smiles E Mobility.** [Online] [Zitat vom: 6. 2 2012.] <http://www.smiles-world.de/>.
- SPECHT, Michael. 2011.** *Automobilwoche*. [Online] 09. 05 2011. [Zitat vom: 05. 03 2012.] <http://www.automobilwoche.de/article/20110905/REPOSITORY/110829988/0>.
- Statistik Austria. 2011.** *Familien nach Familientyp und Zahl der Kinder ausgewählter Altersgruppen - Jahresdurchschnitt 2010*. 2011.
- Statistik-Austria. 2012.** *Erworbenene Lenkberechtigungen nach Klassen*. 2012.
- THOMMEN, Freddy.** www.thommentechnik.ch. [Online] [Zitat vom: 6. 2 2012.] http://www.thommentechnik.ch/horlacher_occ.html.
- Thyssen-Bornemiszas, Hanns Peter von.** *Lexikon der vergessenen Autotypen*. [Online] [Zitat vom: 6. 2 2012.] <http://autolexikon-thyssen.de>.
- TWIKE.** [Online] [Zitat vom: 6. 2 2012.] <http://www.twike.com/de/innovationen/datenblatt/datenblatt.html>.
- Umweltleitfaden PKW.** [Online] [Zitat vom: 27. 1 2012.] <http://www.autoverbrauch.at/>.
- WALTERSDORFER, Gregor. 2011.** *Diplomarbeit. Wirtschaftliche Bewertung und Entwicklung eines Umsetzungskonzepts einer Innovation*. Graz : s.n., 2 2011.

WALTERSDORFER, Gregor und BRUNNER, Helmut. 2009. Entwicklung eines neuen Fahrzeugkonzeptes für den innerstädtischen Individualverkehr. *Projekt Konstruktiv*. Graz : s.n., 21. 12 2009.

WEINBERGER, Christoph. 2008. Erhebung von verkehrs-, energie- und umweltrelevanten Fahrzeugdaten. *Diplomarbeit*. Graz : FTG, TU Graz, 12. 10 2008.

WILLBERGER, Johann. 2011. AC Motor Design and Evaluation for Automotive Traction Applications. *Dissertation*. Graz : FTG TU Graz, Dezember 2011.

zitate.de. [Online] [Zitat vom: 23. 1 2012.] <http://www.zitate.de/kategorie/Verkehr/>.

ZOMOTOR, Adam. 1991. *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. 1991. ISBN: 978-3834332295.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 5.1 Federbetriebenes Fahrzeug von Leonardo Da Vinci	20
Abbildung 5.2: Dampfbetriebener Fardier von Cugnot, 1769	20
Abbildung 5.3: Patent-Motorwagen Nr.1 von Carl Benz.	21
Abbildung 5.4: Elektrisch angetriebenes Tricycle von Ayrton und Perry, 1881.....	21
Abbildung 5.5: Riker Electric Tricycle, 1896.	22
Abbildung 5.6: Runabout und Super Sports Aero von Morgan	22
Abbildung 5.7: Messerschmitt KR 175.....	23
Abbildung 5.8: BMW Isetta	23
Abbildung 5.9: BAJAJ Ape als Autoriksha.....	24
Abbildung 5.10: Teilhol Citadine.....	25
Abbildung 5.11: Horlacher EGG	25
Abbildung 5.12: CityEL.....	26
Abbildung 5.13: Twike III.....	26
Abbildung 6.1: Auswahl sportlicher 3 Rad-Konzepte	27
Abbildung 6.2: Morgan Threewheeler 2011.....	27
Abbildung 6.3: Rundgang auf der IAA 2011.....	28
Abbildung 6.4: Nissan Pivo 3.	29
Abbildung 6.5: Geschwindigkeitsverlauf des NEDC.....	30
Abbildung 7.1: e3w.	42
Abbildung 7.2: Hiriko.....	42
Abbildung 7.3: Peugeot VELV.....	42
Abbildung 8.1: Das Fahrzeugkonzept.....	44
Abbildung 8.2: Front- und Seitenansicht des Fahrzeugkonzepts.....	45
Abbildung 8.3: Seitenansicht mit Ergonomie-Hauptmaßen und Draufsicht.....	46
Abbildung 8.4: Package des Fahrzeugkonzepts.....	47
Abbildung 8.5: Package.....	47
Abbildung 8.6: Das Fahrzeug beim Parken..	48
Abbildung 8.7: Seitenansicht und Draufsicht im eingefahrenen Zustand.....	49
Abbildung 8.8: Ein- und Ausstieg.....	50
Abbildung 8.9: Querparken	54
Abbildung 8.10: Geschwindigkeitsverlauf des FTP 75.....	56
Abbildung 8.11: Betriebspunkte im FTP 75-Fahrzyklus und Kennlinie des Motors.....	57

