



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN  
Vienna University of Technology

DIPLOMARBEIT

# Lastdatengenerierung für die Auslegung von elektrischen PKW-Antrieben

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines  
Diplom-Ingenieurs

eingereicht an der Technischen Universität Wien,  
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

**Thomas FEILMAIR, BSc**

Matr. Nr.: 1125657

unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Michael Weigand

Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik, E307

«MEHR ALS DIE VERGANGENHEIT INTERESSIERT MICH DIE ZUKUNFT,  
DENN IN IHR GEDENKE ICH ZU LEBEN.»

– (VERMUTLICH) ALBERT EINSTEIN

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

## Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am \_\_\_\_\_

Thomas Feilmair, BSc



---

# KURZFASSUNG

Diese Arbeit befasst sich mit der Generierung von Lastdaten für die Auslegung von Getrieben elektrisch betriebener Kraftfahrzeuge.

Es werden die Daten der Messfahrten von drei elektrisch betriebenen Fahrzeugen ausgewertet. Aus den Daten werden Lastkollektive erstellt, die die Belastung des jeweiligen Fahrzeuglebens abbilden. Dazu wird ein bestehender Lebensdauer-Zyklus (für Fahrzeuge mit Verbrennungskraftmaschinen) nachgebildet und für die Verwendung von Elektroautos angepasst. Darauf aufbauend wird ein neuer Zyklus entwickelt, der auf anderen Strecken basiert. Die Messdaten von diesen Strecken werden ausgewertet und zu dem neuen Zyklus kombiniert. Das geschieht unter dem Gesichtspunkt, dass der neue Zyklus ein ähnliches Lastkollektiv für das Getriebe liefern soll wie der alte Zyklus.

Als nächster Schritt wird ein Simulationsmodell aufgebaut, mit dem die Getriebebelastung (Drehmoment und Drehzahl) während einer Fahrt simuliert werden können. Dem Modell werden das Steigungsprofil der Strecke und das Geschwindigkeitsprofil entsprechend der Messfahrten vorgegeben. Durch den Vergleich der simulierten und der gemessenen Drehmomente am Abtrieb des Getriebes wird das Modell kalibriert.

Des Weiteren werden die Messdaten und das Simulationsmodell verwendet, um den Einfluss von Fahrzeugparametern wie Fahrzeugmasse, Motorleistung und maximales Drehmoment auf die Belastung am Getriebe zu ermitteln. Außerdem wird untersucht, welche Auswirkungen die Rekuperationsstrategie auf die Belastung im Schubbetrieb hat.

Es hat sich gezeigt, dass sich im Zugbetrieb in erster Linie die Masse und das Leistungsgewicht des Fahrzeugs auf die Lastdaten auswirken. Im Schubbetrieb ist die Belastung wesentlich von den Begrenzungen der Rekuperationsleistung und dem Rekuperationsmoment abhängig.

---

## ABSTRACT

This thesis deals with the generation of load data for the design of gearboxes of electrically powered automobiles.

Measurement data of test drives with three different vehicles are evaluated. With this data, load spectra are generated representing the load of a total vehicle lifetime. Therefore, an existing lifetime cycle (for vehicles with combustion engines) is replicated and adapted for the application of electrically powered cars. In addition a new cycle is being created by applying other routes, where measurement data of these routes are analysed and combined. Here, the aim is to find a new cycle which leads to a similar load on the gearbox as the initial cycle.

In the next step a simulation model is created that simulates torque and speed at the gearbox during driving. Route data are prepared for simulation, where the gradient profiles of the routes as well as the speed profiles are applied. Comparing the simulated torques on the output of the gearbox to the measured torques allows for calibration of the model.

Measured data as well as the simulation model are used to determine the influence of vehicle parameters such as vehicle mass, motor power and maximum torque on the load acting on the gearbox. Additionally, the impact of the recuperation strategy on the coast load is evaluated.

The results show that the mass and the power-to-weight ratio of the vehicle have main impact on the load during traction conditions. The coast load is dominated by the limitation of power and torque during recuperation.

---

## DANKSAGUNG

Ich danke Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Michael Weigand und Herrn Priv. Doz. Dipl.-Ing. Dr. Johannes Edelmann von der Technischen Universität Wien für die ausgezeichnete Betreuung und die fachliche Unterstützung bei meiner Diplomarbeit.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing Reinhard Buchberger, der mir als Betreuer in der Firma Engineering Center Steyr GmbH & Co KG von der Themenauswahl bis zur Fertigstellung der Diplomarbeit mit Rat und Tat zur Verfügung stand, sowie der gesamten PD-A Abteilung für das angenehme Arbeitsumfeld während meiner Tätigkeit für diese Diplomarbeit.

Ich danke meiner gesamten Familie, die mich immer unterstützt hat, besonders aber meinen Eltern, die mir dieses Studium ermöglicht und mir immer in allen Belangen den nötigen Rückhalt gegeben haben.

Außerdem danke ich meiner Freundin Nina dafür, dass sie mir immer hilfreich zur Seite gestanden ist und für ihr Verständnis, dass ich in den stressigen Zeiten meines Studiums so wenig Zeit mit ihr verbringen konnte.

Nicht zuletzt möchte ich meinen Studienkollegen danken, die meine Studienzeit in Wien zu einer so großartigen und unvergesslichen Zeit gemacht haben und mit denen ich so viel Spaß und Freude am Studium hatte.

---

# INHALTSVERZEICHNIS

<b>Kurzfassung</b>	<b>I</b>
<b>Abstract</b>	<b>II</b>
<b>Danksagung</b>	<b>III</b>
<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2. Technische Grundlagen</b>	<b>3</b>
2.1 <i>Komponenten eines elektrischen Fahrzeugantriebs</i>	3
2.1.1 Lithium-Ionen Batterie	3
2.1.2 Elektromotor	5
2.1.3 Leistungselektronik	8
2.2 <i>Messfahrzeuge und verwendete Messeinrichtungen</i>	9
2.2.1 Drehmomentmesswellen	9
2.2.2 GPS-Module	10
2.2.3 Technische Daten der Fahrzeuge	11
<b>3. Lastdatengenerierung anhand von Fahrzyklen</b>	<b>13</b>
3.1 <i>MCE-Zyklus</i>	13
3.2 <i>MCE-Elektrozyklus</i>	15
3.3 <i>Generieren von Lastkollektiven</i>	16
3.3.1 2D-Klassierung in Femfat Lab	16
3.3.2 Erstellen des Lastkollektivs des MCE-Elektrozyklus	18
3.4 <i>Bewertung von Lastkollektiven</i>	19
3.4.1 Schädigungsakkumulations-Hypothesen	19
3.4.2 Bewertung der Lastkollektive	23
3.4.3 Schädigungsrelevante Belastung	27
3.4.4 Ergebnisse des MCE-Elektrozyklus	30
3.5 <i>ECS- Zyklus</i>	33
3.5.1 Ziele	33
3.5.2 ECS-Einzelstrecken	34
3.5.3 Abmischung des ECS-Zyklus	35



---

<b>4. Simulation</b>	<b>42</b>
4.1 <i>Simulationsprogramm</i>	42
4.2 <i>Aufbereitung der Messdaten für die Simulation</i>	43
4.2.1 Dynamischer Abrollumfang und Schlupf	43
4.2.2 Geschwindigkeitsverlauf	45
4.2.3 Steigungsverlauf	47
4.2.4 Drehmomentenverlauf	49
4.3 <i>Ausrollversuch</i>	50
4.3.1 Bewegungsgleichung und Fahrwiderstände	51
4.3.2 Überprüfung der Messergebnisse	54
4.3.3 Detailauswertung	56
4.4 <i>Aufbau des Simulationsmodells</i>	59
4.4.1 Regler	61
4.4.2 Motorsteuereinheit	62
4.4.3 Batterie	65
4.4.4 Elektromotor	65
4.4.5 Getriebe	67
4.4.6 Differentialgetriebe	67
4.4.7 Antriebswelle	67
4.4.8 Reifenmodell	68
4.4.9 Fahrzeugmodell	71
4.4.10 Sensoren	71
4.4.11 Anpassungen des Reglers	72
4.5 <i>Kalibrierung des Simulationsmodells</i>	77
4.5.1 Abweichungen der Drehmomentenverläufe	77
4.5.2 Abweichungen der Äquivalenten Momente	79
4.6 <i>Nardo-Hochgeschwindigkeitstest</i>	83
4.6.1 Nardo-Fahrprogramm	83
4.6.2 Kritik am Nardo-Fahrprogramm	87
4.6.3 Nardo-Elektro-Fahrprogramm	89
<b>5. Einflüsse auf die Getriebebelastung</b>	<b>94</b>
5.1 <i>Fahrzeugmasse</i>	94
5.1.1 Konstantes Geschwindigkeitsprofil	94
5.1.2 Einfluss auf das Geschwindigkeitsprofil	96
5.1.3 Vergleich normale und forcierte Fahrweise	102

---

5.1.4	Zusammenfassung	106
5.2	<i>Kombination aus Fahrzeugmasse, Drehmoment und Leistung</i>	108
5.3	<i>Rekuperation</i>	111
5.3.1	Rekuperationsverhalten	111
5.3.2	Belastung im Schubbetrieb	112
<b>6.</b>	<b>Verbesserungsvorschläge für Messfahrten</b>	<b>116</b>
<b>7.</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>118</b>
<b>8.</b>	<b>Formelzeichen</b>	<b>121</b>
<b>Anhang</b>		<b>127</b>
A.1	<i>Messtrecken</i>	127
A1.1	Streckenführungen der MCE-Elektro-Messfahrten	127
A1.2	Streckenführungen der ECS-Messfahrten	130
A.2	<i>Technische Umsetzung</i>	132
A2.1	Zusammensetzung des MCE-Elektrozyklus	132
A2.2	Datenkonvertierung	135
A2.3	Aufbereitung der Sollgeschwindigkeit für die Simulation	136
A.3	<i>Anteile der Belastungen der Einzelstrecken an der Gesamtbelastung</i>	137
A3.1	MCE-Zyklus	137
A.4	<i>ECS-Zyklus des BMW i3</i>	139
A.5	<i>Messfahrten auf den ECS-Strecken</i>	141
A.6	<i>Einfluss der Fahrzeugmasse</i>	144
A.7	<i>Verhältnis des äquivalenten Moments bei einer Änderung der Masse</i>	144

---

# 1. EINLEITUNG

„Ölland Norwegen will ab 2025 Benzin- und Dieselaautos verbieten.“ [1]

Zeitungsmeldungen wie diese lassen darauf schließen, dass die Mobilität durch elektrisch betriebene Fahrzeuge in Zukunft auf unseren Straßen eine deutlich größere Rolle spielen wird als heute. Ein wesentlicher Grund dafür ist, dass diese Fahrzeuge während der Fahrt keine Emissionen ausstoßen und deshalb die Schadstoffbelastung in Ballungsräumen reduziert werden kann. Auch die Geräuschbelastung würde sich im städtischen Verkehr dadurch reduzieren lassen.

Politische Absichtserklärungen zur Förderung der Elektromobilität und das steigende Interesse von Seiten der Konsumenten haben dazu geführt, dass mittlerweile in allen großen Automobilkonzernen an der Entwicklung von Elektroautos gearbeitet wird.

Die Firma Engineering Center Steyr GmbH & Co KG (ECS) entwickelt Getriebe für Elektrofahrzeuge. Derzeit wird bei Elektroautos ein nicht schaltbares Getriebe verwendet. Wie für alle Komponenten des Antriebsstrangs eines Fahrzeugs gilt auch dafür, möglichst leicht und platzsparend zu sein. Das Getriebe darf deshalb einerseits nicht überdimensioniert werden, es muss aber andererseits für die Dauer eines Fahrzeuglebens allen auftretenden Belastungen standhalten. Für die Entwicklung eines Fahrzeuggetriebes ist es daher wesentlich, die Belastungen zu kennen, die während des Betriebes von Fahrzeugen auftreten.

Die tatsächliche Belastung am Getriebe eines Autos kann erst im Betrieb gemessen werden. Während der Entwicklung eines Fahrzeugs müssen daher Annahmen bezüglich der Lastdaten getroffen werden, die durch Rückschlüsse aus den Lastdaten früherer Projekten gewonnen werden. Dazu vergleicht man gewünschte Fahrzeugparameter wie Masse, Antriebsmoment und Antriebsleistung und schätzt die Belastungen auf das Getriebe ab.

Im Bereich der Elektromobilität gibt es noch kaum Erfahrungswerte bezüglich Lastdaten. Deshalb werden im Zuge dieser Arbeit Untersuchungen zu diesem Thema durchgeführt.

---

Daher sollen im Rahmen dieser Diplomarbeit folgende Aufgaben- und Fragestellungen behandelt werden:

- Analyse der vorhandenen Messdaten der e-Fahrzeuge
  - Auswertung der Einzelstrecken hinsichtlich des schädigungsrelevanten Belastungskollektivs für Verzahnungsteile, Kugellager und Rollenlager.
  - Vergleich der schädigungsrelevanten Belastung der Strecken des bestehenden MCE-Zyklus (der die Belastung eines Fahrzeuglebens widerspiegelt) und der ECS-Strecken im Raum St. Valentin
  - Zusammensetzung der ECS-Strecken, um eine schädigungsrelevante Belastung wie beim MCE-Lebensdauerkollektiv zu erhalten.
  - Aufbereitung der GPS-Daten als Streckenprofil für die Fahrsimulation
- Aufbau eines Simulationsmodells zur Lastdatengenerierung im Simulationstool LMS Amesim
  - Parametrisierung des Modells mit den Fahrzeugdaten der Referenzfahrzeuge aus den Messfahrten
  - Abgleich des Modells mit den vorhandenen Messdaten
- Analyse der Einflüsse bestimmter Fahrzeugparameter auf die Lastdaten
  - Untersuchung der Auswirkung einer Änderung der Fahrzeugmasse auf die Lastdaten anhand des Simulationsmodells
  - Untersuchung der Auswirkung einer Änderung von Fahrzeugmasse, Drehmoment und Leistung auf das MCE-Elektro-Lebensdauerkollektiv

## 2. TECHNISCHE GRUNDLAGEN

### 2.1 KOMPONENTEN EINES ELEKTRISCHEN FAHRZEUGANTRIEBS

Die Elektromaschine wandelt für den Antrieb des Fahrzeugs elektrische Energie in mechanische Energie um. Sie kann – im Gegensatz zu Verbrennungsmotoren – auch generatorisch betrieben werden. Zur Ansteuerung der Elektromaschinen ist eine geeignete Leistungs- und Steuerelektronik erforderlich. In Abbildung 1 ist der Aufbau eines elektrischen Fahrzeugantriebs ersichtlich. Als Energiespeicher dient eine wiederaufladbare Batterie. Die Elektromaschine wandelt elektrische Energie in rotatorische Energie um. Üblicherweise passt ein Getriebe mit fixer Übersetzung das Drehmoment auf Achsniveau an. [2]

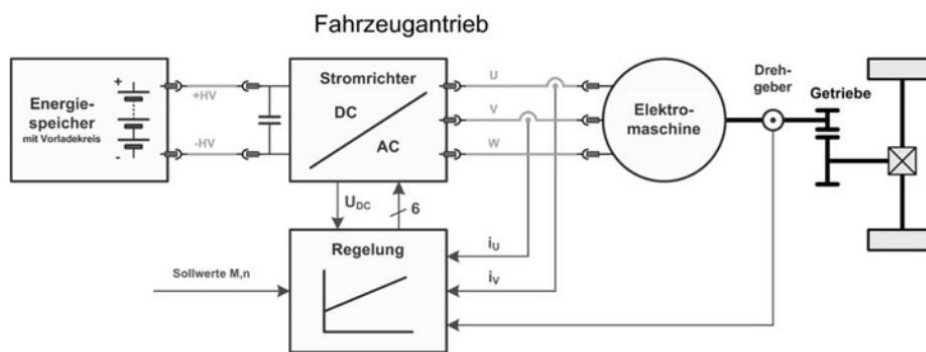


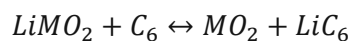
Abbildung 1: Prinzipieller Aufbau des elektrischen Antriebs für Kraftfahrzeuge [2]

#### 2.1.1 LITHIUM-IONEN BATTERIE

Es ist eine hohe Leistungs- und Energiedichte sowie eine hohe Lebensdauer der Batterien erforderlich. Derzeit erfüllen Lithium-Ionen-Batterien diese Anforderungen am besten. [3]

#### FUNKTIONSWEISE [4]

In einer Lithium-Ionen-Zelle läuft folgende Reaktion ab:



Wie in Abbildung 2 ersichtlich, wird kathodenseitig Lithium in einem Metalloxyd eingelagert ( $\text{LiMO}_2$ ), als Anode dient ein Kohlenstoffmaterial, das ebenfalls zur Einlagerung von Lithium in der Lage ist. Ein Gemisch aus organischen Lösungsmitteln mit einem Li-Leitsalz wird als Elektrolyt eingesetzt.

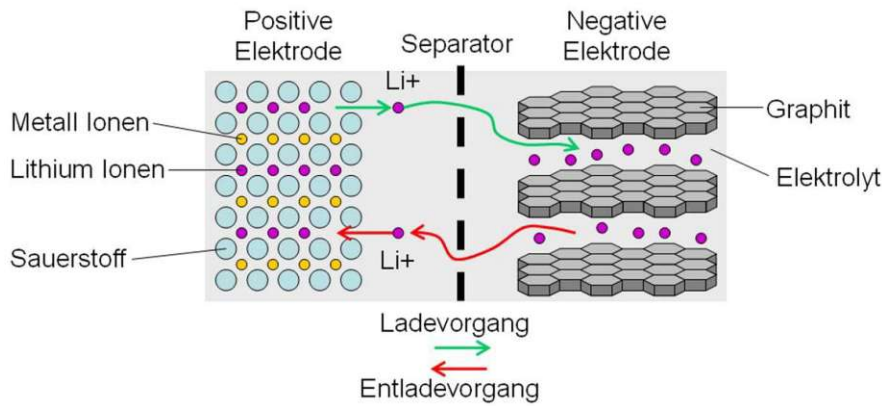


Abbildung 2: Prinzipieller Aufbau einer Lithium-Ionen-Zelle [4]

Die Lithium-Ionen-Batterie weist eine Zellenspannung im Bereich von 3,6 bis 4 V auf. Diese hohe Spannung der Einzelzellen ermöglicht es, einen Batterieverband mit einer verhältnismäßig geringen Anzahl an Zellen aufzubauen.

#### GENERELLE EIGENSCHAFTEN [4]

- Hohe spezifische Lade- und Entladeleistung (bis zu 3000 W/kg auf Zellebene)
- Hohe Leistungsdichte (bis zu 6000 W/l auf Zellebene)
- Hohe Zellspannung und damit verringerte Zahl im Batterieverband zu verschaltender Zellen
- Keine Spannungshysterese (somit theoretisch 100 % Energie-Effizienz)
- Sehr gutes Langzeitverhalten
- Sensibel gegen Überladung, Tiefentladung und Überhitzung
- Einzelüberwachung notwendig

#### BATTERIEMANAGEMENTSYSTEM [4]

Da die Zellenspannung im Betrieb zwischen 2,5 und 4 V gehalten werden muss, ist ein aktives Batteriemanagementsystem erforderlich. Dieses hat die Aufgabe, die Funktionssicherheit und optimale Ausnutzung der Batterie zu garantieren. Dazu werden Strom, Spannung und Temperatur einzelner Zellen sowie der gesamten Batterie gemessen. Nähern sich Ladezustand oder Zellspannungen den Grenzwerten an, so erfolgt eine Anpassung der Stromgrenzen für Laden und Entladen. Dadurch werden kritische Betriebszustände wie z.B. Überhitzung, Tiefentladung oder Überladung vermieden.

---

Beim korrekten Einsatz der Batterie liegt die Lebensdauer bei über 10 Jahren. Funktion und Lebensdauer der Batterie sind stark von der Temperatur abhängig. Während des Betriebs sind Temperaturen über +40°C und unterhalb -5°C zu vermeiden. Außerhalb dieses Temperaturbereichs kommt es zu einem Leistungsabfall, auch irreversible Schäden können auftreten. Daher sind Kühl- bzw. Heizsysteme erforderlich, die oft ebenfalls über das Batteriemanagementsystem angesteuert werden.

### 2.1.2 ELEKTROMOTOR

Die Anforderungen an Elektromotoren als Fahrzeugantriebe sind gleich jenen von Verbrennungskraftmaschinen: Es werden eine hohe volumen- und massenbezogene Leistung, ein hoher Wirkungsgrad, geringer technischer Aufwand und niedrige Herstellungskosten gefordert. [5]

Alle Arten von Elektromotoren funktionieren auf Basis elektromagnetischer Felder, die infolge einer Induktion magnetische Kräfte hervorrufen und so ein Drehmoment erzeugen. Das magnetische Feld kann dabei in der gleichen Lage bleiben (Gleichstrommotoren) oder rotieren (Drehstrommotoren). [5]

Da alle im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Fahrzeuge mit Drehstrommotoren betrieben werden, wird im Folgenden nur auf diese Art von Motoren eingegangen.

Für den Antrieb moderner Elektrofahrzeuge werden verschiedene Maschinentypen eingesetzt, darunter Asynchronmaschinen, die permanenterregte Synchronmaschine und Hybridsynchronmaschinen. [6]

#### ASYNCHRONMASCHINE [4]

Im Ständer der Asynchronmaschine befinden sich drei Drehstromwicklungen mit rotations-symmetrisch verteilten Wicklungssträngen. An die Wicklungen wird der dreiphasige Drehstrom angelegt. Dadurch entsteht das magnetische Drehfeld.

Der Rotor besteht aus einer Stabwicklung, wobei die Stäbe durch zwei Kurzschlussringe miteinander verbunden sind (siehe Abbildung 3). Er wird daher auch Kurzschlussläufer genannt.

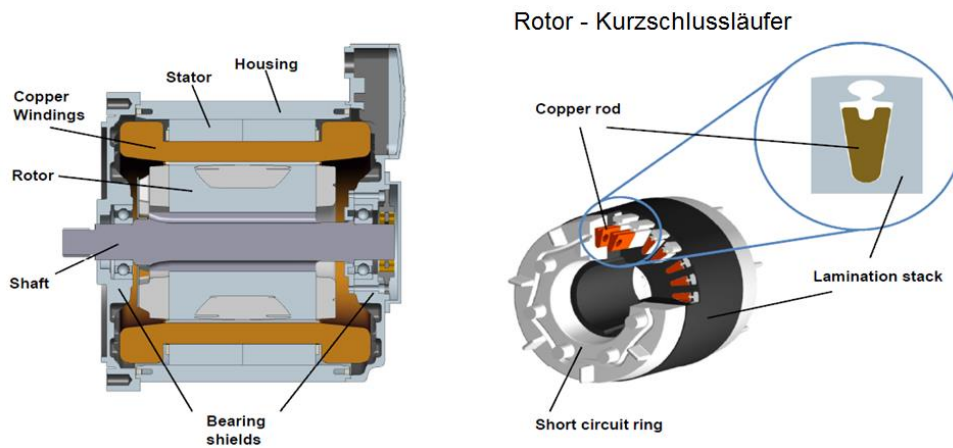


Abbildung 3: Aufbau einer Asynchronmaschine [4]

Solange die Läuferdrehzahl von der Synchrodrehzahl abweicht, wird durch das umlaufende Statorfeld im Kurzschlussläufer Strom induziert, wodurch ein Drehmoment entsteht. Um ein Drehmoment aufzubringen, muss daher die Drehzahl des Rotors niedriger sein als die des umlaufenden Drehfeldes. Wird der Rotor mechanisch über der synchronen Drehzahl angetrieben, so speist der Motor Energie zurück ins Netz ein. Zur Drehzahlregelung von Asynchronmaschinen wird die Drehzahl des Ständerfeldes variiert.

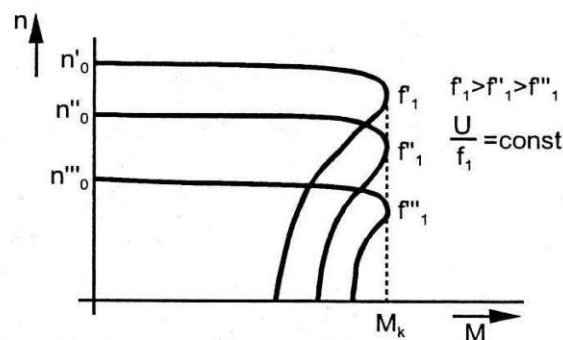


Abbildung 4: Drehzahländerung des Asynchronmotors durch Änderung der Statorfrequenz [7]

Vorteile der Asynchronmaschine sind die robuste Bauweise und die geringen Kosten in der Produktion.

#### PERMANENTERREGTE SYNCHRONMASCHINE [4]

Der Ständer der Synchronmaschine ist ähnlich wie jener der Asynchronmaschine aufgebaut. Es wird ein rotierendes Drehfeld im Stator erzeugt. Das Magnetfeld des Rotors wird bei permanenterregten Synchronmaschinen (wie der Name ausdrückt) durch Permanentmagnete hervorgerufen. Der Rotor dreht sich daher synchron mit dem Drehfeld des Stators mit.

Vorteile sind der hohe Wirkungsgrad, die Unabhängigkeit der Drehzahl von der Belastung sowie das geringe Massenträgheitsmoment des Motors.



---

## PERMANENTERREGTE HYBRIDSYNCHRONMASCHINE

Die permanenterregte Hybridsynchronmaschine nutzt die Wirkung von Permanentmagneten (analog zur permanenterregten Synchronmaschine) am Rotor genauso wie die Wirkung der elektromagnetischen Reluktanz zur Drehmomentbildung. [6]

Unter Reluktanz versteht man den magnetischen Widerstand. Ein System strebt immer danach, den magnetischen Widerstand zu minimieren. Der Rotor ist stark genutet und versucht, sich entsprechend des Magnetfeldes des Stators so auszurichten, dass die Reluktanz möglichst gering gehalten wird. Der Rotor ist daher bestrebt, sich synchron mit dem umlaufenden Magnetfeld mitzudrehen und erzeugt somit ein Drehmoment. [6, 4]

Die Charakteristik der permanenterregten Hybridsynchronmaschine ist sehr ähnlich jener der permanenterregten Synchronmaschine. Der Wirkungsgrad der permanenterregten (Hybrid-) Synchronmaschinen ist besser als jener von Asynchronmaschinen. Allerdings werden bei der Herstellung der Magnete Seltene Erden benötigt, was mit höheren Kosten verbunden ist. [6]

## BETRIEBSGRENZEN VON ELEKTRISCHEN MASCHINEN [2]

Elektrische Maschinen weisen zwei unterschiedliche Betriebsgrenzen auf, innerhalb derer sie betrieben werden können: Einerseits existieren Nenngrößen wie das Nennmoment  $M_N$  und die Nennleistung  $P_N$ . Diese können dauerhaft eingestellt werden, ohne dabei die Maschine thermisch oder mechanisch zu überlasten. Andererseits gibt es den sogenannten Überlastbereich, in welchem die Maschine für kurze Zeit wesentlich höhere Leistungen und Momente bringen kann. Die Zeit ist beschränkt, da der Motor sonst durch thermische Überlastung geschädigt wird. Um die Maschine vor der Überlastung zu schützen, wird die Temperatur des Motors gemessen, der Steuerelektronik übermittelt und gegebenenfalls ein Abregeln der Leistung („derating“) eingeleitet.

Elektrische Maschinen können mit positiven und negativen Momenten, d. h. motorisch und generatorisch, sowie in beiden Drehrichtungen (Vier-Quadranten-Betrieb) arbeiten (siehe Abbildung 5). Das Kennlinienfeld gilt bei konstanter Versorgungsspannung und die Überlast kann nur für eine bestimmte Zeit aufgebracht werden. Vom Stillstand bis zur Grunddrehzahl kann das Nennmoment  $M_N$  bzw. das maximale Moment  $M_{max}$  abgerufen werden. In diesem Bereich steigt bei Erhöhung der Drehzahl bei konstantem Moment ( $M_N$  bzw.  $M_{max}$ ) die mechanische Leistung linear an, bis die Nennleistung bzw. maximale Leistung erreicht ist (blauer Bereich in Abbildung 5). Über dieser Drehzahl nimmt das Drehmoment ab, die Leistung bleibt dabei konstant. Dieser Bereich wird als Feldschwächbereich bezeichnet.

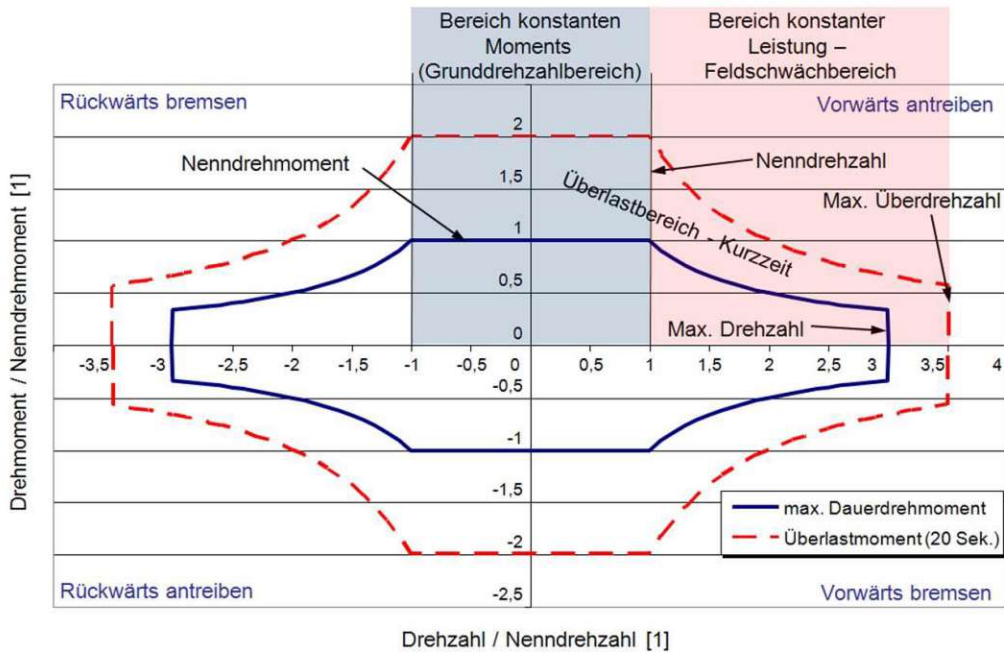


Abbildung 5: Idealisiertes Betriebsdiagramm für elektrische Maschinen [2]

### 2.1.3 LEISTUNGSELEKTRONIK

Die Aufgabe der Leistungselektronik besteht darin, die elektrische Energie aus dem Energiespeicher so anzupassen, dass sie den Erfordernissen der Elektromaschine entspricht. Die Spannung des Energiespeichers liegt in der Regel als Gleichspannung vor. Die Versorgung der Elektromaschinen erfolgt über einen dreiphasigen Drehstrom mit veränderlicher Frequenz, Amplitude und Phasenlage, um die Soll-drehzahl sowie das Sollmoment einzustellen. Es ist ein Inverter notwendig, der einerseits beim Antreiben die Gleichspannung der Batterie wechselrichtet und andererseits beim Rekuperieren den Drehstrom wieder in Gleichstrom umwandelt, mit dem dann die Batterie geladen werden kann. Die Drehzahlumkehr beim Rückwärtsfahren wird über ein Vertauschen der Phasenfolge erreicht. Die Funktionen des Inverters werden durch schnell schaltende Halbleiterbauteile realisiert. [2]

---

## 2.2 MESSFAHRZEUGE UND VERWENDETE MESSEINRICHTUNGEN

Im Verlauf von Sommer und Herbst 2016 wurden mit vier elektrisch betriebenen Fahrzeugen unterschiedlicher Hersteller Messfahrten durchgeführt. Die daraus gewonnenen Messdaten bilden die Grundlage dieser Diplomarbeit. Bei den Autos handelt es sich um folgende Modelle:

- BMW i3 mit Range Extender
- Mercedes Benz Sports Tourer B250e (MB250e)
- VW e-Golf
- Tesla Modell S 85 D

Bei all diesen Fahrzeugen wurden in der Vorbereitungsphase die Antriebswellen mit Dehnmessstreifen bestückt, um das Drehmoment auf Radniveau messen zu können. Außerdem wurden in die Fahrzeuge GPS-Module eingebaut. Bei den Messfahrten mit dem BMW i3 wurde zusätzlich noch ein zweites GPS-Modul am Fahrzeug angebracht, um im Vergleich zu erkennen, welches GPS-Messgerät die präziseren Ergebnisse liefert.

Im Zuge der Diplomarbeit werden die Daten des Tesla Modell S nicht ausgewertet, da das Fahrzeug einen Allradantrieb besitzt und in dieser Arbeit nur einachsige angetriebene Fahrzeuge betrachtet werden.

### 2.2.1 DREHMOMENTMESSWELLEN

Auf den Antriebswellen wird je ein Dehnmessstreifen vom Typ CEA-06-187UV-350 appliziert, der aus vier Messgittern besteht, die im 45°-Winkel zueinander stehen. Die Segmente werden als Vollbrücke angeordnet und von der Auswerteeinheit Axon J1-RF10 am Rotor ausgewertet. Über eine Kupferschleife wird das hochfrequente Signal an eine Übertragungswindung induktiv übertragen (siehe Abbildung 6). Die Energieversorgung erfolgt ebenfalls kontaktlos. Die Statoreinheit JX-SR70 empfängt die Messdaten und leitet sie an die Steuereinheit Axon J1-CS weiter. Die Steuereinheit verstärkt das gemessene Signal. Dann wird es in ein Drehmomentensignal umgerechnet und während der Messfahrten aufgezeichnet. [8]

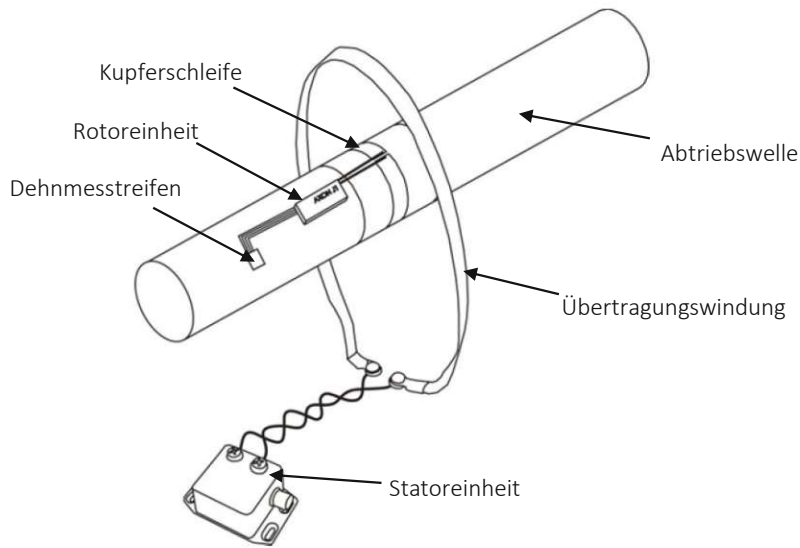


Abbildung 6: Messanordnung der Drehmomentenmesswellen [8]

## 2.2.2 GPS-MODULE

Folgende GPS-Module wurden verwendet:

### **VBOX 3I SINGLE ANTENNA 100Hz GPS DATA LOGGER (RLVB3I-V4G)**

Dieses GPS-Modul wurde in allen vier Fahrzeugen eingesetzt.

### **GENESYS ADMA**

Dieses Messequipment wurde bei Magna ECS zum ersten Mal eingesetzt und nur bei den Messungen am BMW i3 verwendet.

Beide Systeme sind gleich aufgebaut. Um Messungen mit dem GPS-Modul durchführen zu können, werden Antenne sowie Beschleunigungssensoren des Systems am Dach des Fahrzeugs angebracht. Diese sind direkt nebeneinander positioniert, um Beschleunigung und Position an derselben Stelle zu messen. Das Beschleunigungssignal wird verwendet, um bei schlechtem GPS-Empfang oder fehlerhaftem GPS-Signal die Messgenauigkeit zu verbessern. Dabei wird ein Kalman-Filter verwendet, der die Geschwindigkeit und Position unter Berücksichtigung der GPS- und Beschleunigungsdaten berechnet. Dadurch erhält man speziell bei Verbindung mit wenigen Satelliten genauere Ergebnisse. [9]

## 2.2.3 TECHNISCHE DATEN DER FAHRZEUGE

Tabelle 1: Technische Daten der Fahrzeuge

	BMW i3	MB250e	VW e-Golf
Motorbauart	permanent erregte Hybridsynchronmaschine	Asynchronmaschine	permanent erregte Synchronmaschine
maximale Motorantriebsleistung in kW	125	132	85
maximales Motormoment in Nm	250	340	270
Leergewicht des betriebsbereiten Fahrzeugs in kg	1390	1725	1585
zulässiges Gesamtgewicht in kg	1730	2170	1980
Höchstgeschwindigkeit in km/h	150	160	140
Nennkapazität der Batterie in kWh	21,6	28	24,2

Die technischen Daten sind aus den Typenscheinen der Fahrzeuge und von den Herstellerangaben übernommen.[10][11][12]

Der BMW i3 wird an der Hinterachse angetrieben. Der VW e-Golf und der MB250e fahren mittels Vorderradantrieb.

Alle Autos haben ein zweistufiges Stirnradgetriebe mit konstanter Übersetzung verbaut.

In der Tabelle werden die Zähnezahlen und die sich daraus ergebenden Übersetzungen der Getriebe angegeben.

Tabelle 2: Verzahnungsdaten der Getriebe

Verzahnungsdaten in -	BMW i3	MB250e	VW e-Golf
Zähnezahl des Ritzels der Antriebswelle	25	25	27
Zähnezahl des Rades der Zwischenwelle	77	78	72
Zähnezahl des Ritzels der Zwischenwelle	29	25	23
Zähnezahl des Rades der Abtriebswelle	91	78	83
Gesamtübersetzung	9,665	9,734	9,623

---

Die Getriebeübersetzung wird aus den Zähnezahlen nach folgender Gleichung berechnet:

$$i = \frac{z_{Rad\ ZW}}{z_{Ritzel\ AN}} \cdot \frac{z_{Rad\ AB}}{z_{Ritzel\ ZW}} \quad (2.1)$$

i..... Getriebeübersetzung in -

$z_{Rad\ ZW}$  ..... Zähnezahl des Rades auf der Zwischenwelle in -

$z_{Ritzel\ AN}$  ..... Zähnezahl des Ritzels auf der Antriebswelle in -

$z_{Rad\ AB}$  ..... Zähnezahl des Rades auf der Abtriebswelle in -

$z_{Ritzel\ ZW}$  .... Zähnezahl des Ritzels auf der Zwischenwelle in -

---

## 3. LASTDATENGENERIERUNG ANHAND VON FAHRZYKLEN

Um die Komponenten eines Fahrzeugs im Betrieb zu testen, werden von den Automobilherstellern definierte Strecken (Fahrzyklen) gefahren und anschließend wird geprüft, ob der PKW den Belastungen standgehalten hat oder ob er einen Schaden aufweist.