Abbildung 8.12: Betriebspunkte im NEDC-Fahrzyklus und Kennlinie des Motors.....	57
Abbildung 8.13: Fahrzustandsschaubild.....	59
Abbildung 8.14: Beschleunigung des Fahrzeugs.....	60
Abbildung 9.1: Einspurmodell.....	68
Abbildung 9.2: Querkraftcharakteristik eines Reifens 205/50 R15.....	70
Abbildung 9.3: Herleitung der Schräglaufwinkel.....	72
Abbildung 9.4: Reifenkennwerte 175/70 R13, Felge: 5 ½ J x 13.....	77
Abbildung 9.5: Wertebereich für Reifenseitensteifigkeit und Reifennachlauf von PKW-Reifen	78
Abbildung 9.6: Reifennachlauf	78
Abbildung 9.7: Lenkwinkelbedarf. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$	82
Abbildung 9.8: Weg des Fahrzeugs, Kreisbahn, $R = 100 \text{ m}$. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$	83
Abbildung 9.9: Kontrolle der Querb beschleunigung. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$	83
Abbildung 9.10: Schräglaufwinkel an Vorder- und Hinterrad. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$	84
Abbildung 9.11: Schwimmwinkel, Schwimmwinkeländerung, Gierwinkelgeschwindigkeit und Gierwinkelbeschleunigung. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$	85
Abbildung 9.12: Lenkwinkelbedarf δ_L in Abhängigkeit von der Querb beschleunigung a_y . Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$	86
Abbildung 9.13: Kreisfahrwert $\delta\Psi/\delta L$ in Abhängigkeit der Geschwindigkeit. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$	87
Abbildung 9.14: Schwimmwinkel in Abhängigkeit der Querb beschleunigung. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$	88
Abbildung 9.15: Kreisfahrwert $\beta/\delta L$ in Abhängigkeit der Geschwindigkeit. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$	88
Abbildung 9.16: Messergebnisse von fünf frontangetriebenen PKW ($m \approx 1000 \text{ kg}$) bei stationärer Kreisfahrt ($R = 100 \text{ m}$) und trockener Fahrbahn.	89
Abbildung 9.17: Schräglaufwinkel des voll beladenen Fahrzeugs. $m = 948,5 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 656 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1302 \text{ mm}$	92