Diese Fahrzyklen können aber auch genutzt werden, um Messdaten aufzuzeichnen und die Belastungen der Komponenten aus den Messdaten zu berechnen und so ein Lastkollektiv zu bestimmen. Diese Kollektive können dann zur Berechnung (oder Kontrollrechnung) von Bauteilen herangezogen werden oder als Grundlage für Testläufe auf Prüfständen dienen.

In dieser Arbeit wird der MCE-Lebensdauerzyklus für die Generierung von Lastkollektiven verwendet.

### 3.1 MCE-ZYKLUS

Der von der Magna Steyr AG entwickelte MCE- Zyklus (**M**ixed **C**ircuit **E**urope) ist eine Abfolge von Strecken, die zur Dauererprobung von Fahrzeugen genutzt wird. Der Zyklus spiegelt die Belastungen während eines „Fahrzeuglebens“ bei europäischem Kundeneinsatzprofil wieder. Der Raffungsfaktor des Zyklus ist zwei, das heißt, der Anteil an Strecken, die eine hohe Belastung liefern, ist groß, um in der halben Distanz die gleiche Belastung der Komponenten zu erhalten. [13]

Der MCE-Zyklus besteht aus ca. 100.000 km, die auf unterschiedlichen Strecken gefahren werden, um die verschiedenen Belastungen des Autos abzubilden. Dabei werden 20.000 km auf der Hochgeschwindigkeitsstrecke in Nardo (Südtalien) gefahren, 12.000 km bei Stadtrunden in Graz, 2.400 km auf Schlechtwegen und die verbleibende Distanz auf der Pässerrunde Nord und der Pässerrunde Süd. Beim MCE-Originalzyklus werden Rundfahrten ohne Beladung, Fahrten mit Anhänger und Fahrten mit maximal zulässiger Fahrzeugmasse durchgeführt. [13]

Start- sowie Zielort der Pässerrunden Nord und Süd ist die Magna Steyr Fahrzeugtechnik AG (Magna Steyr) in Graz.



Abbildung 7: Pässerunde Nord



Abbildung 8: Pässerunde Süd

Magna Steyr verwendet den MCE-Zyklus bereits länger für Autos mit Verbrennungsmotoren.



---

## 3.2 MCE-ELEKTROZYKLUS

Es soll in dieser Diplomarbeit ein MCE-Elektrozyklus erstellt werden, das heißt, der bisherige MCE-Zyklus wird für die Verwendung von Elektroautos angepasst.

Dazu wurden mit den elektrisch betriebenen PKW definierte Strecken gefahren und aus den gewonnenen Messdaten wird ein MCE-Elektrozyklus errechnet.

Die Elektroautos, mit denen die Messfahrten durchgeführt wurden, sind nicht für die Fahrt mit Anhänger zugelassen. Anstatt, wie beim Originalzyklus, einen Teil der Messfahrten mit Anhänger und einen Teil ohne Beladung zu fahren, werden alle Fahrten mit voller Beladung absolviert.

Die Fahrt auf Schlechtwegen hat auf die Belastung des Getriebes wenig Einfluss und wird daher für die Berechnung vernachlässigt.

Es werden insgesamt 117 Pässerunden (Nord + Süd) mit vollbeladenem Fahrzeug in der Berechnung des Gesamtzyklus verwendet, um die gesamte Fahrtstrecke der Pässerunden abzubilden.

Die Elektroautos BMW i3, VW eGolf und MB250e haben nicht genug Reichweite, um die Pässerunde-Nord oder die Pässerunde-Süd ohne Ladestopp zu fahren. Darum wurden die beiden Messstrecken in einige Einzelstrecken unterteilt.

Folgende Einzelstrecken wurden gefahren:

- Söding – Gaberl – Pack (113 km)
- Framrach – Soboth – A2 (99 km)
- Köflach – Pack – Klippitztörl – Lavanttal (115 km)
- A2: Kaiserwald – Framrach (77 km)
- A2: Graz – Gleisdorf – Graz (41 km)

Die genauen Streckenverläufe für die Elektroautos sind im Anhang Abschnitt A1.1 ersichtlich.

Diese Messstrecken werden so aneinandergesetzt, dass sie in Summe die gesamten Fahrten der Pässerunden (Nord und Süd) repräsentieren. Teile, die in beiden Messstrecken vorkommen, wurden nur einmal gefahren und für beide Pässerunden übernommen.

Streckenabschnitte, die nicht gefahren wurden, werden durch Streckenabschnitte mit ähnlicher Charakteristik ersetzt.

Der MCE-Elektrozyklus weist je nach Auto unterschiedliche Fehlstrecken auf, die ergänzt werden müssen. Das wird in Abschnitt A.2 des Anhangs beschrieben.

Es ergeben sich folgende Wiederholungszahlen der Teilstrecken:

Tabelle 3: Wiederholungszahlen der einzelnen Teilstrecken

Verwendete Anzahl der Strecken	BMW i3	VW e-Golf	MB250e
Söding – Gaberl – Pack (113 km)	117	117	117
Söding – Köflach (20 km)	117	117	117
Framrach – Soboth (99 km)	117	117	117
Köflach – Pack – Klippitztörl – Lavanttal (115 km)	117	117	117
Lavanttal – Klippitztörl – Lavanttal (30 km)	117	117	117
A2: Kaiserwald – Framrach (77 km)	117	-	-
A2: Graz – Gleisdorf – Graz (41 km)	304	521	521
Graz Stadtfahrt (64 km)	187	187	187
Nardo-Hochgeschwindigkeitsfahrten (100 km)	200	200	200

### 3.3 GENERIEREN VON LASTKOLLEKTIVEN

Die Messdaten der Einzelstrecken werden zu Lastkollektiven aufbereitet. Dazu wird das Gesamtmoment und die Drehzahl am Abtrieb des Getriebes verwendet. Die beiden Momentenwerte der Drehmomentenmesswellen werden addiert, um das gesamte Antriebsmoment der Antriebsachse zu erhalten. Dieser Wert entspricht dem Abtriebsmoment des Getriebes. Die Motordrehzahl wird durch die Getriebeübersetzung dividiert, um die Drehzahl des Abtriebsrades zu erhalten.

#### 3.3.1 2D-KLASSIERUNG IN FEMFAT LAB

Zur Darstellung des Lastkollektivs werden Drehmomenten- und Drehzahlverläufe in Klassen unterteilt. Für die Klassierung der Messwerte wird das Programm Femfat Lab verwendet.

Bei der Auswertung wird jeder Messpunkt entsprechend dem Wert des Drehmoments und der Drehzahl in die jeweilige Klasse eingeteilt. Durch diesen Vorgang werden die Anzahl der Messpunkte bei jeder Drehzahl/Drehmomenten-Kombination gezählt. Es werden 100 Drehzahl-Klassen und 100 Drehmomenten-Klassen verwendet, das ergibt somit eine 100x100 Matrix. Die Anzahl der Punkte in jedem Eintrag dieser Matrix wird mit der Zeitschrittweite der Signale multipliziert, um die Verweildauer des Signals in den Klassen zu erhalten.

Diese Verweildauer wird mit der mittleren Drehzahl der jeweiligen Drehzahlklasse multipliziert. Das Ergebnis ist eine weitere 100x100 Matrix, bei der in jedem Eintrag die Anzahl an Umdrehungen (Über-

rollungen), die der Abtrieb des Getriebes bei einer gewissen Drehzahl/Drehmomenten-Kombination durchführt, eingetragen wird. Diese Klassiermatrix wird zur optischen Beurteilung der auftretenden Drehmomenten-Drehzahlverläufe der Strecken gebraucht und dient als Grundlage für weitere Auswertungen bezüglich der Belastungen des Getriebes.

Zur Bestimmung der Klassiergrenzen werden die Minimal- und Maximalwerte der Drehmomenten- und Drehzahlverläufe aller gefahrenen Messstrecken ermittelt. Die Klassiergrenzen werden so gelegt, dass sie den gesamten Messbereich der Fahrten abdecken.

Rückwärtsfahrten aufgrund von Umkehrvorgängen werden in der Lastdatenauswertung nicht berücksichtigt. Daher wird als Untergrenze bei den Drehzahlen immer 0 rpm definiert.

Bei den Momenten muss eine Klassengrenze bei 0 Nm liegen, um zwischen Schub- und Zugbetrieb des Getriebes unterscheiden zu können.

Folgende Klassengrenzen werden gewählt:

*Tabelle 4: Klassengrenzen des BMW i3*

Klassengrenzen BMW i3	Untergrenze	Obergrenze	Klassenbreite
Drehzahl in rpm	0	1100	11
Drehmoment in Nm	-1384,5	2515,5	39

*Tabelle 5: Klassengrenzen des VW e-Golf*

Klassengrenzen VW e-Golf	Untergrenze	Obergrenze	Klassenbreite
Drehzahl in rpm	0	1250	12,5
Drehmoment in Nm	-2158	3042	52

*Tabelle 6: Klassengrenzen des MB250e*

Klassengrenzen MB250e	Untergrenze	Obergrenze	Klassenbreite
Drehzahl in rpm	0	1200	12
Drehmoment in Nm	-1842,5	3657,5	55

### 3.3.2 ERSTELLEN DES LASTKOLLEKTIVS DES MCE-ELEKTROZYKLUS

Die einzelnen Streckenabschnitte des MCE-Elektrozyklus werden nach dem beschriebenen 2D-Klassierungsverfahren ausgewertet.

Für alle Einzelstrecken eines Fahrzeugs werden bei der Klassierung die gleichen (oben angeführten) Klassiergrenzen verwendet. Eine Ausnahme bilden nur die simulierten Strecken der Nardo-Hochgeschwindigkeitsstrecke. Bei der Klassierung dieser Lastdaten muss aufgrund der hohen Geschwindigkeiten eine höhere Obergrenze der Drehzahl verwendet werden. Daher wird diese Strecke getrennt behandelt.

Um die Fahrten der Einzelstrecken zu einem Gesamtkollektiv zusammenzufügen, wird jeder Eintrag der Matrix einzeln berechnet. Dazu wird die Überrollungszahl der entsprechenden Position in den Matrizen der Einzelstrecken mit der Anzahl dieser Fahrten pro Zyklus multipliziert. Diese Überrollungszahlen werden addiert, um die Einträge der Gesamtmatrix zu erhalten.

Diese Anzahl der Überrollungen wird am Abtrieb ermittelt. Es kommt daher jeder Zahn des Abtriebsrades während einer Überrollung einmal in Eingriff und die Lager der Abtriebswelle führen genau so viele Umdrehungen durch. Die Betrachtungen im Folgenden gelten daher nur für die Bauteile am Abtrieb. Für die Verzahnungen und Lager auf den anderen Wellen müsste die Übersetzung bei den Überrollungszahlen und bei den Drehmomenten berücksichtigt werden.

$$M_{P\ddot{a}sserunde_{ges_{ij}}} = \sum_{n=1}^8 M_{n_{ij}} \cdot x_n \quad (3.1)$$

$M_{P\ddot{a}sserunde_{ges}}$  .....Klassiermatrix aller Pässerunden in -

$M_n$ .....Klassiermatrix der Fahrtstrecke n in -

$x_n$  .....Anzahl der Strecke n pro Gesamtzyklus in -

Die Werte für  $x_n$  sind in Tabelle 3 auf Seite 16 ersichtlich.

In Abbildung 59 (Seite 113) ist beispielsweise die Matrix  $M_{P\ddot{a}sserunde_{ges}}$  des VW e-Golf grafisch dargestellt.

Die Überrollungen jeder Drehzahlklasse werden addiert. Es entsteht ein Vektor mit der Dimension  $100 \times 1$ , der die Gesamtzahl der Überrollungen in den einzelnen Drehmomentenklassen darstellt. Die Information über die Drehzahl bei diesen Belastungen geht dadurch verloren. Diese ist für die Bewertung der Kollektive nicht relevant.

$$N_{P\ddot{a}sserunde_{ges_i}} = \sum_{j=1}^{100} M_{ges_{ij}} \quad (3.2)$$

Ident wird bei der Auswertung der Überrollungsmatrizen der Nardo-Hochgeschwindigkeitsstrecke vorgegangen.

Die Nardo Strecke wird, wie in Kapitel 4.6.3 (ab Seite 89) beschrieben, mit 100 km Fahrtstrecke simuliert. Insgesamt sind 20000 km Fahrt auf dieser Strecke im MCE Zyklus enthalten. Die Fahrt muss 200 mal für den Zyklus verwendet werden. Es werden die Überrollungszahlen daher wie beschrieben mit 200 multipliziert.

$$M_{Nardo\_20000km_{ij}} = M_{Nadro\_100km_{ij}} \cdot 200 \quad (3.3)$$

Wie bei der Pässerunde werden auch bei der Nardo-Strecke die Summe der Überrollungen in jeder Drehmomentenklasse gebildet.

$$N_{Nardo_i} = \sum_{j=1}^{100} (M_{Nardo\_20000km_{ij}}) \quad (3.4)$$

Da die Drehmoment-Klassengrenzen bei beiden Teilzyklen gleich sind, können die Überrollungen jeder Drehmomentenklasse addiert werden.

$$N_{ges_i} = N_{Pässerunde\_ges_i} + N_{Nardo_i} \quad (3.5)$$

Der resultierende 100 x 1 Vektor  $N_{ges}$  ist das Lastkollektiv des gesamten Zyklus MCE-Elektrozyklus. Es enthält die Überrollungen aller Strecken eingeteilt in die 100 Drehmomentklassen.

### 3.4 BEWERTUNG VON LASTKOLLEKTIVEN

Um die Lastkollektive des MCE-Elektrozyklus und der Einzelstrecken besser beurteilen und vergleichen zu können, werden Kenngrößen für die Lastkollektive gesucht (z.B. ein äquivalentes Moment). Dabei sollen die Lastkollektivstufen entsprechend ihrem Einfluss auf die Lebensdauer eines Getriebes gewichtet werden.

Dazu wird die Berechnung der Lebensdauer von Bauteilen nach den Schädigungsakkumulations-Hypothesen betrachtet.

#### 3.4.1 SCHÄDIGUNGSAKKUMULATIONS-HYPOTHESEN

##### SCHÄDIGUNGSAKKUMULATIONS-HYPOTHESE NACH PALMGREN UND MINER [14]

Das am häufigsten angewandte Verfahren zur Berechnung der Lebensdauer eines Bauteils unter einer Beanspruchung mit veränderlicher Amplitude ist die lineare Schädigungsakkumulations-Hypothese nach Palmgren und Miner.

Der Grundgedanke dieser Hypothese ist, dass die schwingende Beanspruchung des Werkstoffs eine „Schädigung“ bewirkt. Diese Schädigung akkumuliert sich im Laufe ihrer Einwirkung bis zum Erreichen eines kritischen Schädigungswertes, bei dem es zum Bruch kommt.

Um die Lebensdauer berechnen zu können, muss die Wöhlerlinie des Bauteils bekannt sein.

### WÖHLERLINIE [14]

Beim Wöhlerversuch wird eine schwingende Belastung mit einer konstanten Spannungsamplitude an einem Versuchskörper aufgebracht. Es wird ermittelt, nach wie vielen Schwingspielen es zum Bruch des Prüfkörpers kommt. Dieser Versuch wird mit unterschiedlichen Spannungsamplituden durchgeführt. Die Schwingspielzahlen bei denen es zum Bruch kommt, werden in einem doppelt logarithmischen Diagramm eingetragen. Daraus ergibt sich eine Kurve, die sogenannte Wöhlerlinie.

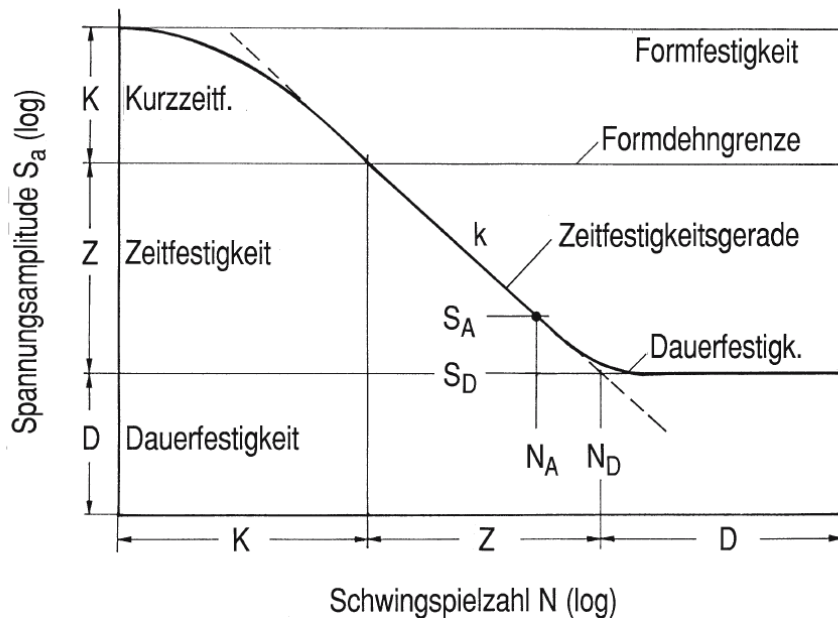


Abbildung 9: Wöhlerlinie [14]

Im Dauerfestigkeitsbereich erträgt das Bauteil beliebig viele Schwingspiele, ohne dabei Schaden zu nehmen.

Im Bereich der Zeitfestigkeit kann die Wöhlerlinie im doppelt logarithmischen Diagramm als Gerade dargestellt werden. Die Steigung wird durch den Wöhlerexponenten  $k$  bestimmt. Ein höherer Wert von  $k$  entspricht einer flacheren Wöhlerlinie.

---

## ELEMENTARE FORM DER MINER-REGEL [14]

Die lineare Schädigungsakkumulations-Rechnung gestaltet sich einfach, wenn die Dauerfestigkeit nicht berücksichtigt wird. Unter dieser Voraussetzung kann die Zeitfestigkeitslinie im doppelt logarithmischen Diagramm als eine Gerade angenommen werden.

Die Maßzahl der Schädigung  $D$  lässt sich dann durch folgende Gleichung berechnen:

$$D = \left( \sum_i h_i \cdot S_{ai}^k \right) / (N_0 \cdot S_{a0}^k) \quad (3.6)$$

$D$  .....Schädigung in -

$h_i$  .....Stufenhäufigkeit der Klasse  $i$  in -

$S_{ai}$  ..... Spannungswert der Klasse  $i$  in  $N/mm^2$

$N_0$  .....Schwingspielzahl eines Referenzpunkts auf der Zeitfestigkeitslinie in -

$S_{a0}$  ..... Spannungswert eines Referenzpunkts auf der Zeitfestigkeitslinie in  $N/mm^2$

$k$  ..... Wöhlerexponent in -

Die Schädigung einer Einzelstufe beträgt:

$$D_i = \frac{h_i \cdot S_{ai}^k}{(N_0 \cdot S_{a0}^k)} \quad (3.7)$$

$D_i$  .....Schädigung der Klasse  $i$  in -

Ein Schädigungswert von  $D=1$  entspricht dem kritischen Schädigungswert, bei dem es zum Bruch kommt.

Das Produkt  $N_0 \cdot S_{a0}^k$  ist entlang der gesamten Wöhlerlinie konstant. Es kann daher jeder beliebige Punkt auf der Wöhlerlinie als Referenzpunkt genommen werden.

Wenn die Wöhlerlinie bekannt ist, kann daher das Spannungskollektiv durch ein Rechteck-Ersatzkollektiv ersetzt werden, in dem auf einen bestimmten Spannungswert und eine zugehörige Lastspielzahl reduziert wird.

Schädigung des Kollektivs:

$$D(\text{Kollektiv}) = \left( \sum_i h_i \cdot S_{ai}^k \right) / (N_0 \cdot S_{a0}^k) \quad (3.8)$$

Schädigung des Rechteck-Ersatzkollektivs:

$$D(\text{Ersatz}) = (H_E \cdot S_{aE}^k) / (N_0 \cdot S_{a0}^k) \quad (3.9)$$

$H_E$  ..... Referenzlastspielzahl des Ersatzkollektivs in -

$S_{aE}$  ..... Spannungswert des Ersatzkollektivs in  $N/mm^2$

---

Gleichsetzen und Kürzen von  $N_0 \cdot S_{a0}^k$  ergibt:

$$H_E \cdot S_{aE}^k = \left( \sum_i h_i \cdot S_{ai}^k \right) \quad (3.10)$$

Legt man eine bestimmte Lastspielzahl des Ersatzkollektivs fest, kann ein Ersatzspannungswert des Kollektivs berechnet werden.

$$S_{aE} = \left[ \left( \sum_i h_i \cdot S_{ai}^k \right) \cdot \frac{1}{H_E} \right]^{\left(\frac{1}{k}\right)} \quad (3.11)$$

#### **ORIGINALFORM DER MINER-REGEL [14]**

Wenn eine Wöhlerlinie einen eindeutigen Dauerfestigkeitswert aufweist, dann überschätzt die Berechnungsmethode nach Miner-Elementar die Schädigung, die durch Spannungen, die unterhalb des Dauerfestigkeitswertes liegen, hervorgerufen wird. Eine einfache Abänderung der elementaren Form der Miner-Regel ist die Berechnung nach Miner-Original. Dabei werden Belastungen unterhalb des Dauerfestigkeitswertes nicht für die Lebensdauerberechnung berücksichtigt. Es liegt die Annahme zugrunde, dass Spannungen unterhalb des Dauerfestigkeitswertes beliebig oft ohne Bruch ertragen werden.

#### **MODIFIZIERTE FORM DER MINER-REGEL**

Bei der Originalform der Miner-Regel wird angenommen, dass der Dauerfestigkeitswert unabhängig von der Vorschädigung des Bauteils ist. Ein Bauteil, das durch eine Vorschädigung geschwächt ist, weist allerdings eine geringere Dauerfestigkeit auf. Dieser Abfall der Dauerfestigkeit wird in der modifizierten Form der Miner-Regel berücksichtigt. [14]

Dazu werden auch Kollektivstufen unterhalb der Dauerfestigkeit berücksichtigt. Es wird die Zeitfestigkeitsgerade unterhalb der Dauerfestigkeit als flachere Linie (mit dem Wöhlerkoeffizienten  $2k-1$ ) fortgesetzt. [14]



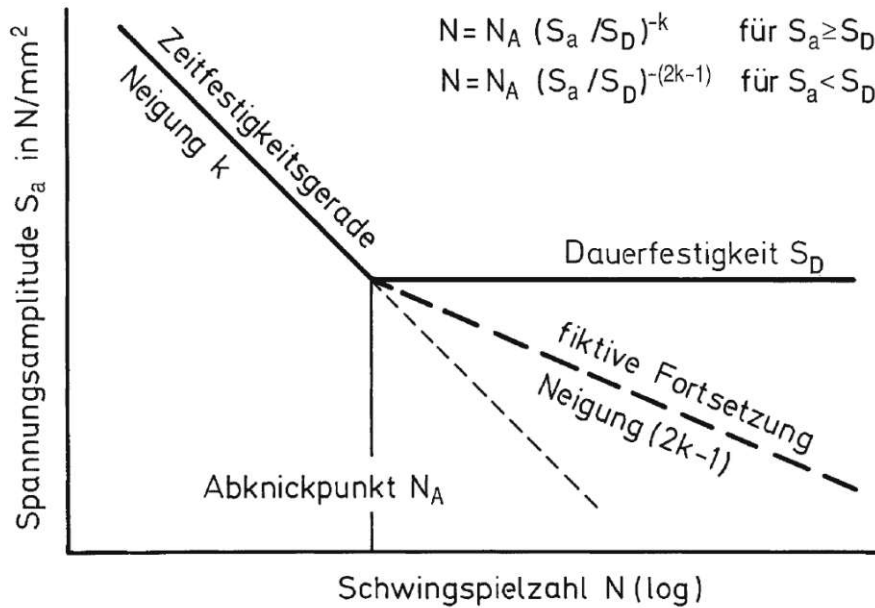


Abbildung 10: Wöhlerlinie nach Miner-Modifiziert [14]

### 3.4.2 BEWERTUNG DER LASTKOLLEKTIVE

Bei den generierten Lastkollektiven der drei Elektroautos ist die Überrollungszahl in den einzelnen Drehmomentenklassen angegeben. Die Spannungen, die bei den Bauteilen auftreten, sind nicht bekannt. Die Abschätzung der schädigenden Wirkung der Belastung auf ein Getriebe muss daher auf Basis der auftretenden Drehmomente erfolgen.

Es wird der Ansatz gewählt, die Drehmomente gleich zu gewichten wie die Spannungen bei der Schädigungsrechnung nach Miner-Elementar bzw. Miner-Modifiziert, das heißt, die Drehmomente werden entsprechend angenommener Wöhlerlinien gewichtet.

#### WÖHLERKOEFFIZIENTEN

Bei den Lagern werden die Wöhlerkoeffizienten  $k_3=3$  für Kugellager und  $k_4=10/3$  für Rollenlager verwendet, weil diese Faktoren in der Berechnung der Lebensdauer (nach ISO 281) eingesetzt werden.

Radialkugellager [15]:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3 \quad (3.12)$$

$L_{10}$  ..... nominelle Lebensdauer in Mio. Umdrehungen

$C_r$  ..... dynamische radiale Tragzahl in N

$P_r$  ..... dynamische äquivalente radiale Belastung in N

Radialrollenlager [15]:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^{10/3} \quad (3.13)$$

In der Berechnungsabteilung des ECS werden Verzahnungsberechnungen nach dem Berechnungsansatz Miner-Modifiziert durchgeführt. Daher werden auch für die Gewichtung bei den Auswertungen der Lastkollektive zwei unterschiedliche Exponenten verwendet.

Die Wöhlerlinie ist für Grübchenbildung und Zahnfußbruch grundsätzlich nicht gleich, weil ein anderer Schädigungsmechanismus zugrunde liegt. Dadurch ist nicht nur der Wöhlerexponent, sondern auch die Lage der Wöhlerlinie im doppelt logarithmischen Diagramm unterschiedlich. [16]

Auch das Material und das Verfahren zur Härtung des Zahnrades (nitriert oder einsatzgehärtet) haben einen Einfluss auf die Lage und Steigung der Wöhlerlinie. [16]

Im ECS haben sich aber in der Vergangenheit die Wöhlerkoeffizienten  $k_1=6$  (Zeitfestigkeitsbereich) und  $k_2=11$  (unterhalb der Dauerfestigkeitslinie) bei einsatzgehärteten Zahnrädern für beide Schädigungsmechanismen aufgrund von Prüfläufen als zielführend erwiesen. Daher werden diese Werte auch in dieser Arbeit für die Beurteilung der Lastkollektive verwendet.

#### VORGEHENSWEISE ZUR BEWERTUNG DER LASTKOLLEKTIVE

Zuerst wird die Bewertung der Lastkollektive für alle drei Bauteilearten nach Miner-Elementar durchgeführt.

Für jede Drehmomentenstufe wird ein mit dem Wöhlerexponent gewichteter Mittelwert des Drehmoments bestimmt.

$$T_i = [(T_{\text{Untergrenze}_i}^k + T_{\text{Obergrenze}_i}^k)/2]^{(1/k)} \quad \text{für } T_{\text{Untergrenze}_i} \geq 0Nm \quad (3.14)$$

$$T_i = -[ (|T_{\text{Untergrenze}_i}^k| + |T_{\text{Obergrenze}_i}^k|)/2 ]^{(1/k)} \quad \text{für } T_{\text{Untergrenze}_i} < 0Nm \quad (3.15)$$

$T_i$  ..... gewichteter Mittelwert des Drehmoments der Klasse  $i$  in Nm

$T_{\text{Untergrenze}}$  ..... Untergrenze der Drehmomentklasse  $i$  in Nm

$T_{\text{Obergrenze}}$  ..... Obergrenze der Drehmomentklasse  $i$  in Nm

Als Wöhlerexponenten werden, wie oben beschrieben, die Koeffizienten  $k_1=6$  (Verzahnungen),  $k_3=3$  (Kugellager) und  $k_4=3,33$  (Rollenlager) verwendet.

Für diese drei Fälle werden die gewichteten Mittelwerte der Drehmomentklassen mit dem Wöhlerexponent potenziert und mit der Überrollungszahl der Stufe multipliziert.

$$B_i = |T_i^k| \cdot N_i \quad (3.16)$$

$B_i$ .....schädigungsrelevante Belastung einer Drehmomentklasse in  $Nm^k$

$N_i$ .....Anzahl der Überrollungen der Drehmomentklasse  $i$  in  $Nm$

Die Werte  $B_i$  werden im weiteren Verlauf der Diplomarbeit als schädigungsrelevante Belastungen der Einzelstufen bezeichnet.

Folgende Summe ergibt die schädigungsrelevante Belastung einer Fahrt oder eines Zyklus:

$$B_{ges} = \sum_{i=1}^{100} (|T_i^k| \cdot N_i) \quad (3.17)$$

$B_{ges}$ .....schädigungsrelevante Belastung eines Lastkollektivs in  $Nm^k$

Die schädigungsrelevante Belastung ist eine geeignete Größe zur Beurteilung von Lastkollektiven und wird in Kapitel 3.4.3 genauer erläutert.

Es wird außerdem die Summe der schädigungsrelevanten Belastungen für die Stufen im Zugbereich und im Schubbereich berechnet. Dazu werden die schädigungsrelevanten Belastungen aller Drehmomentenklassen im Schubbetrieb ( $T < 0$ ) bzw. alle Drehmomentenklassen im Zugbetrieb ( $T > 0$ ) addiert.

$$B_{Schub} = \sum (|T_i^k| \cdot N_i) \text{ für } T < 0 \quad (3.18)$$

$$B_{Zug} = \sum (|T_i^k| \cdot N_i) \text{ für } T > 0 \quad (3.19)$$

$$B_{ges} = B_{Schub} + B_{Zug} \quad (3.20)$$

$B_{Schub}$ .....schädigungrelevante Belastung im Schubbetrieb in  $Nm^k$

$B_{Zug}$ .....schädigungrelevante Belastung im Zugbetrieb in  $Nm^k$

Die Unterteilung in Zug- und Schubbetrieb wird vorgenommen, da bei den zwei Belastungsrichtungen bei der Verzahnung die jeweils andere Flanke der Zähne belastet wird. Außerdem kommt es am Zahnfuß und bei den Lagern bei gleichem Betrag des Drehmoments zu einem anderen Spannungszustand. Daher ist eine getrennte Auswertung von Zug- und Schubbetrieb sowohl bei Verzahnungen als auch bei Lagern sinnvoll.

Aus der schädigungsrelevanten Belastung des gesamten Zyklus wird nun (in Anlehnung an den Ersatzspannungswert  $S_{aE}$  aus Gleichung 3.11) das äquivalente Drehmoment bei einer bestimmten Referenzlastspielzahl ermittelt. Die Referenzlastspielzahl  $N_{ref}$  wird mit  $3 \cdot 10^6$  Überrollungen am Abtrieb gewählt.

$$T_{equZug} = (B_{Zug}/N_{ref})^{1/k} \quad (3.21)$$

$$T_{equ\_Schub} = (B_{Schub}/N_{ref})^{1/k} \quad (3.22)$$

$T_{equ\_Zug}$  ..... äquivalentes Moment des Zugbetriebs in Nm

$T_{equ\_Schub}$  ..... äquivalentes Moment des Schubbetriebs in Nm

$N_{ref}$  ..... Referenzlastspielzahl in -

Die berechneten Werte werden verwendet, um Lastkollektive einfach vergleichen zu können. Die Berechnung wird wieder mit den Wöhlerexponenten für Verzahnungen, Kugellager und Rollenlager durchgeführt. Das äquivalente Moment dient einer ersten Abschätzung der erforderlichen Dimensionierung des Getriebes.

Weiters wird je Betriebsart der prozentuelle Anteil der schädigungsrelevanten Belastung einer Klasse an der Gesamtbelastung dieser Betriebsart berechnet.

$$b_{\%,i} = B_i / B_{Schub} \quad \text{für } T_i < 0 \quad (3.23)$$

$$b_{\%,i} = B_i / B_{Zug} \quad \text{für } T_i > 0 \quad (3.24)$$

$b_{\%,i}$  ..... prozentueller Anteil an der schädigungsrelevanten Belastung der Stufe in der jeweiligen Betriebsart in -

Diese Berechnungen werden nach Miner-Elementar durchgeführt. Für die Verzahnungen soll nun auch ein äquivalentes Moment und der prozentuelle Anteil jeder Stufe an der Gesamtbelastung nach Miner-Modifiziert berechnet werden.

Die exakte Lage der Wöhlerlinie ist nicht bekannt, weil diese, wie beschrieben, von der Verzahnung abhängig ist. Für die Berechnung muss je eine Lage der Wöhlerlinie für Zug- und Schubbetrieb angenommen werden. Es wird gewählt, dass der Knick der Wöhlerlinien beim Referenzlastspiel von  $3 \cdot 10^6$  Lastwechsel liegt und Drehmomentenwerte der Knickpunkte  $T_{A,Zug}$  und  $T_{A,Schub}$  der Wöhlerlinien werden angenommen.

Anschließend wird der prozentuelle Anteil der schädigungsrelevanten Belastung jeder Stufe mit dem entsprechenden Wöhlerexponenten berechnet.

Für den Zugbetrieb wird folgende Gleichung verwendet:

$$b_{\% \text{ mod},i} = \left( \frac{|T_i|}{T_{A,Zug}} \right)^k \cdot \frac{N_i}{N_{ref}} \quad (3.25)$$

Für den Schubbetrieb gilt:

$$b_{\% \text{ mod},i} = \left( \frac{|T_i|}{T_{A,Schub}} \right)^k \cdot \frac{N_i}{N_{ref}} \quad (3.26)$$

$b_{\% \text{ mod},i}$  ..... prozentueller Anteil an der schädigungsrelevanten Belastung der Stufe in der jeweiligen Betriebsart nach Miner-Modifiziert in -

$T_{A,Zug}$  ..... Drehmoment beim Knickpunkt der Wöhlerlinie im Zugbetrieb in Nm

$T_{A,Schub}$  ..... Drehmoment beim Knickpunkt der Wöhlerlinie im Schubbetrieb in Nm

---

Dabei wird eine Fallunterscheidung getroffen, ob das Drehmoment der Stufe unter oder über dem Knick der Wöhlerlinie liegt. Es wird der entsprechende Wöhlerexponent für die Gewichtung gewählt.

Der Wöhlerexponent  $k_1=6$  wird verwendet bei:

$$|T_i| > |T_{A,Schub}| \quad \text{und} \quad T_i < 0 \quad (3.27)$$

$$\text{bzw. } |T_i| > |T_{A,Zug}| \quad \text{und} \quad T_i > 0 \quad (3.28)$$

Der Wöhlerexponent  $k_2=11$  wird verwendet bei:

$$|T_i| < |T_{A,Schub}| \quad \text{und} \quad T_i < 0 \quad (3.29)$$

$$\text{bzw. } |T_i| < |T_{A,Zug}| \quad \text{und} \quad T_i > 0 \quad (3.30)$$

Die Summe der prozentuellen schädigungsrelevanten Belastungen im Schub- bzw. Zugbetrieb sollen 100 % betragen. Der Wert  $T_A$  wird daher für Zug- und Schubbetrieb so lange variiert, bis die Abweichung dieser Summe von 100 % kleiner als 0,1 % ist (Zielwertsuche). Der Wert  $T_A$  entspricht dann dem schädigungsrelevanten Moment des Gesamtzyklus bei  $3 \cdot 10^6$  Überrollungen.

Die Lage des Knicks der Wöhlerlinie in dieser Betrachtung ist eine Annahme, die getroffen wird, um die Lastkollektive vergleichen zu können. Die tatsächliche Lage der Wöhlerlinie kann davon abweichen. In der Auslegung der Getriebe muss daher das gesamte Lastkollektiv verwendet werden. Das äquivalente Moment dient nur der Beurteilung des Lastkollektivs oder einer ersten Grobauslegung des Getriebes.

Um die Anteile der Einzelstrecken an der Gesamtbelastung zu ermitteln, wird jede Drehmomentenstufe einzeln betrachtet. Es wird die Anzahl der Überrollungen der Einzelstrecke in dieser Stufe durch die Anzahl der Überrollungen des Gesamtzyklus dieser Stufe dividiert und mit dem Anteil an der Gesamtschädigung dieser Stufe multipliziert. Dies liefert den Anteil einer bestimmten Drehmomentenstufe einer bestimmten Strecke an der Gesamtbelastung des Zyklus. Durch Addition dieser Anteile über alle Stufen einer Strecke ergibt sich der Anteil der schädigungsrelevanten Belastung dieser Strecke am Gesamtzyklus.

### 3.4.3 SCHÄDIGUNGSRELEVANTE BELASTUNG

Die schädigungsrelevante Belastung ist eine geeignete Hilfsgröße, um Lastkollektive zu beurteilen.

Um den Begriff der schädigungsrelevanten Belastung näher zu erklären, wird zuerst der Zusammenhang zwischen den Spannungen der Bauteile und dem anliegenden Drehmoment betrachtet.

Bei der Belastung der Lager wird angenommen, dass die resultierenden Kräfte proportional dem Antriebsmoment sind. Diese Annahme ist korrekt, solange die Lagerkräfte ausschließlich von den Verzahnungskräften hervorgerufen werden.

Die Nenn-Umfangskraft eines Zahnrades ist nach Din 3990-1 ebenfalls proportional dem Drehmoment, das an der Zahnradstufe anliegt. [17]

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_{1,2}}{d_{1,2}} \quad (3.31)$$

- $F_t$ .....Umfangskraft in N
- $T_{1,2}$ .....Drehmoment des Zahnrades in Nm
- $d_{1,2}$ .....Teilkreisdurchmesser der Zahnräder in m

Die Zahnfußnennspannung ist wiederum proportional der Nenn-Umfangskraft. [18]

$$\sigma_{F0C} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \quad (3.32)$$

- $\sigma_{F0C}$ .....Zahnfußnennspannung in N/mm<sup>2</sup>
- $b$ .....Zahnbreite in mm
- $m_n$ .....Normalmodul in mm
- $Y_{Fa}, Y_{Sa}, Y_\epsilon, Y_\beta$ .....Faktoren (nur von der Geometrie der Verzahnung abhängig) in -

Daher ist die Zahnfußnennspannung proportional dem Drehmoment an der Verzahnung.

Es gilt somit für den Spannungswert beim Drehmoment der Stufe i:

$$S_{ai} = a \cdot T_i \quad (3.33)$$

- $a$ ..... Konstante in -

Bei jeder Umdrehung der Abtriebswelle kommt jeder Zahn des Abtriebsrades einmal in Eingriff und auch jedes Lager der Abtriebswelle führt genau eine Umdrehung durch.

Die Lastspielzahl einer Stufe ist daher (für die Betrachtung der Bauteile auf der Abtriebswelle) gleich der Überrollungszahl.

$$h_i = N_i \quad (3.34)$$

Nach Gleichung 3.8 auf Seite 21 ergibt die Summe  $\sum (\sigma_{ai}^k \cdot N_i)$  bezogen auf einen Referenzpunkt auf der Wöhlerlinie  $N_0 \cdot \sigma_{a0}$  die Schädigung  $D$  eines Kollektivs. Die Wöhlerlinie ist nicht vom Lastkollektiv sondern nur von der Verzahnung (Werkstoff, Wärmebehandlung etc.) abhängig. Für einen bestimmten Bauteil ist der Faktor  $N_0 \cdot \sigma_{a0}$  daher eine Konstante. Das Produkt  $(\sigma_{ai}^k \cdot N_i)$  ist deshalb ein Maß für die Schädigung einer Stufe bzw. die Summe  $\sum (\sigma_{ai}^k \cdot N_i)$  ein Maß für die schädigende Wirkung eines Kollektivs.