Abbildung 9.18: Schräglaufwinkel, Zuladung nur im Stauraum. $m = 798 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 631 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1302 \text{ mm}$	92
Abbildung 9.19: Lenkwinkelbedarf δ_L in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung a_y . Vergleich der Beladungszustände.....	93
Abbildung 9.20: Kreisfahrwert $\delta\Psi/\delta L$ in Abhängigkeit der Geschwindigkeit. Vergleich der Beladungszustände.....	94
Abbildung 9.21: Schwimmwinkel in Abhängigkeit der Querbeschleunigung. Vergleich der Beladungszustände.....	94
Abbildung 9.22: Kreisfahrwert $\beta/\delta L$ in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit. Vergleich der Beladungszustände.....	95
Abbildung 9.23: Darstellung der Lenkwinkelfunktion als Eingangsfunktion. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$	96
Abbildung 9.24: Darstellung der Querbeschleunigung. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$	97
Abbildung 9.25: Weg des Fahrzeugs (J-Turn). Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$	98
Abbildung 9.26: Systemantwort bei dynamischem Verhalten. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$	98
Abbildung 9.27: Systemantwort bei dynamischem Verhalten, vergrößerte Darstellung. Leeres Fahrzeug, $m = 751 \text{ kg}$, $I_{ZZ} = 554 \text{ kgm}^2$, $l_v = 1353 \text{ mm}$	99
Abbildung 9.28: Peak Response Time.....	100
Abbildung 9.29: Kamm'scher Kreis.....	102
Abbildung 9.30: Ersatzmodell eines dreirädrigen Fahrzeugs, Reaktionskräfte auf die Fliehkraft.....	106
Abbildung 9.31: Einfluss der Achskonstruktion auf die Kraftschlussgrenze.....	108
Abbildung 9.32: Darstellung des Momentengleichgewichts von Schwerkraft und Fliehkraft um die Kippachse.....	109
Abbildung 9.33: Ermittlung der Fahrzeugbreite auf Höhe der Schwerpunktlage.....	111
Abbildung 9.34: Kritische Geschwindigkeit bezüglich Kippen in Abhängigkeit des Kurvenradius.....	112
Abbildung 9.35: Darstellung des Momentengleichgewichts von Schwerkraft und Fliehkraft um die Kippachse, Variante B.....	114

Abbildung 9.36: Kritische Geschwindigkeit in Abhängigkeit des Kurvenradius. $b_h = 200\text{mm}$, $l_v = 1303\text{ mm}$, $z_{COG} = 416\text{ mm}$, Variante B.	114
Abbildung 10.1: Neukonstruktion in CATIA V5.....	119
Abbildung 10.2: Neuordnung des Packages.....	120
Abbildung 10.3: Hauptabmessungen des Fahrzeugs.....	121
Abbildung 10.4: Ergonomie des neu konstruierten Konzepts.....	122
Abbildung 10.5: Fahrzeug im eingezogenen Zustand.	122
Abbildung 10.6: Konstruktionszeichnung im eingezogenen Zustand.	123
Abbildung 10.7: Ergonomie im eingezogenen Zustand.....	123
Abbildung 10.8: Vergleich des Kippverhaltens des ursprünglichen Konzepts mit der Neukonstruktion.....	125
Abbildung 10.9: Darstellung des Lenkwinkelbedarfs in Abhängigkeit der von Querb beschleunigung. Vergleich des ursprünglichen Konzepts mit der Neukonstruktion.	126
Abbildung 10.10: Kreisfahrwert $\delta\psi/\delta L$ in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit. Vergleich des ursprünglichen Konzepts mit der Neukonstruktion.	127
Abbildung 10.11: Schwimmwinkel β in Abhängigkeit der Querb beschleunigung. Vergleich des ursprünglichen Konzepts mit der Neukonstruktion.	127
Abbildung 10.12: Kreisfahrwert $\beta/\delta L$ in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit. Vergleich des ursprünglichen Konzepts mit der Neukonstruktion.	128

Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1: Zusammenfassung und Vergleich einiger gesetzlicher Bestimmungen der Fahrzeugklassen L5e und L7e	14
Tabelle 4.2: Gesetzliche Vorschriften für die Fahrzeugklasse L5e.....	16
Tabelle 8.1: Daten und Spezifikationen des Fahrzeugs	51
Tabelle 8.2: Auslegungsdaten des Motors	58
Tabelle 9.1: Aus CATIA V5 gemessene Werte für das leere Fahrzeug	76
Tabelle 9.2: Kennwerte des ausgewählten Reifens.....	77
Tabelle 9.3: Aus CATIA V5 gemessene Werte für das voll beladene Fahrzeug	90
Tabelle 9.4: Aus CATIA V5 gemessene Werte für das voll beladene Fahrzeug mit Fahrer, ohne Mitfahrer.....	91
Tabelle 10.1: Variantenvergleich der Hinterachsordnung.....	118

Anhang

Auslegung des Antriebsstrangs

Tabelle 1: Kennwerte des ausgewählten Reifens

Reifenkennwerte	135/80 R13		
Außendurchmesser	d_a	550	mm
Statischer Reifenhalbmesser	r_{stat}	249	mm
Dynamischer Reifenhalbmesser	r_{dyn}	265	mm