Wendet man die beiden Zusammenhänge auf die Zähler der Gleichungen für die Schädigung einer Einzelstufe (Gleichung 3.7 auf Seite 21) oder eines Kollektivs (Gleichung 3.8 auf Seite 21) an, erhält man:

$$(S_{ai}^k \cdot N_i) = b \cdot (T_i^k \cdot N_i) \quad (3.35)$$

$$b = a^k \quad (3.36)$$

$$\sum_{i=1}^{100} (S_{ai}^k \cdot N_i) = b \cdot \sum_{i=1}^{100} (T_i^k \cdot N_i) \quad (3.37)$$

a, b .....Konstanten in -

Die relative Schädigung einer Einzelstufe in Bezug auf die Gesamtschädigung des Kollektivs ergibt sich wie folgt:

$$\frac{(S_{ai}^k \cdot N_i)}{\sum_i (S_{ai}^k \cdot N_i)} = \frac{(T_i^k \cdot N_i)}{\sum_i (T_i^k \cdot N_i)} \quad (3.38)$$

Der prozentuelle Anteil der Schädigung einer Stufe in Bezug auf die Gesamtschädigung des Kollektivs kann daher (nach Miner-Elementar) aus den Produkten  $(T_i^k \cdot N_i)$  und deren Summe bestimmt werden. Deshalb wird die Bezeichnung schädigungsrelevante Belastung einer Stufe für das Produkt  $(T_i^k \cdot N_i)$  bzw. schädigungsrelevante Belastung einer Strecke oder eines Zyklus für die Summe  $\sum_i (T_i^k \cdot N_i)$  verwendet.

Die Flankenpressung  $\sigma_H$  eines Zahnrades ist proportional der Wurzel der Nenn-Umfangskraft und damit proportional der Wurzel des Drehmoments. [19]

$$\sigma_H = Z_B \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (3.39)$$

$$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (3.40)$$

$\sigma_H$ ..... Flankenpressung in N/mm<sup>2</sup>

$\sigma_{H0}$  ... nominelle Flankenpressung in N/mm<sup>2</sup>

Daher gilt:

$$\sigma_{Hi} = c \cdot T_i^{1/2} \quad (3.41)$$

c..... Konstante in -

$$(\sigma_{Hi}^{k_H} \cdot N_i) = d \cdot (T_i^{k_H/2} \cdot N_i) \quad (3.42)$$

$$(\sigma_{Hi}^{k_H} \cdot N_i) = d \cdot (T_i^{k^*} \cdot N_i) \quad (3.43)$$

$k_H$ ..... Wöhlerexponent für die Schädigungsberechnung bei Grübchenbildung in -

$k^*$  ..... Wöhlerexponent zur Gewichtung der Drehmomente bei Drehmoment-Lastdaten in -

Verwendet man für das Beurteilen des Lastkollektivs im Hinblick auf die Flankenpressung einen Wöhlerexponent  $k^* = k_H / 2$ , so kann die Bewertung wie bei der Zahnfußfestigkeit durchgeführt werden. Das ECS verwendet, wie erwähnt, zur Gewichtung der Momente für Zahnfußtragfähigkeit und Grübchenbildung die Wöhlerexponenten  $k = k^* = 6$  (Miner-Elementar).

### 3.4.4 ERGEBNISSE DES MCE-ELEKTROZYKLUS

Die Lastkollektive des MCE-Elektrozyklus der drei Fahrzeuge werden, wie in Kapitel 3.4.2 beschrieben, ausgewertet. Es ergeben sich folgende Kenngrößen:

#### ÄQUIVALENTES MOMENT

Die äquivalenten Momente betragen bei einer Referenzlastspielzahl von  $3 \cdot 10^6$  und nach Miner-Elementar ausgewertet (Gleichungen 3.21 und 3.22):

BMW i3:

*Tabelle 7: Äquivalente Momente des MCE-Elektrozyklus beim BMW i3*

Äquivalentes Moment in Nm	Kugellager	Rollenlager	Verzahnungen
Schubbetrieb	733	725	721
Zugbetrieb	1305	1288	1337

VW e-Golf:

*Tabelle 8: Äquivalente Momente des MCE-Elektrozyklus beim VW e-Golf*

Äquivalentes Moment in Nm	Kugellager	Rollenlager	Verzahnungen
Schubbetrieb	763	754	816
Zugbetrieb	1305	1283	1328

MB250e:

*Tabelle 9: Äquivalente Momente des MCE-Elektrozyklus beim MB250e*

Äquivalentes Moment in Nm	Kugellager	Rollenlager	Verzahnungen
Schubbetrieb	689	684	730
Zugbetrieb	1498	1468	1521



Gewichtet man die Lastkollektive für Verzahnungen entsprechend Miner-Modifiziert, dann ist das äquivalente Moment jenes Moment, das am Abknickpunkt der Wöhlerlinie für 100 % Schädigung auftritt:

Tabelle 10: Äquivalente Momente des MCE-Elektrozyklus nach Miner-Modifiziert

Äquivalentes Moment in Nm	BMW i3	VW e-Golf	MB250e
Schubbetrieb	705	794	714
Zugbetrieb	1312	1300	1486

Das äquivalente Moment der Verzahnungen ist niedriger, wenn die Lastkollektive nach Miner-Modifiziert ausgewertet werden. Der Grund dafür ist, dass dann die niedrigen Drehmomentklassen, die unter dem Knickpunkt der Wöhlerlinie liegen, einen geringeren Beitrag zur schädigungsrelevanten Belastung liefern.

#### ANTEIL VON ZUG- UND SCHUBBELASTUNG

Die schädigungsrelevanten Belastungen der beiden Betriebsarten werden jeweils auf die gesamte schädigungsrelevante Belastung des Zyklus bezogen.

$$b_{Schub} = \frac{B_{Schub}}{B_{ges}} \quad (3.44)$$

$b_{Schub}$ .....Anteil der Belastung im Schubbetrieb an der Gesamtbelastung in -

$$b_{Zug} = \frac{B_{Zug}}{B_{ges}} = 1 - b_{Schub} \quad (3.45)$$

$b_{Zug}$  .....Anteil der Belastung im Zugbetrieb an der Gesamtbelastung in -

Tabelle 11: Anteil der Schubbelastung an der Gesamtbelastung

$b_{Schub}$	BMW i3	VW e-Golf	MB250e
Kugellager	15%	17%	9%
Rollenlager	13%	15%	7%
Verzahnungen	2%	5%	1%

Die Schubbelastung ist im Vergleich zur Zugbelastung gering, besonders deutlich zeigt sich das bei den Verzahnungen. In Kapitel 5.3 ab Seite 111 wird auf die Belastung im Schubbereich näher eingegangen.

## ANTEILE DER BELASTUNGEN DER EINZELSTRECKEN AN DER GESAMTBELASTUNG

Die beiden Diagramme zeigen die Anteile der schädigungsrelevanten Belastung der Einzelstrecken an der schädigungsrelevanten Belastung des gesamten MCE-Elektrozyklus für den VW e-Golf.

Verzahnung:

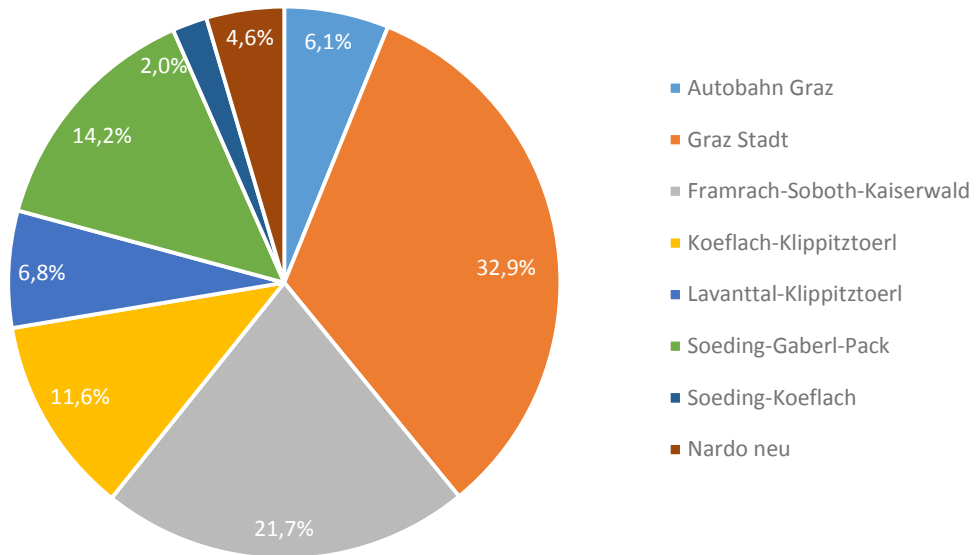


Abbildung 11: Anteile der der Belastung der Einzelstrecken an der Gesamtbelastung im Zugbetrieb für Verzahnungen (MCE-Elektrozyklus VW e-Golf)

Kugellager:

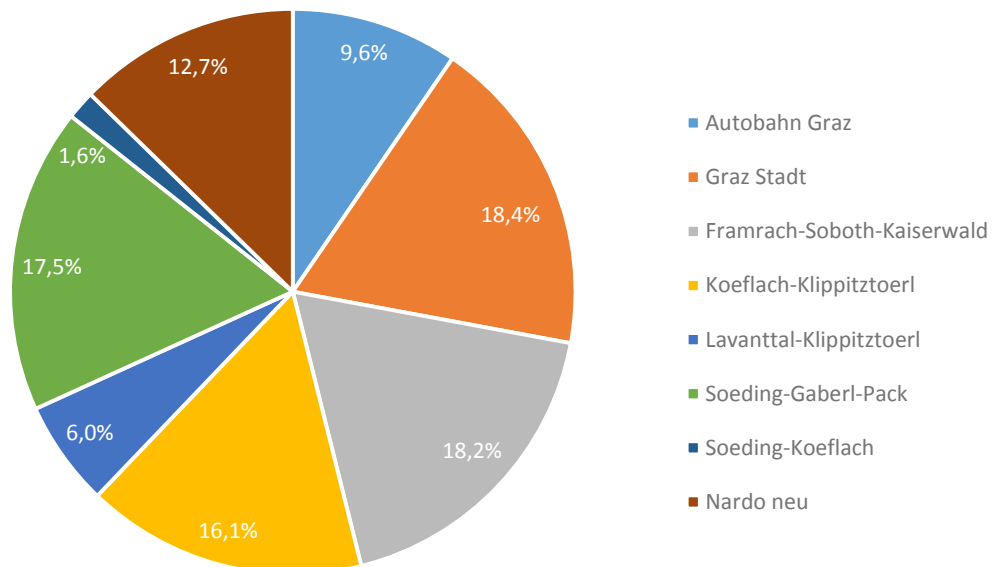


Abbildung 12: Anteile der Belastung der Einzelstrecken an der Gesamtbelastung im Zugbetrieb für Kugellager (MCE-Elektrozyklus VW e-Golf)

---

Die Aufteilungen der Belastungen beim BMW i3 und beim MB250e sind im Anhang Abschnitt A.3 abgebildet.

Wegen des höheren Wöhlerkoeffizienten sind Verzahnungen sensibler auf Spitzenlasten. Deshalb haben Stadtfahrten (hohe Drehmomente bei den Beschleunigungsvorgängen) und Passfahrten einen großen Einfluss auf die Gesamtbelastung für Verzahnungen.

Bei Autobahnfahrten treten nur im Bereich der Auffahrten hohe Momente auf. Während langer, konstanter Fahrt wirken niedrige Drehmomente, die trotz hoher Kilometerzahl kaum eine Belastung der Zahnräder verursachen. Besonders deutlich zeigt sich das beim BMW i3. Bei den anderen beiden Fahrzeugen ist der berechnete Einfluss von Autobahnfahrten auf die Belastung höher, da nur die Strecke Graz-Gleisdorf-Graz (42 km) hochgerechnet wurde und darin besonders viele Autobahnauf- und -abfahrten mit hohen Momenten enthalten sind. Auf Lager wirken sich Autobahnfahrten stärker aus als auf Zahnräder.

### 3.5 ECS- ZYKLUS

Magna Steyr verwendet seit vielen Jahren den MCE-Zyklus für Autos mit Verbrennungsmotoren. Für das Engineering Center Steyr in Herzograd bei St. Valentin soll nun für die Verwendung von Elektroautos ein neuer Zyklus entworfen werden, der als ECS-Zyklus bezeichnet wird (ECS- Engineering Center Steyr). Er soll so wie der MCE-Zyklus zur Ermittlung von Lastkollektiven und zur Dauererprobung von Fahrzeugen verwendet werden.

#### 3.5.1 ZIELE

Folgende Anforderungen werden an diesen Zyklus gestellt:

- Die Gesamtbelastung für die Verzahnungen und für die Lager des Getriebes soll der des MCE-Zyklus entsprechen.
- Die Reichweite der Elektroautos soll für die Distanz der Einzelstrecken ausreichend sein.
- Alle Strecken sollen zum Ausgangspunkt zurückführen.
- Es sollen keine Mischstrecken vorkommen. Jede Strecke kann einem bestimmten Typ (Autobahn-, Stadt-, Überland-, Bergfahrt) zugeordnet werden, um den Einfluss der einzelnen Streckentypen auf das Lastkollektiv untersuchen zu können.
- Die Teststrecken sollen (soweit vom benötigten Profil möglich) in der Nähe des Firmenstandortes liegen.

---

### 3.5.2 ECS-EINZELSTRECKEN

Auf folgenden Strecken wurden mit den vier Elektroautos Messdaten aufgezeichnet:

- Steyr Stadtstrecke (30 km)
- Greinrunde (20 km Bundesstraße)
- Autobahnfahrt auf der A1 und der A7 (158 km) (nur beim BMW i3 gefahren)
- Passstraße Katschberg (10 km)
- Passstraße Großglockner (39 km zw. 84 km)

Die Streckenführungen der Fahrten sind im Anhang, Abschnitt A1.2, gezeigt.

Die Strecken wurden mit zwei unterschiedlichen Beladungsvarianten gefahren:

- Vollbeladen (VB), das heißt mit dem zulässigen Gesamtgewicht des Fahrzeugs.
- Teilbeladen (TB), das entspricht dem Mittelwert aus dem zulässigen Gesamtgewicht und dem Leergewicht des betriebsbereiten Fahrzeugs.

Folgende Massen wurden vor den ersten Fahrten gemessen:

*Tabelle 12: Fahrzeugmassen*

Fahrzeugmasse in kg	BMW i3	VW e-Golf	MB250e
vollbeladen	1734	1985	2170
teilbeladen	1609	1750	2020

Außerdem wurden die Strecken mit zwei unterschiedlichen Fahrweisen (normal und forciert) gefahren. „Forcierte“ Fahrweise bedeutet, dass unter Einhaltung der Verkehrsregeln so schnell wie möglich gefahren und mit maximaler Fahrpedalstellung beschleunigt wird. „Normale“ Fahrweise soll eine alltägliche Fahrt widerspiegeln.

In Abschnitt A.5 des Anhangs sind alle auf ECS-Strecken gefahrenen Messfahrten angeführt.

---

### 3.5.3 ABMISCHUNG DES ECS-ZYKLUS

Unter dem Begriff „Abmischen“ ist das Kombinieren von einzelnen Teilstrecken zu einem Gesamtzyklus zu verstehen.

Die ECS-Einzelstrecken sind so zu kombinieren, dass die Gesamtstrecke und die Summe der schädigungsrelevanten Belastungen dem MCE-Elektrozyklus entsprechen.

Wie beim MCE-Elektrozyklus werden dazu die Messdaten, die bei voller Beladung aufgezeichnet wurden, herangezogen.

Da die gefahrenen Strecken der drei Fahrzeuge nicht immer ident sind, wird die Zyklusabmischung für jedes Fahrzeug getrennt betrachtet.

#### ECS-ZYKLUS BMW I3

Es wird die Anzahl der gefahrenen Kilometer der einzelnen Streckentypen (Bundesstraße, Autobahn, Berg- und Stadtfahrt aus dem MCE-Zyklus) aus den gefahrenen Teststrecken nachgebildet (Greinrunde als Bundesstraße, Autobahnfahrt auf der A1, Großglockner als Bergfahrt und die Steyr Stadtfahrt).

Die Abmischung liefert deutlich höhere Belastungen und ist daher nicht mit dem MCE-Elektrozyklus vergleichbar. Eine ausführliche Beschreibung der Vorgehensweise und der Ergebnisse ist im Anhang Abschnitt A.4 ersichtlich.

Grund dafür ist, dass die Greinrunde und die Steyrrunde bei den Messfahrten nicht normal sondern forciert gefahren wurden.

Um die verschiedenen Einzelstrecken und Fahrweisen besser vergleichen zu können, wird ein spezifischer Wert eingeführt: Die schädigungsrelevante Belastung pro Kilometer (schädigungsrelevante Belastung nach Miner-Elementar einer Strecke durch die Streckenlänge in km).

Betrachtet man diesen spezifischen Wert der verwendeten Einzelstrecken in Abbildung 13, so ist ersichtlich, dass mit Ausnahme der Autobahnfahrt, die kaum eine Belastung verursacht, alle Fahrten des ECS-Zyklus pro km deutlich schädigender sind als der Durchschnittswert des MCE-Elektrozyklus.

Der Vergleich mit der normal gefahrenen Graz Stadtrunde aus dem MCE-Elektrozyklus zeigt, dass die forciert gefahrene Steyr Stadtrunde aus dem ECS-Zyklus um ein Vielfaches schädigender ist.

Die spezifischen Belastungen bei der Greinrunde und der Steyr Stadtstrecke übersteigen sogar jene des normal gefahrenen Großglockners deutlich. Diese beiden Strecken sind daher aufgrund der unterschiedlichen Fahrweise keinesfalls mit den Strecken des MCE-Elektrozyklus vergleichbar.

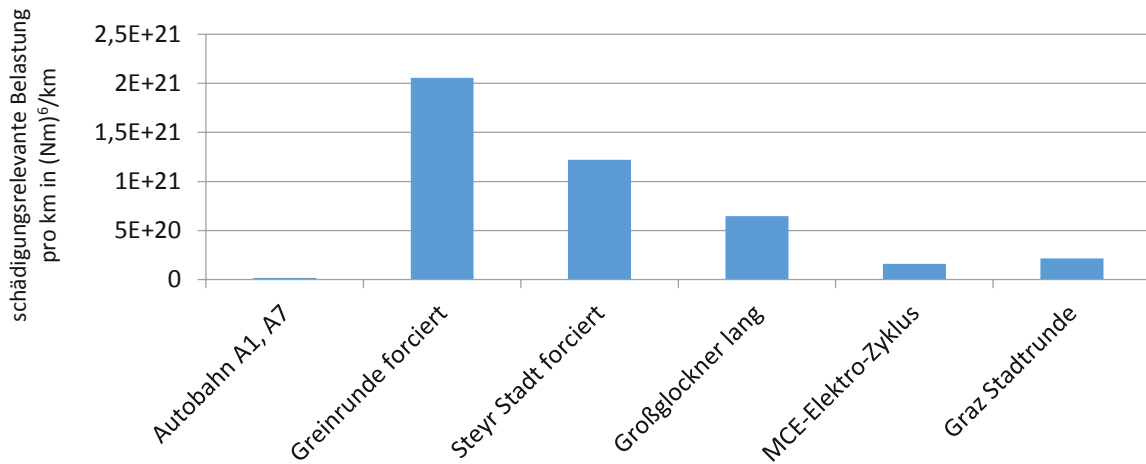


Abbildung 13: Schädigungsrelevante Belastungen pro km für Verzahnungen im Zugbetrieb

Vergleicht man die spezifische Belastung bei forciert durchgeführten Fahrten, so zeigt sich, dass die Passetrecke schädigender ist als die Greinrunde und die Stadtfahrt.

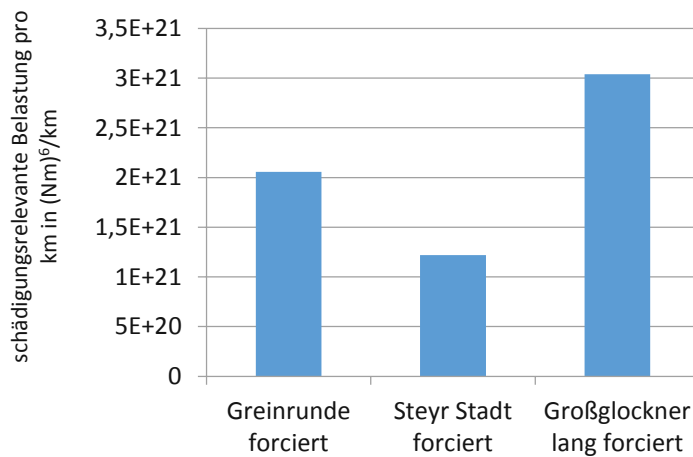


Abbildung 14: Schädigungsrelevante Belastungen pro km bei forcierten Fahrten für Verzahnungen im Zugbetrieb

Dies lässt erkennen, dass die Fahrweise einen erheblichen Einfluss auf die Belastung des Getriebes hat. Bei der Großglocknerfahrt ist die schädigungsrelevante Belastung bei forciertem Fahrweise fünfmal so hoch wie bei normaler Fahrweise.

Schlussfolgerungen:

- Das Einbeziehen von forcierten gefahrenen Strecken in die ECS-Zyklusabmischung ist nicht sinnvoll, weil die MCE-Strecken mit normaler Fahrweise gefahren wurden und somit ein direkter Vergleich nicht möglich ist.
- Die Messfahrten mit dem BMW i3 und dem MB250e wurden bei den Fahrten Greinrunde und Steyrrunde nur forciert durchgeführt. Deshalb ist auf Basis der derzeit vorhandenen Messfahrten für den BMW i3 und den MB250e die Entwicklung eines ECS-Zyklus nicht möglich.

---

Es wird daher versucht, mit den Messdaten des VW eGolf eine ECS-Zyklusabmischung durchzuführen.

### ECS-ZYKLUS VW E-GOLF

Beim VW e-Golf wurden die Fahrten in Steyr und in Grein auch mit normaler Fahrweise absolviert. Daher kann hier ein Vergleich der ECS-Strecken mit den MCE-Strecken gemacht und ein ECS-Zyklus entwickelt werden.

Mit dem VW e-Golf wurde die ECS-Autobahnstrecke auf der A1 und der A7 nicht gefahren. Für den ECS-Zyklus müssen deshalb die Daten der MCE-Autobahnstrecke auf der A2 herangezogen werden.

Die Vorgehensweise, die Anteile der Streckentypen an der Gesamtstrecke beim ECS-Zyklus gleich zu halten wie beim MCE-Zyklus, liefert auch beim e-Golf keine brauchbaren Ergebnisse.

Der Hauptgrund ist, dass die Greinrunde auch bei normaler Fahrweise viel höhere Belastungen hervorruft als eine durchschnittliche Bundesstraße. Die Greinrunde ist sehr kurvenreich. Es kommt daher zu vielen Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen. Außerdem tritt eine Durchschnittssteigung von +3 % in der ersten Streckenhälfte und -3 % in der zweiten Streckenhälfte auf. Das führt im Zug- und im Schubbetrieb zu hohen Belastungen.

Die Distanz der Streckentypen wird daher variiert, um bei gleicher Gesamtstrecke des Zyklus ähnliche Belastungen wie beim MCE-Elektrozyklus zu erhalten.

Für die Optimierung des Zyklus werden nur die schädigungsrelevante Belastung der Verzahnungen (Wöhlerexponent=6) und der Kugellager (Wöhlerexponent=3) betrachtet, da davon auszugehen ist, dass bei guter Übereinstimmung dieser Werte die schädigungsrelevante Belastung bei Rollenlager (Wöhlerexponent=3,33) auch ausreichend genau ist.

Es sollen folgende fünf Werte des ECS-Zyklus durch die ideale Kombination der Strecken optimiert werden:

- Gesamtkilometerzahl
- schädigungsrelevante Belastung für Verzahnung im Zugbetrieb
- schädigungsrelevante Belastung für Verzahnung im Schubbetrieb
- schädigungsrelevante Belastung für Kugellager im Zugbetrieb
- schädigungsrelevante Belastung für Kugellager im Schubbetrieb

---

Der bisherige Streckenanteil der Stadtfahrten soll beibehalten werden, da diese ein sehr spezifisches Belastungsprofil aufweisen und deshalb eine wesentliche Änderung dieses km-Anteils unerwünscht ist. Daher werden die schädigungsrelevanten Belastungen (Zug- und Schubbetrieb für Verzahnungen und Kugellager) für die Stadtfahrten bestimmt und von den Werten des MCE-Elektrozyklus (ohne der Nardostrecke) abgezogen. Die Länge des Zyklus ohne dem Nardo-Fahrprogramm und den Stadtfahrten beträgt 64.700 km.

Diese Werte bilden die Ausgangswerte für die Abmischung der restlichen Strecken. Es werden folgende Strecken verwendet:

- Autobahnstrecke Graz – Gleisdorf – Graz
- Greinrunde (Bundesstraße)
- Passstraße Katschberg
- Passstraße Großglockner

Da fünf Werte optimiert werden sollen, aber dazu nur die vier oben angeführten Strecken für die Abmischung des Zyklus herangezogen werden, kann keine exakte Lösung gefunden werden. Es wird eine Näherungslösung gesucht. Diese Näherung wird mit dem Optimierungstool in LMS Amesim durchgeführt. Dabei wird folgendermaßen vorgegangen:

Als Eingangsvariablen werden die Gesamtkilometer der jeweiligen Strecken definiert.

Aus diesen Distanzen und den spezifischen schädigungsrelevanten Belastungen der Einzelstrecken werden sowohl die Gesamtlänge als auch die schädigungsrelevanten Belastungen des neuen Zyklus berechnet. Diese Werte werden mit jenen des MCE-Elektrozyklus verglichen und die quadratischen Abweichungen bestimmt.

Die fünf quadratischen Abweichungen (Distanz, vier Belastungen) werden entsprechend ihrer Bedeutung mit einem Faktor gewichtet. Die schädigungsrelevante Belastung im Zugbetrieb ist deutlich höher als jene im Schubbetrieb. Aus diesem Grund wird die Abweichung im Zugbetrieb stärker gewichtet als im Schubbetrieb. Für den Zugbetrieb wurde daher der Multiplikationsfaktor 3 gewählt, für den Schubbetrieb der Faktor 1.

Die Gesamtkilometeranzahl soll sehr genau dem Ist-Wert entsprechen. Deshalb wird für die Gesamtkilometeranzahl ein hoher Gewichtungsfaktor von 100 verwendet.

Die gewichteten quadratischen Fehler werden addiert. Dieser Wert wird bei der Optimierung minimiert, indem die Distanzen der Einzelstrecken variiert werden.



Die beste Näherung für diese vier Strecken liefert folgende Ergebnisse:

Tabelle 13: Distanzen der Strecken beim ECS-Zyklus

Strecke	Autobahn A2	Greinrunde	Großglockner	Katschberg
Distanz in km	47.394	0	8.625	10.857

Die Abweichungen der schädigungsrelevanten Belastungen betragen:

Tabelle 14: Abweichungen der schädigungsrelevanten Belastungen

Verzahnung Schub	Verzahnung Zug	Kugellager Schub	Kugellager Zug
34%	-44%	17%	-4%

Die Greinrunde kommt in dieser Lösung nicht vor.

Die schädigungsrelevanten Belastungen im Zugbetrieb sind zu niedrig, während jene im Schubbetrieb zu hoch sind.

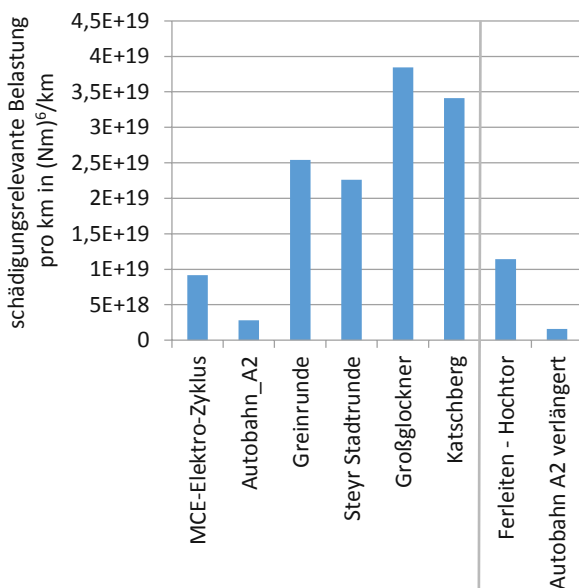


Abbildung 15: schädigungsrelevante Belastung pro km im Schubbetrieb

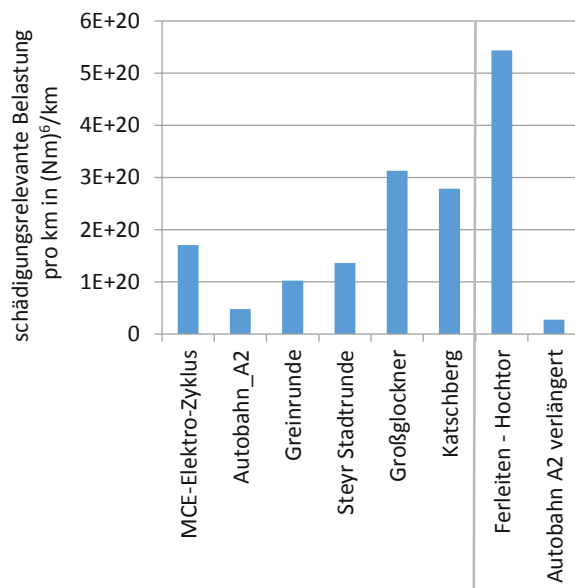


Abbildung 16: schädigungsrelevante Belastung pro km im Zugbetrieb

Die ersten sechs Balken in Abbildung 15 und Abbildung 16 zeigen die schädigungsrelevanten Belastungen pro Kilometer des MCE-Elektrozyklus und der verwendeten Strecken. Im Schubbereich sind die Werte der Einzelstrecken bis auf den der Autobahnfahrt mindestens doppelt so hoch wie beim Durchschnitt des gesamten MCE-Elektrozyklus. Im Zugbetrieb weisen die Greinrunde und die Steyr-Stadtrunde weniger spezifische schädigungsrelevante Belastungen auf als der Zyklus und auch die der

Passstrecken sind nicht so viel höher als das im Schubbetrieb der Fall ist. Daher kommt es zu den erheblichen Abweichungen beim ECS-Zyklus. Es werden zwei Änderungen vorgenommen, um das Resultat zu verbessern:

- Es wird die Auffahrt auf den Großglockner (Ferleiten-Hochtor) in den Zyklus aufgenommen. Diese Strecke weist im Vergleich zum Zyklus im Zugbetrieb deutlich höhere Belastungen auf als im Schubbetrieb. Dadurch können die Abweichungen der schädigungsrelevanten Belastung im Zyklus des Fahrzeuglebens in der Berechnung reduziert werden. Für die praktische Dauererprobung ist diese Vorgehensweise aber nicht möglich, da die Strecke nicht zum Ausgangsort zurückführt.
- Die Strecke von Graz nach Gleisdorf ist nur 20 km lang. Deshalb kommt es bei der Fahrt Graz – Gleisdorf – Graz zu zwei Auf- und Abfahrten innerhalb von 40 km Wegstrecke. Das spiegelt nicht eine durchschnittliche Autobahnfahrt wieder.

Es wird bei den Messdaten der Autobahnstrecke die Konstantfahrt bei Reisegeschwindigkeit ausgeschnitten und ein weiteres Mal zur Fahrt hinzugefügt. Dadurch wird eine Autobahnfahrt generiert, die nur eine Auf- und Abfahrt alle 40 km enthält. Diese verlängerte Autobahnstrecke wird (wie die anderen Strecken) klassiert und die schädigungsrelevante Belastung der Fahrt berechnet.

Nach diesen beiden Änderungen wird die Näherung ein weiteres Mal durchgeführt:

*Tabelle 15: Distanzen der Strecken beim ECS-Zyklus mit der Ferleiten-Hochtor-Strecke*

Strecke	Autobahn A2	Greinrunde	Großglockner	Katschberg	Ferleiten-Hochtor
Distanz in km	44.355	0	12.326	0	9.093

Die Abweichungen der schädigungsrelevanten Belastungen vom Durchschnitt des MCE-Elektrozyklus sind nun geringer als vorher:

*Tabelle 16: Abweichungen der schädigungsrelevanten Belastung*

Verzahnung Schub	Verzahnung Zug	Kugellager Schub	Kugellager Zug
4%	-28%	-6%	18%

Die Greinrunde und die Katschbergfahrt kommen in der Abmischung nicht vor.

Fordert man, dass von jeder Einzelstrecke mindestens 5.000 km im Zyklus enthalten sein müssen, ergibt das folgende Werte:

Tabelle 17: Distanzen der Strecken beim ECS-Zyklus bei Verwendung aller Strecken

Strecke	Autobahn A2	Greinrunde	Großglockner	Katschberg	Ferleiten-Hochtor
Distanz in km	41.365	5.000	5.000	5.000	9.410

Tabelle 18: Abweichungen der schädigungsrelevanten Belastung

Verzahnung Schub	Verzahnung Zug	Kugellager Schub	Kugellager Zug
7%	-32%	-6%	20%

## DISKUSSION DER ERGEBNISSE

Der Anteil der Autobahnstrecke ist deutlich höher als beim MCE-Zyklus. Die Aufnahme einer ebenen Bundesstraße mit wenigen Kurven würde den Anteil der benötigten Autobahnkilometer reduzieren, weil sie ebenfalls geringe schädigungsrelevante Belastungen aufweist.

Bei der Katschbergstrecke, die zwei Mal vollbeladen mit normaler Fahrweise gefahren wurde, hat sich gezeigt, dass die schädigungsrelevante Belastung der beiden Fahrten stark voneinander abweichen (in der Auswertung wird der Mittelwert aus den beiden Fahrten verwendet). Alle anderen Fahrten wurden nur einmal aufgezeichnet. Die Fahrten müssten öfter gemessen und gemittelt werden, um Einflüsse wie den Verkehr oder unterschiedliche Fahrweisen des Fahrers zu reduzieren.

Es wurden keine ECS-Autobahnfahrten mit dem VW e-Golf unternommen. Das Abschätzen der ECS-Autobahnfahrt auf Basis der MCE-Messwerte verursacht möglicherweise einen Fehler.

Es wären daher weitere Messfahrten notwendig, um zu garantieren, dass der ECS-Zyklus vergleichbare Belastungen wie der MCE-Zyklus liefert.

Die Ergebnisse können daher als Grundlage für den neuen ECS-Zyklus verwendet werden. Dieser muss aber eventuell in Zukunft noch modifiziert werden.

---

## 4. SIMULATION

Es wird die Simulation eines vereinfachten Fahrzeugmodells aufgebaut, um Belastungen am Getriebe simulieren zu können. Dem Modell werden ein Soll-Geschwindigkeitsprofil und ein Steigungsprofil der Strecke vorgegeben. Das notwendige Antriebsmoment während der Fahrt (und daraus die Drehzahlen im Antriebsstrang und weitere Größen) werden berechnet, und diese können dann für weitere Auswertungen herangezogen werden.

Das Simulationsmodell wird mit den Messwerten der Messfahrten abgestimmt und überprüft.

Anhand des Simulationsmodells kann untersucht werden, welche Parameter des Fahrzeugs für die Belastung des Getriebes relevant sind. Beispielhaft wird untersucht, welchen Einfluss eine Änderung der Fahrzeugmasse auf das Drehmoment am Getriebe hat.

### 4.1 SIMULATIONSPROGRAMM

Für Simulationen in dieser Arbeit wird die Simulationsplattform LMS Imagine.Lab Amesim verwendet.

LMS Amesim ist ein Simulationsprogramm zur Analyse von multidisziplinären Aufgabenstellungen (multiphysics simulation). Die Simulationsmodelle werden aus Blöcken, die in den LMS Amesim Bibliotheken hinterlegt sind, aufgebaut. Die Bibliotheken umfassen Komponenten aus verschiedenen Anwendungsgebieten wie der Mechanik, Elektrotechnik, Antriebstechnik, Signalverarbeitung etc. [20]

In den Blöcken sind physikalisch-mathematische Gleichungen hinterlegt, mit denen aus den Eingangsgrößen des Blocks die Ausgangsgrößen berechnet werden.

In LMS Amesim werden physikalische Größen zwischen den Blöcken übergeben. Diese weisen Einheiten auf. Daher können nur Komponenten miteinander verbunden werden, bei denen die physikalischen Einheiten der Ausgangssignale eines Blocks mit den physikalischen Einheiten der Eingangssignale des zweiten Blocks übereinstimmen. Eine Ausnahme stellt die Signalverarbeitung dar, die mit einheitenlosen Signalen arbeitet.

---

## 4.2 AUFBEREITUNG DER MESSDATEN FÜR DIE SIMULATION

Es werden die Eingangsgrößen des Simulationsmodells (Steigungs- und Geschwindigkeitsverlauf) aus den Messdaten der durchgeführten Fahrten gewonnen. Das Drehmoment, das mit den Drehmomentmesswellen ermittelt wurde, wird aufbereitet, um die Daten besser mit den simulierten Momenten vergleichen zu können.

Die Steigung, die Geschwindigkeit und das Drehmoment werden in Abhängigkeit von der Wegstrecke angegeben. Die Daten müssen in dem verwendeten Simulationsprogramm in Form einer Textdatei an das Programm übergeben werden. Die Dateien enthalten zwei Spalten mit Messwerten: Die erste Spalte gibt die Wegstrecke an, die zweite Spalte enthält die zugehörigen Geschwindigkeits-, Steigungs- bzw. Drehmomentwerte.

Die Messdaten der beiden Fahrzeuge BMW i3 und MB 250e werden, wie in Anhang Abschnitt A2.2 beschrieben, in das Datenformat RPCIII konvertiert und anschließend bearbeitet.

Die GPS-Signale bei den Messfahrten des VW e-Golf sind so ungenau, dass aus diesen Daten keine Streckenprofile für die Simulation gewonnen werden können (Abbildung 61 auf Seite 134 im Anhang).

Die GPS-Messungen, die bei den Fahrten des BMW i3 und des MB250e durchgeführt wurden, sind deutlich genauer. Jedoch kommt es auch bei diesen Messungen zu kurzzeitigen Fehlern bei Geschwindigkeits- und Höhsignalen. Diese können durch schlechten GPS-Empfang aufgrund von Hindernissen wie Bäumen, Gebäuden, Unterführungen etc. entstehen.

Bei schlechtem GPS-Empfang ist es daher zuverlässiger, die Geschwindigkeit aus der Raddrehzahl zu ermitteln.

### 4.2.1 DYNAMISCHER ABROLLUMFANG UND SCHLUPF [21]

Um von der Raddrehzahl auf die Geschwindigkeit des Fahrzeugs schließen zu können, müssen der dynamische Abrollumfang der Reifen und der Schlupf bekannt sein.