Tabelle 2: Zusammenfassung der für die Fahrwiderstandssimulation wichtigen Werte

Zusammenfassung der für die Simulation wichtigen Werte			
dynamischer Reifenhalbmesser	r_{dyn}	265	mm
Rollwiderstandsbeiwert	f	0.015	
Luftdichte	ρ_L	1.2	kg/m ³
Luftwiderstandsbeiwert	c_w	0.35	
Frontfläche	A_F	2.13	m ²
Drehmassenzuschlagsfaktor	λ	1.034	
Masse (inkl. 75 kg Fahrer)	m_{ges}	751	kg
Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstrangs (ab Motorausgang)	$\eta_{ges,m}$	0.965	
Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstrangs (ab Batterie)	$\eta_{ges,e/m}$	0.65	
Wirkungsgrad der Rekuperation	η_R	0.3	
Gesamtübersetzung des Antriebsstrangs	i_{ges}	8	

Tabelle 3: Trägheitsmomente und Übersetzungsstufen der Einzelkomponenten zur Berechnung des Drehmassenzuschlagsfaktors

Trägheitsmomente und Übersetzungsstufen der Einzelkomponenten des Antriebsstrangs			
Trägheitsmomente			
Vorderachse	I_V	0.449	kgm^2
Hinterachse	I_H	0.3	kgm^2
Getriebe	I_G	0.25	kgm^2
Motor	I_M	0.015	kgm^2
Übersetzungsstufen			
Riemen	i_R	2	
Getriebe	i_G	4	

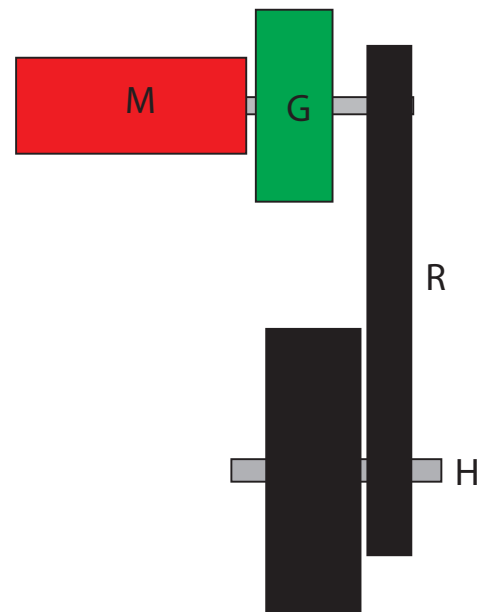


Abbildung 1: Schema des Antriebsstrangs. M=Motor, G=Getriebe, R=Hinterachsübersetzung, H=Hinterachse