Der dynamische Abrollumfang ist jene Wegstrecke, die bei einer Umdrehung des Rades zurückgelegt wird, wenn von dem Rad keine Umfangskraft übertragen wird. Der dazu gehörende Radius wird als dynamischer Reifenhalmmesser bezeichnet.

$$R_0 = \frac{U}{2 \cdot \pi} \quad (4.1)$$

U... dynamischer Abrollumfang der Räder in m

R<sub>0</sub>... dynamischer Halbmesser der Räder in m

Die Geschwindigkeit des Fahrzeugs errechnet sich dann aus der Raddrehzahl multipliziert mit dem dynamischen Abrollumfang. Dieser Zusammenhang gilt, wenn das Rad nicht angetrieben oder gebremst wird.

$$v_0 = n_{Rad} \cdot U = R_0 \cdot \dot{\phi}_R \quad (4.2)$$

$v_0$  .....Geschwindigkeit in m/s (bei Schlupf = 0)

$\dot{\phi}_R$ .....Winkelgeschwindigkeit der Räder in rad/s

$n_{Rad}$  ....Drehzahl auf Radniveau in 1/s

Sobald durch Antreiben oder Bremsen eine Umfangskraft vom Reifen auf die Straße übertragen wird, tritt Schlupf auf.

Der Schlupf ist definiert durch [21]:

$$\text{Bremschlupf} = \frac{v - R_0 \cdot \dot{\phi}_R}{v} = \frac{v - v_0}{v} \quad (4.3)$$

$$\text{Treibschlupf} = \frac{R_0 \cdot \dot{\phi}_R - v}{R_0 \cdot \dot{\phi}_R} = \frac{v_0 - v}{v_0} \quad (4.4)$$

$v$ .....Fahrgeschwindigkeit in m/s

Durch die unterschiedliche Definition von Brems- und Treibschlupf ist der Schlupfwert immer positiv. Beim Blockieren und beim „Durchdrehen“ der Räder beträgt der Schlupfwert 1. Der Kraftschluss und damit die Umfangskraft der Räder, die von den Reifen auf die Straße übertragen werden kann, ist vom Schlupf abhängig. Aufgrund des Antriebsmoments stellt sich daher der Schlupfwert ein.

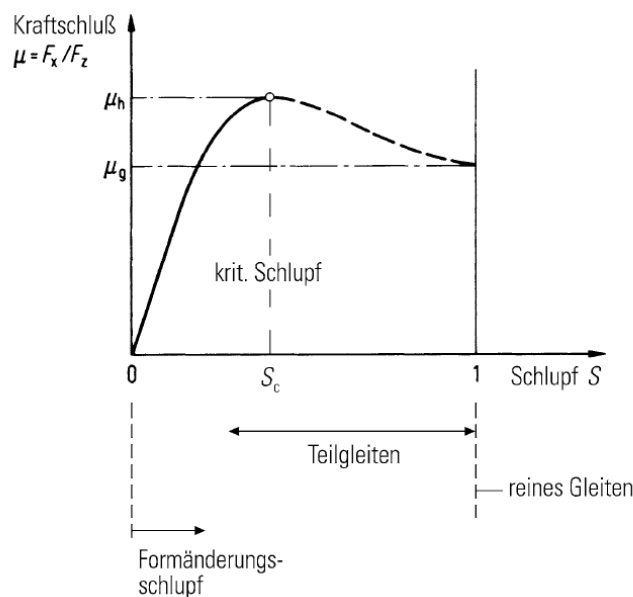


Abbildung 17: Kraftschluss-Schlupfkurve [21]

---

## 4.2.2 GESCHWINDIGKEITSVERLAUF

Der dynamische Abrollumfang wird aus den Messdaten ermittelt. Es werden GPS-Geschwindigkeitsverläufe von Strecken verwendet, bei denen der Empfang nie unterbrochen wurde. Aus diesen Verläufen wird nach Gleichung 4.2 der dynamische Abrollumfang mittels Division der GPS-Geschwindigkeit durch die Raddrehzahl ermittelt. Die Raddrehzahl wurde nur beim Fahrzeug MB250e direkt gemessen. Beim BMW i3 und beim VW e-Golf wird die Raddrehzahl aus der Motordrehzahl und der Getriebeübersetzung berechnet.

$$n_{Rad} = \frac{n_{Motor}}{i} \quad (4.5)$$

$n_{Motor}$  ..... Motordrehzahl in rad/s

Beim MB250e wird für die Berechnung des dynamischen Halbmessers der Mittelwert aus den Drehzahlen der beiden Vorderräder verwendet.

Bei den Fahrzeugen BMW i3 und MB250e wird der dynamische Abrollumfang bzw. der dynamische Halbmesser der Reifen aus den Messungen der Ausrollversuche (siehe Abschnitt 4.3) bestimmt. Der Vorteil dieser Messungen ist, dass der Umfang in einem sehr großen Geschwindigkeitsbereich ermittelt werden kann. Außerdem tritt während der Ausrollversuche kein Antriebsmoment auf und daher kann der Schlupf der Reifen vernachlässigt werden. Bei den Ausrollvorgängen, die für die Auswertung der dynamischen Abrollumfänge verwendet werden, wurde von ca. 130 km/h auf Stillstand verzögert.

Bei allen Fahrzeugen wird der berechnete Verlauf des Abrollumfangs über Zeitbereiche von 5 s gemittelt, um einen geglätteten Verlauf zu erhalten.

Der dynamische Reifenabrollumfang des MB250e nimmt, wie erwartet, mit sinkender Geschwindigkeit ab. Er fällt von 2,030 m (120 km/h) auf 2,024 m (30 km/h). Es wird der Durchschnittswert von 2,027 m (dynamischer Reifenrollradius von 0,323 m) für die Berechnung der Fahrgeschwindigkeit und der Wegstrecke gewählt.

Der Reifen des BMW i3 zeigt kaum eine Änderung des Halbmessers in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Der dynamische Reifenabrollumfang liegt annähernd konstant bei 2,128 m (dynamischer Reifenrollradius von 0,339 m).

Beim VW e-Golf stehen die Messdaten des Ausrollversuchs nicht zur Verfügung. Der dynamische Reifenabrollumfang wird aus den Messdaten von zwei Streckenabschnitten der Autobahnmessfahrt auf der A2 bei Graz ermittelt. Es werden zwei Konstantfahrten mit Geschwindigkeiten von 125 km/h und 35 km/h (bei der Fahrt zur Autobahn) verwendet. Bei 125 km/h beträgt der Wert des

---

dynamischen Abrollumfangs 1,935 m, bei 35 km/h 1,925 m. Es wird ein Wert von 1,93 m (dynamischer Reifenrollradius von 0,307 m) für weitere Auswertungen verwendet.

Da der Schlupfwert nicht bekannt ist, wird er vernachlässigt. Es wird die Gleichung 4.2 zur Berechnung der Fahrzeuggeschwindigkeit herangezogen. Das führt zu einer Abweichung der verwendeten Geschwindigkeit. Die Größenordnung dieses Fehlers wird ermittelt, um zu prüfen, ob diese Abweichung vernachlässigt werden kann. Dazu wird die Geschwindigkeit aus der Motordrehzahl mit der Geschwindigkeit der GPS-Messung bei Fahrten mit sehr gutem GPS-Empfang verglichen. Als Vergleichsstrecke wird die Katschbergstrecke gewählt, weil dort bei den Messfahrten ein sehr guter GPS-Empfang vorhanden war. Das GeneSys GPS-Modul hatte mit durchschnittlich 10 Satelliten Kontakt.

Bei einem positiven Antriebsmoment ist aufgrund des Reifenschlupfes die Geschwindigkeit  $v_0$ , die aus der Raddrehzahl berechnet wird, größer als die Fahrgeschwindigkeit. Wird der Reifen durch die Betriebsbremse oder den Motor gebremst, ist  $v_0$  kleiner als die Fahrgeschwindigkeit.

Der Schlupf steigt mit steigendem Drehmoment am Rad. Doch selbst bei forcierter Fahrt, bei der Momentenspitzen bis zum maximalen Motormoment gefahren werden, liegt die Abweichung der berechneten Geschwindigkeit zur gemessenen Geschwindigkeit (GeneSys GPS-Messgerät) immer unter 4%. Das gilt für Geschwindigkeiten über 20 km/h. Für geringere Geschwindigkeiten ist eine relative Angabe nicht sinnvoll. Die absolute Abweichung liegt bei unter 1 km/h bei Geschwindigkeiten unter 20 km/h. Bei normaler Fahrweise treten noch geringere Abweichungen auf.

Große Fehler würden bei der Berechnung der Geschwindigkeit aus der Raddrehzahl auftreten, wenn die Antriebsräder „durchdrehen“. Das konnte in den Messdaten des BMW i3 allerdings nie beobachtet werden.

Der Fehler durch die Vernachlässigung des Schlupfes ist für die Fahrten mit normaler Fahrweise vernachlässigbar gering. Es wird daher für alle Strecken die Geschwindigkeit aus der Rad- bzw. Motordrehzahl bestimmt.

Die Fahrgeschwindigkeit wird integriert, um die zurückgelegte Wegstrecke zu berechnen.

Das Geschwindigkeitsprofil wird über der Wegstrecke (1 m Schrittweite) angegeben und mit einem Tiefpassfilter geglättet, um physikalisch unplausible hochfrequente Messfehler herauszufiltern. Der berechnete Verlauf wird in der Simulation eingelesen.



### 4.2.3 STEIGUNGSVERLAUF

Bei den GPS-Messungen wurden die Position, der Höhenverlauf, die Fahrgeschwindigkeit sowie die Geschwindigkeit in vertikaler Richtung gemessen.

Es werden drei Möglichkeiten verglichen, um den Steigungsverlauf zu ermitteln:

- aus den Geschwindigkeiten der GPS-Messung
- aus der Position der GPS Messung und der Verwendung von Kartenmaterial
- aus dem Höhenverlauf der GPS-Messung

#### STEIGUNGSVERLAUF AUS DEN GESCHWINDIGKEITEN DER GPS-MESSUNG

Zuerst wird die Steigung aus den gemessenen Geschwindigkeiten in vertikaler Richtung und in Fahrtrichtung ermittelt.

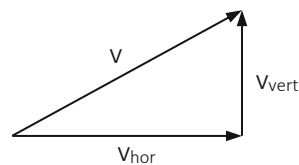


Abbildung 18: Geschwindigkeitsdreieck

$$p = \frac{v_{vert}}{v_{hor}} \quad (4.6)$$

$$v_{hor} = \sqrt{v^2 - v_{vert}^2} \quad (4.7)$$

p.... Steigung in -

v<sub>vert</sub>.... vertikale Geschwindigkeit in m/s

v<sub>hor</sub>.... horizontale Geschwindigkeit in m/s

Bei hohen Fahrgeschwindigkeiten liefert diese Methode gute Ergebnisse. Sie hat jedoch den Nachteil, dass bei geringen Fahrgeschwindigkeiten der Einfluss von Messfehlern sehr groß wird, weil dann durch einen kleinen Wert dividiert wird. Daher ist die auf diese Weise berechnete Steigung speziell bei Anfahrvorgängen unbrauchbar.

#### STEIGUNGSVERLAUF AUS DER POSITION DER GPS MESSUNG UND DER VERWENDUNG VON KARTENMATERIAL

Dieses Problem tritt nicht auf, wenn die Steigung aus dem Höhenverlauf der Strecke berechnet wird. Die GPS-Positionen bei den Messungen sind sehr genau. Deshalb wird in Betracht gezogen, aus Kartenmaterial den Höhenverlauf zu bestimmen. Die genauesten frei verfügbaren Karten liefern Informa-

tionen über das Gelände mittels eines Ebenenrasters von 10 m Länge und 10 m Breite. Jedem Rasterquadrat ist eine Höhe zugeordnet. Die Höhe wird in Schritten von 1 m angegeben.

Bei steil abfallendem oder ansteigendem Gelände kann es zu nicht tolerierbaren Abweichungen kommen, weil der ermittelte Wert für die Höhe nicht zwangsläufig die Position der Straße, sondern eventuell einen höheren oder niedrigeren Punkt im Gelände, beschreibt.

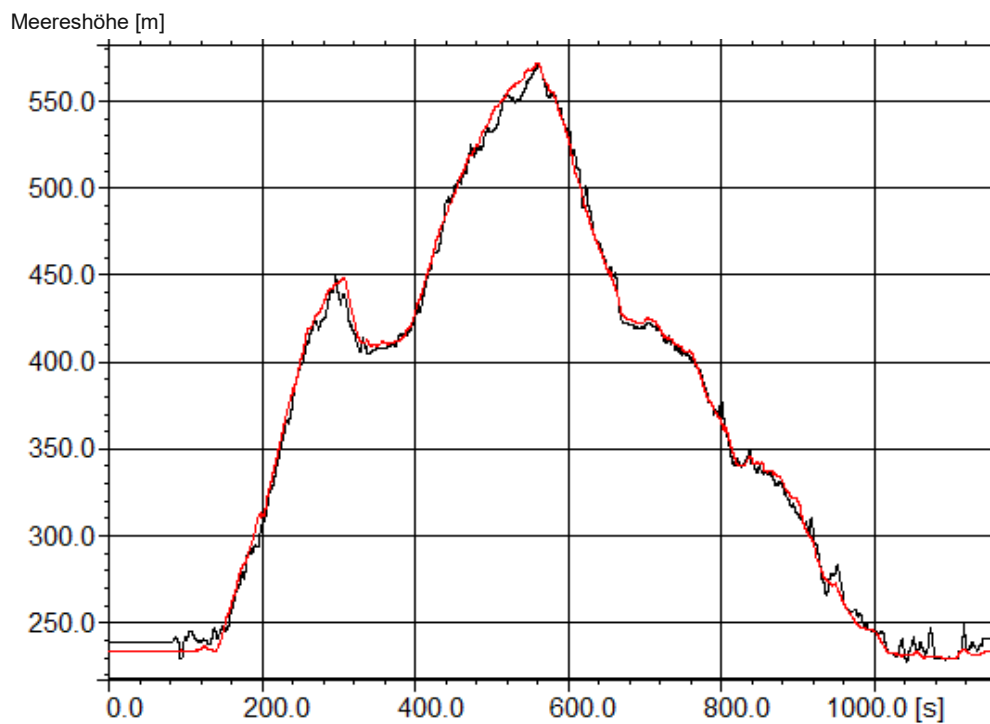


Abbildung 19: Höhenverlauf aus GPS-Messung und aus Kartenmaterial

Wie aus den Signalen bei der Greinrunde in Abbildung 19 ersichtlich ist, schwankt der Höhenverlauf aus dem Kartenmaterial (schwarze Linie) deutlich stärker als der Höhenverlauf der GPS-Messung (rote Linie). Besonders auffällig sind die Fehler am Beginn und am Ende der Fahrt. In diesen Bereichen verläuft die Strecke auf ebener Straße. Der kartenbasierte Höhenverlauf weist dennoch starke Schwankungen auf. Aus diesem Grund wird der mittels GPS gemessene Höhenverlauf verwendet und nicht der aus dem vorhandenen Kartenmaterial bestimmte.

#### STEIGUNGSVERLAUF AUS DEM HÖHENVERLAUF DER GPS-MESSUNG

Das Höhenprofil muss differenziert werden, um das Steigungsprofil zu erhalten. Das führt jedoch dazu, dass Sprünge durch Messfehler im Höhenverlauf zu unrealistischen Steigungswerten führen. Daher muss das Messsignal bearbeitet werden, bevor die Steigung berechnet wird.

Es wird folgendermaßen vorgegangen, um das Steigungsprofil aus dem Höhenprofil aufzubereiten:

---

Die erste Sekunde der Höhenmessung wird abgeschnitten. Dadurch fallen Sprünge und Einschwingvorgänge am Beginn der Messung heraus. Es kommt in Folge dessen zu keinem Informationsverlust, da die Datenaufzeichnung immer einige Sekunden vor Beginn der Messfahrten begonnen wurde.

Anschließend wird der Höhenverlauf mit einem Tiefpassfilter 2. Ordnung und einer Eckfrequenz von 0,1 Hz geglättet.

Wie beim Geschwindigkeitsverlauf wird die Wegstrecke mit einer Schrittweite von 1 m diskretisiert und die Werte des Höhenverlaufs werden an diesen Punkten ermittelt.

Dann wird der Höhenverlauf numerisch nach dem Weg abgeleitet, um die Steigung zu erhalten.

Hohe Spitzen bei den Steigungswerten führen in der Simulation zu sehr hohen Drehmomenten im Antrieb. Da das Drehmoment bei der Beurteilung der Lastkollektive mit dem Wöhlerexponenten gewichtet wird, haben Spitzenlasten im Drehmomentenverlauf einen erheblichen Einfluss auf die schädigungsrelevante Belastung. Aus diesem Grund werden die Steigungswerte bei Passstrecken auf 20% Steigung und bei Autobahn- und Stadtstrecken auf 5% Steigung begrenzt, damit es nicht durch einzelne Fehler im Steigungsverlauf zu entscheidenden Fehlern bei der ermittelten Belastung kommt.

Bei Strecken mit schlechtem GPS-Empfang, wie das bei der Stadtstrecke in Graz oder der Großglocknerfahrt mit dem BMW i3 der Fall ist, hat es sich als sinnvoll erwiesen, den Höhenverlauf stärker zu glätten. Dazu wird eine Mittelung über je 41 Punkte durchgeführt. Zu jedem Wert des diskretisierten Höhenverlaufs werden die Werte der letzten 20 m Wegstrecke und der kommenden 20 m Strecke zu dem Wert addiert und durch die Anzahl der Punkte dividiert. Diese Mittelwertbildung reduziert starkes Schwanken des Steigungsverlaufs bei Fehlern in den gemessenen Höhenverläufen. Es kommt dadurch allerdings auch zu einer Verfälschung des Steigungsverlaufs, speziell in Bereichen in denen starke Änderungen der Steigung auftreten. Aus diesem Grund wird die Mittelung nur bei Strecken mit schlechtem GPS-Empfang durchgeführt, wenn diese zur Abstimmung des Modells verwendet werden.

Bei der Simulation von Belastungen, die für Auswertungen verwendet werden, werden nur Messfahrten mit „guten“ GPS-Daten verwendet.

#### 4.2.4 DREHMOMENTENVERLAUF

Aus den Messungen der beiden Drehmomentmesswellen wird das Gesamtmoment der Antriebsachse bestimmt und über der zurückgelegten diskreten Wegstrecke (0,1 m) betrachtet.

### 4.3 AUSROLLVERSUCH

Bei den drei Fahrzeugen wurden Ausrollversuche durchgeführt, um die Widerstandsbeiwerte zu ermitteln.

Elektrisch betriebene Fahrzeuge haben keine Kupplung eingebaut, sodass der Motor nicht vom Getriebe getrennt werden kann. Der Rotor des Elektromotors dreht sich daher beim Ausrollen des Fahrzeugs immer mit. Es ist bei der Durchführung eines Ausrollversuchs von Elektroautos darauf zu achten, dass der Motor während des Versuchs nicht rekuperiert und dadurch eine zusätzliche Bremswirkung hervorruft. Beim BMW i3 kann das Rekuperieren im Fahrmodus nicht abgeschaltet werden. Darum muss beim Ausrollversuch vom Fahrmodus (Drive) auf den Neutralmodus des Fahrzeugs umgeschaltet werden, um das Rekuperieren zu verhindern.

Beim BMW i3 wurde nur bei drei Ausrollversuchen in einem ausreichend großen Geschwindigkeitsbereich (von 120 km/h bis 5 km/h) weder Brems- noch Fahrpedal betätigt. Die anderen Versuche konnten für die Auswertung nicht verwendet werden. Die erste und die dritte Fahrt wurden in die gleiche Richtung durchgeführt und der zweite Ausrollvorgang in die Gegenrichtung. Das ist nicht ideal, weil mindestens 2-3 Fahrten pro Richtung sinnvoll wären, um Fehlereffekte wie Wind oder leichte Fahrbahnsteigungen besser erkennen zu können.