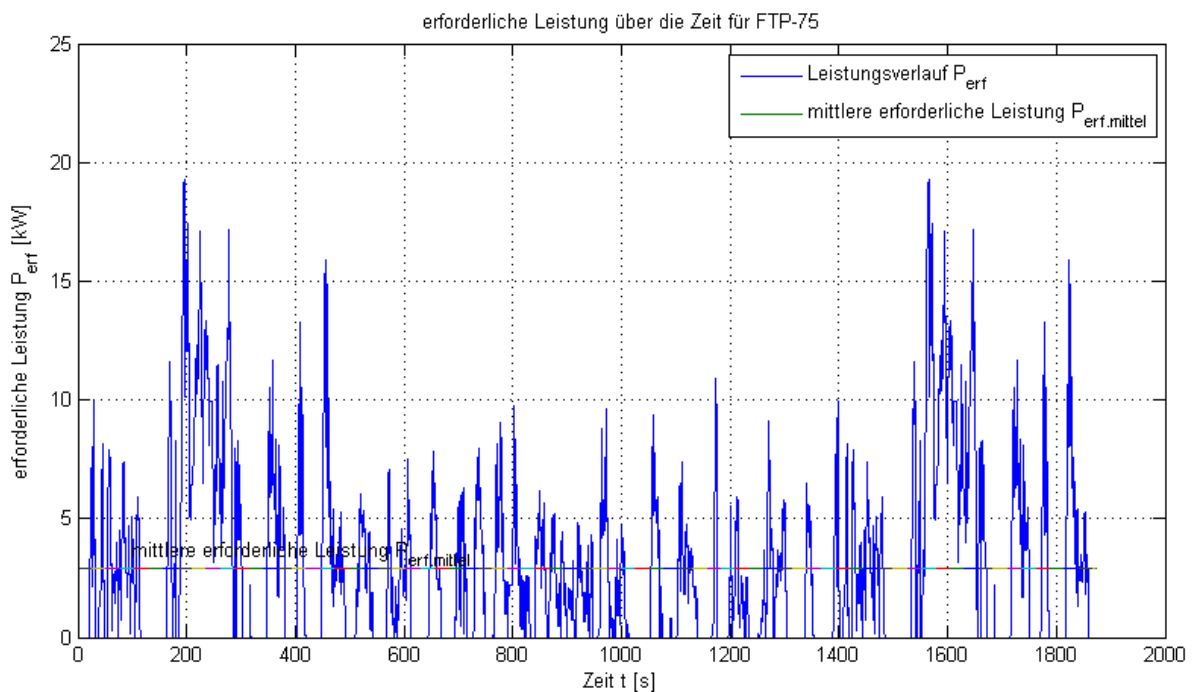


Abbildung 2: Leistungsbedarf des Fahrzeugs für das Fahren nach FTP 75.

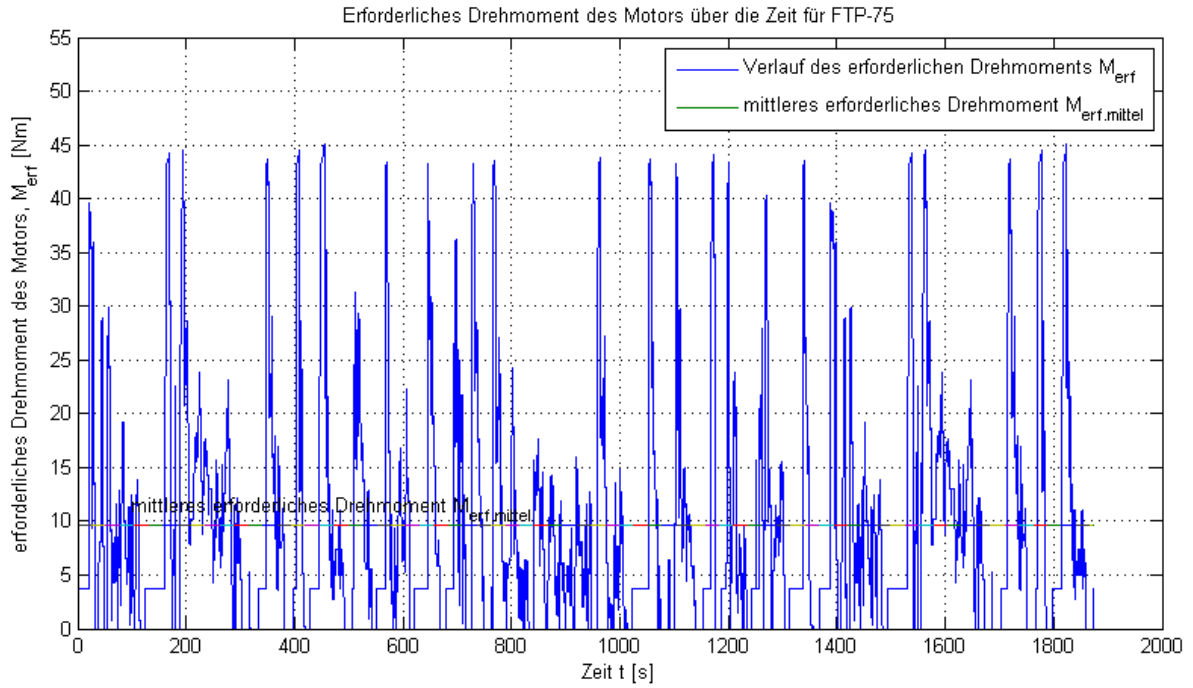


Abbildung 3: Erforderliches Drehmoment für FTP 75.

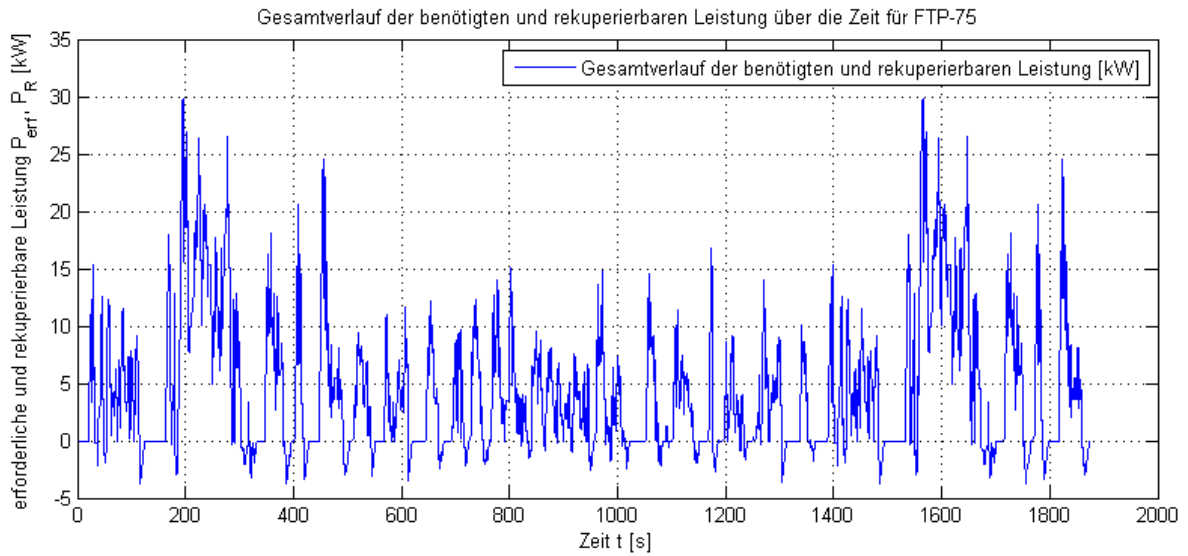
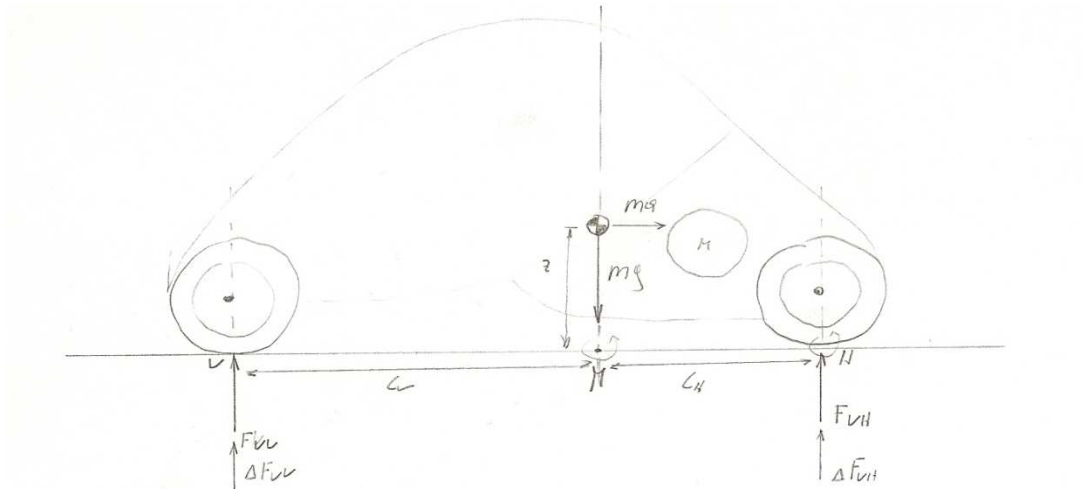


Abbildung 4: Verlauf der erforderlichen und rekuperierbaren Leistung im FTP 75

Schema der Berechnung der Radaufstandskräfte und Seitenkräfte am Rad in MATHCAD (leeres Fahrzeug)



Berechnung der Radaufstandskräfte:

Radstand: $l_1 := 2500\text{mm}$

Abstand Vorderachse Schwerpunkt: $l_v := 1353\text{mm}$

Abstand Hinterachse Schwerpunkt: $l_h := l_1 - l_v$

$$l_h = 1147\text{mm}$$

Höhe Schwerpunkt: $z_h := 476\text{mm}$

Masse des leeren Fahrzeugs: $m_{\text{leer}} := 676\text{kg}$

Masse des Fahrers: $m_F := 75\text{kg}$

Zusatzmasse bei voller Zuladung: $m_{\text{zu}} := 2 \cdot 75\text{kg} + 50\text{kg}$

$$m_{\text{zu}} = 200\text{kg}$$

Gesamtmasse Fahrzeug mit Fahrer: $m_{\text{ges}} := m_{\text{leer}} + m_F$

$$m_{\text{ges}} = 751\text{kg}$$

Kräfte- und Momentengleichgewicht um Vorderachse ergibt:

$$F_{VV} := m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \left(1 - \frac{l_v}{l_v + l_h} \right)$$

$$F_{VH} := m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \frac{l_v}{l_v + l_h}$$

$$F_{VV} = 3378.968\text{N} \quad \text{auf gesamter Achse}$$

$$F_{VH} = 3985.827\text{N} \quad \text{auf gesamter Achse}$$

Schema der Berechnung der Seitenkräfte in MATHCAD

Kurvenverhalten bei Grenzquerbeschleunigung

Radstand: $l_l := 2500\text{mm}$

Abstand Vorderachse Schwerpunkt: $l_v := 1353\text{mm}$

Abstand Hinterachse Schwerpunkt: $l_h := l_l - l_v$

$$l_h = 1147\text{mm}$$

Masse des leeren Fahrzeugs: $m_{\text{leer}} := 676\text{kg}$

Masse des Fahrers: $m_F := 75\text{kg}$

Zusatzmasse bei voller Zuladung: $m_{\text{zu}} := 2 \cdot 75\text{kg} + 50\text{kg}$

$$m_{\text{zu}} = 200\text{kg}$$

Gesamtmasse Fahrzeug mit Fahrer: $m_{\text{ges}} := m_{\text{leer}} + m_F$

$$m_{\text{ges}} = 751\text{kg}$$

Erreichbare Grenzquerbeschleunigung:

$$a_y := 5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Kräfte

Fliehkraft:

$$F_F := m_{\text{ges}} \cdot a_y$$

$$F_F = 3755 \text{ N}$$

Radlasten an Vorder- und Hinterachse:

$$F_{VV} := m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \left(1 - \frac{l_v}{l_v + l_h} \right)$$

$$F_{VH} := m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \frac{l_v}{l_v + l_h}$$

$$F_{VV} = 3379 \text{ N}$$

$$F_{VH} = 3986 \text{ N}$$

Seitenkräfte an Vorder- und Hinterachse:

$$F_{SV} := m_{\text{ges}} \cdot a_y \cdot \left(1 - \frac{l_v}{l_v + l_h} \right)$$

$$F_{SH} := m_{\text{ges}} \cdot a_y \cdot \frac{l_v}{l_v + l_h}$$

$$F_{SV} = 1723 \text{ N}$$

$$F_{SH} = 2032 \text{ N}$$

maximale Antriebskraft:

$$F_U := 1400 \text{ N}$$

maximal übertragbare Seitenkraft bei F(VH):

$$F_{SH\text{max}} := 3290 \text{ N}$$

übertragbare Sitenkraft bei maximaler Antriebskraft
am Hinterrad:

$$F_{SU} := \sqrt{F_{SH\text{max}}^2 - F_U^2}$$

$$F_{SU} = 2977 \text{ N}$$