Die Massen der Fahrzeuge während der Ausrollversuche betragen:

Tabelle 19: Fahrzeugmassen bei den Ausrollversuchen

	BMW i3	MB250e	e-Golf
Fahrzeugmasse in kg	1495	1833	1700

Die Messwerte wurden nach der UN ECE Regulierung 83 ausgewertet. Die Auswertungen liefern folgende Ergebnisse:

Tabelle 20: Widerstandswerte aus den Ausrollversuchen

Widerstandswerte	BMW i3	MB250e	e-Golf
Konstanter Term ( $F_0$ ) in N	82	164	175
Linearer Term ( $F_1$ ) in N·s/m	6,40	0,79	5,06
Quadratischer Term ( $F_2$ ) in N·s <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>	0,25	0,45	0,28

Die Werte aus Tabelle 20 werden auf Plausibilität überprüft. Dazu wird der Fahrzeugwiderstand in die einzelnen Anteile unterteilt, die im folgenden Abschnitt erläutert werden.

---

### 4.3.1 BEWEGUNGSGLEICHUNG UND FAHRWIDERSTÄNDE [21]

Unter Anwendung des Schwerpunktsatzes und des Drallsatzes erhält man die Bewegungsgleichung des Fahrzeugs:

$$m_{red} \cdot \ddot{x} = Z - F_R - F_L - F_{St} \quad (4.8)$$

$\ddot{x}$  .....Beschleunigung des Fahrzeugs in m/s<sup>2</sup>

Z..... Zugkraft in N

F<sub>R</sub>.....Rollwiderstand in N

F<sub>L</sub>.....Luftwiderstand in N

F<sub>St</sub> .....Steigungswiderstand in N

m<sub>red</sub>..... reduzierte Ersatzmasse des Fahrzeugs in kg

Mit der reduzierten Ersatzmasse:

$$m_{red} = \left( m + \frac{J_{red}}{R_0 \cdot r_{stat}} \right) \quad (4.9)$$

J<sub>red</sub>.....Summe der reduzierten Massenträgheitsmomente aller rotierenden Teile auf Radniveau in kg·m<sup>2</sup>

r<sub>stat</sub> .....statischer Reifenhalbmesser in m

In J<sub>red</sub> sind die Massenträgheiten aller rotierenden Teile berücksichtigt. Diese werden auf das Drehzahlniveau der Räder reduziert und anschließend addiert (entsprechend Mitschke et al. „Dynamik der Kraftfahrzeuge“ 2014, Kapitel 5.4 [21]). Dabei wird angenommen, dass die Raddrehzahlen aller vier Reifen beim Ausrollversuch ident sind.

Die Fahrwiderstände sind die Kräfte, die entgegen der Fahrtrichtung wirken. Die Zugkraft zeigt in Fahrtrichtung. In dieser Arbeit werden nur PKW betrachtet, die auf einer Achse angetrieben werden. Die Zugkraft wird daher aus dem gesamten Drehmoment der Antriebsachse des Fahrzeugs und dem statischen Reifenhalbmesser berechnet:

$$Z = \frac{M_{an}}{r_{stat}} \quad (4.10)$$

M<sub>an</sub> .....gesamtes Antriebsmoment auf Radniveau in Nm

#### ROLLWIDERSTAND

Der Rollwiderstand tritt beim Abrollen des Reifens auf, weil die Druckverteilung im Latsch in Längsrichtung unsymmetrisch ist und die Aufstandskraft daher vor der Latschmitte angreift.

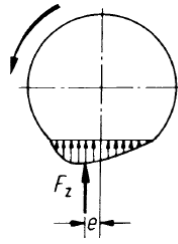


Abbildung 20: Druckverteilung im Latsch [21]

Mit einem einfachen Ersatzmodell (Abbildung 21) kann erklärt werden, wodurch der Rollwiderstand auftritt. Das Laufband wird durch ein Umfangsband und die Seitenflächen durch Elementarfedern und -dämpfer ersetzt. Während des Rollens wird der Reifen verformt. Beim Einlaufen in den Latsch werden die Federn und Dämpfer gestaucht, beim Verlassen des Latsch gehen sie wieder in die ursprüngliche Länge zurück. Dabei treten Verluste auf, die in Wärme umgesetzt werden. Diese spiegeln sich im Rollwiderstand des Reifens wieder.

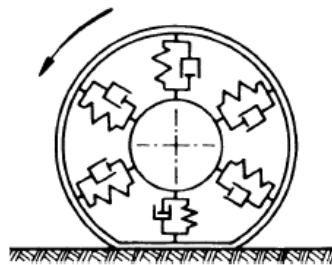


Abbildung 21: Einfaches Ersatzmodell eines Fahrzeugrades mit Luftreifen [21]

Berechnet werden kann der Rollwiderstand durch:

$$F_R = f_R \cdot F_Z = \frac{e}{r_{stat}} \cdot F_Z \quad (4.11)$$

$F_Z$ ..... Normalaufstandskraft in N

$f_R$ ..... Rollwiderstandsbeiwert in -

$e$ ..... Normalabstand zwischen der Aufstandskraft und dem Achsmittelpunkt in m

Die Normalaufstandskraft lautet (siehe Abbildung 22):

$$F_Z = m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (4.12)$$

Bei steigender Fahrgeschwindigkeit nimmt der Rollwiderstand zu. Das wird durch den geschwindigkeitsabhängigen Rollwiderstandsbeiwert berücksichtigt.

$$f_R = f_{R0} + f_{R1} \cdot \left(\frac{v}{100 \text{ km/h}}\right) + f_{R4} \cdot \left(\frac{v}{100 \text{ km/h}}\right)^4 \quad [21] \quad (4.13)$$

$f_{R0}, f_{R1}, f_{R4}$  ..... Rollwiderstandskoeffizienten in -

Der Rollwiderstand besteht nach Gleichung 4.13 aus drei Teilen: einem konstanten Term, einem linear von der Geschwindigkeit abhängigen Term sowie einem Term, in dem die Geschwindigkeit mit der vierten Potenz eingeht. Letzterer wird in der Folge nicht berücksichtigt, da die Höchstgeschwindigkeit bei den Ausrollversuchen  $\leq 130$  km/h liegt. Bei diesen Geschwindigkeiten spielt dieser Term keine entscheidende Rolle.

Die Geschwindigkeiten in Gleichung 4.13 werden wie in der verwendeten Literatur auf eine Referenzgeschwindigkeit von 100 km/h bezogen, um die Werte der Rollwiderstandskoeffizienten mit jenen aus der Literatur vergleichen zu können.

### LUFTWIDERSTAND

Der Luftwiderstand wird durch die äußere Umströmung und die innere Durchströmung des Fahrzeugs hervorgerufen. Die innere Durchströmung tritt auf, weil Luft zur Kühlung durch das Fahrzeug geleitet wird. Unter der Annahme, dass die Anströmgeschwindigkeit der Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs entspricht, lautet die Gleichung für den Luftwiderstand:

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot c_w \cdot A \cdot \rho \cdot v^2 \quad (4.14)$$

- $c_w$  .... Luftwiderstandsbeiwert für frontale Anströmung des Fahrzeugs in -
- $A$  ..... Querspanfläche in  $m^2$
- $\rho$  ..... Luftdichte in  $kg/m^3$
- $v$  ..... Fahrgeschwindigkeit in  $m/s$

Der Luftwiderstandsbeiwert  $c_w$  ist von der Form des Fahrzeugs abhängig.

### STEIGUNGSWIDERSTAND

Der Steigungswiderstand ist der Anteil der Gewichtskraft, der parallel zur Fahrbahnoberfläche wirkt. Er ist bei Bergauffahrt positiv und bei Bergabfahrt negativ.

$$F_{St} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (4.15)$$

- $\alpha$  ..... Steigungswinkel in  $^\circ$

Der Steigungswiderstand ist beim Ausrollversuch hier nicht relevant, weil die Messung auf einer ebenen Straße durchgeführt wurde.

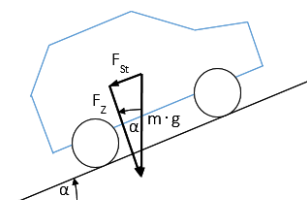


Abbildung 22: Normalaufstandskraft und Steigungswiderstand

## BEWEGUNGSGLEICHUNG DER FAHRZEUGE BEI DEN AUSROLLVERSUCHEN

Da beim Ausrollversuch keine Zugkraft und kein Steigungswiderstand auftreten, kann die Bewegungsgleichung 4.8 in der Form

$$-m_{red} \cdot \ddot{x} = \frac{1}{2} \cdot c_w \cdot A \cdot \rho \cdot v^2 + f_R \cdot m \cdot g = F_0 + F_1 \cdot v + F_2 \cdot v^2 \quad (4.16)$$

geschrieben werden. Die Faktoren  $F_0$ ,  $F_1$  und  $F_2$  sind die Koeffizienten, die beim Ausrollversuch ermittelt wurden und in Tabelle 20 auf Seite 50 abgebildet sind.

### 4.3.2 ÜBERPRÜFUNG DER MESSERGEBNISSE

#### LUFTWIDERSTANDSBEIWER

Wenn man voraussetzt, dass der quadratische Widerstandswert nur durch den Luftwiderstand hervorgerufen wird, dann kann der  $c_w$  Wert aus dem Koeffizient  $F_2$  berechnet werden:

$$c_w = F_2 \cdot \frac{2}{A \cdot \rho} \quad (4.17)$$

Die Querspanflächen der PKW betragen:

Tabelle 21: Querspanflächen der Fahrzeuge

	BMW i3	MB250e	e-Golf
Querspanfläche in m <sup>2</sup>	2,38 [10]	2,5*	2,2 [22]

\*Aus den Fahrzeugabmessungen berechnet [11]

Während des Ausrollversuchs herrschte eine Außentemperatur von etwa 20°C. Der Luftdruck wurde nicht dokumentiert. Bei einem Luftdruck von 1,013 bar (Normdruck) ergibt sich eine Luftdichte von 1,2 kg/m<sup>3</sup>. [21] Diese Dichte wird für die Auswertung verwendet.

Das führt zu folgenden  $c_w$ -Werten aus den Messergebnissen der Ausrollversuche.

Tabelle 22:  $c_w$ -Werte aus den Ausrollversuchen

	BMW i3	MB250e	e-Golf
$c_w$ -Wert	0,175	0,30	0,213

Die Werte von BMW i3 und e-Golf sind unrealistisch niedrig. Diese Problematik wird später noch betrachtet.



## ROLLWIDERSTANDSBEIWERT

Neben dem Luftwiderstand hängt der Fahrtwiderstand bei unbeschleunigter Fahrt in der Ebene nur vom Rollwiderstand ab. Die Widerstandskoeffizienten  $F_0$  und  $F_1$  sind daher nach Gleichung 4.16 nur vom Rollwiderstand abhängig.

Deshalb wird der konstante Term des Widerstandswertes direkt dem konstanten Term des Rollwiderstands zugeordnet. Analog wird der lineare Term zugeordnet.

$$F_0 = f_{R0} \cdot m \cdot g \quad (4.18)$$

$$v \cdot F_1 = f_{R1} \cdot \left( \frac{v}{100 \text{ km/h}} \right) \cdot m \cdot g \quad (4.19)$$

Wenn man alle Geschwindigkeitsgrößen der Gleichung 4.19 auf die Einheit m/s bringt und die Geschwindigkeit  $v$  kürzt, so erhält man für den Rollwiderstandskoeffizienten  $f_{R1}$ :

$$f_{R1} = \frac{F_1 \cdot \frac{100}{3,6} \text{ m/s}}{m \cdot g} \quad (4.20)$$

Aus den Widerstandsbeiwerten in Tabelle 20 werden die Rollwiderstandskoeffizienten  $f_{R0}$  und  $f_{R1}$  der Fahrzeuge berechnet.

Tabelle 23: Ermittelte Rollwiderstandskoeffizienten aus den Ausrollversuchen

Rollwiderstandskoeffizienten	BMW i3	Mercedes B-Klasse	E-Golf
$f_{R0}$	$0,56 \cdot 10^{-2}$	$0,91 \cdot 10^{-2}$	$1,05 \cdot 10^{-2}$
$f_{R1}$	$1,21 \cdot 10^{-2}$	$0,12 \cdot 10^{-2}$	$0,84 \cdot 10^{-2}$

Diese Werte werden mit den Diagrammen in Abbildung 23 verglichen. Der Rollwiderstandsbeiwert  $f_{R0}$ , der beim BMW i3 ermittelt wurde, ist sehr niedrig. Er scheint nicht im Diagramm auf. Allerdings ist anzumerken, dass die Reifen des BMW i3 rollwiderstandsoptimiert sind.

Die Werte des MB250e sind glaubwürdig und werden für die Simulation dieses Fahrzeugs herangezogen.

Gravierend sind die Abweichungen beim linearen Rollwiderstandskoeffizienten des BMW i3 und des VW e-Golf. Die ermittelten Werte erscheinen unplausibel, weil sie ein Vielfaches über den erwarteten Werten liegen. Der Luftwiderstandsbeiwert bei diesen beiden Fahrzeugen ist unrealistisch niedrig. Es wird deshalb untersucht, ob nur die Zuordnung in den linearen oder quadratischen Term falsch ist oder ob die Messwerte unplausibel sind.

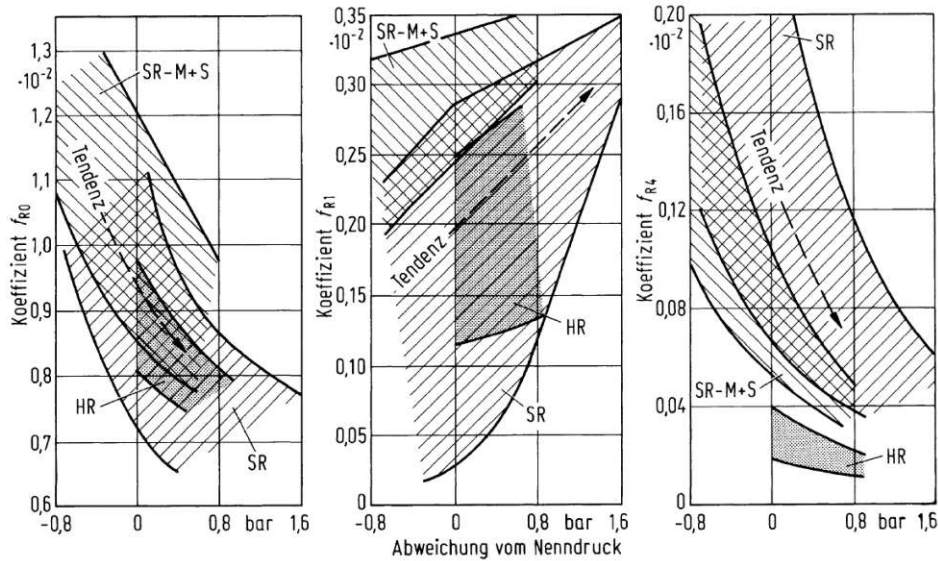


Abbildung 23: Rollwiderstandsbeiwerte in Abhängigkeit vom Reifendruck [21]

#### 4.3.3 DETAILAUSWERTUNG

Bei der Auswertung der Messfahrten des BMW i3 wird zuerst kontrolliert, ob während des Ausrollens weder ein Bremsmoment noch ein Antriebsmoment am Motor oder an den Bremsen aufgetreten ist. Die verwendbaren Verläufe werden ausgeschnitten und das gemessene GPS-Signal wird ausgewertet. Dabei wird kontrolliert, ob keine Höhenänderung entlang der Strecke aufgetreten ist. Es gibt zwar leichte Schwankungen im Höhenverlauf (bis  $\pm 1$  m), diese können jedoch auch durch Messungenauigkeiten aufgetreten sein.

Die drei Ausrollversuche des BMW i3 werden getrennt betrachtet. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wird (wie in Abschnitt 4.2.2 beschrieben) aus der gemessenen Motordrehzahl ermittelt. Der Geschwindigkeitsverlauf wird geglättet, indem über Zeitbereiche von 0,2 s (50 Datenpunkte) die mittlere Geschwindigkeit berechnet wird. Dieses geglättete Signal wird nach der Zeit abgeleitet, um den Beschleunigungsverlauf zu erhalten.

Die Beschleunigung wird nach Gleichung 4.16 mit dem Term  $-m_{\text{red}} = -\left(m + \frac{J_{\text{red}}}{R_0 \cdot r_{\text{stat}}}\right)$  multipliziert. Das ergibt die Summe aus Luftwiderstand und Rollwiderstand. Bei der Berechnung des reduzierten Massenträgheitsmoments hat sich gezeigt, dass nur das Trägheitsmoment des Rotors des Elektromotors und die Massenträgheit der Reifen von Relevanz sind. Die Massenträgheiten der Getriebewellen und Zahnräder sind vernachlässigbar klein. Die Ersatzgesamtmasse wird daher berechnet durch:

$$m_{\text{red}} = m + \frac{J_{\text{red}}}{R_0 \cdot r_{\text{stat}}} = m + \frac{4 \cdot J_{\text{Rad}} + J_{\text{Motor}} \cdot i^2}{R_0 \cdot r_{\text{stat}}} \quad (4.21)$$

$J_{\text{Rad}}$  ..... Massenträgheitsmoment eines Rades in  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

$J_{\text{Motor}}$  ..... Massenträgheitsmoment des Rotors des Elektromotors in  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

Die Massenträgheit der Räder wird auf Grund von Dimension und Masse mit  $1,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  abgeschätzt. Die Massenträgheit des Rotors wird mit  $0,071 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  gewählt, da dieser Wert bei einem vergleichbaren permanent erregten Hybridsynchronmotor auftritt, dessen technische Daten bekannt sind. Der statische Reifenhalbmesser beträgt  $0,33 \text{ m}$ .

Es ergibt sich eine reduzierte Ersatzmasse  $m_{\text{red}}$  von  $1604 \text{ kg}$ .

Die Verläufe der Summen der Fahrwiderstände (Luftwiderstand und Rollwiderstand) sind in Abbildung 24 ersichtlich. Die orange, grün und blau dargestellten dünnen Linien entsprechen den berechneten Widerstandswerten der einzelnen Ausrollversuche. Die dickeren Linien zeigen die quadratischen Trendlinien dieser Verläufe. Die schwarze Linie entspricht den Widerstandswerten, die nach der UN ECE Regulierung 83 ausgewertet wurden.

Es wird eine weitere Fahrwiderstandskurve eingefügt. Bei dieser Linie wird der  $c_w$ -Wert auf  $0,3$  fixiert. Das entspricht den Herstellerangaben beim BMW i3 mit Range Extender [10]. Die Rollwiderstandswerte  $f_{R0}$  und  $f_{R1}$  werden variiert, um die Kurve den Trendlinien der gemessenen Verläufe anzupassen. Bei den Werten  $f_{R0}=0,7 \cdot 10^{-2}$  und  $f_{R1}=0,4 \cdot 10^{-2}$  ergibt sich die rote Linie. Diese bildet eine gute Annäherung an die gemessenen Verläufe.

Diese Rollwiderstandswerte werden mit den Bereichen der Rollwiderstände im Diagramm in Abbildung 23 verglichen. Der Wert  $f_{R0}$  liegt im untersten Bereich des Diagrammes. Das ist für die rollwiderstandsoptimierten Reifen des BMW i3 plausibel. Der Wert  $f_{R1}$  übersteigt sogar den Bereich von Winterreifen und ist nicht mehr im Diagramm enthalten.

Ein Grund könnte die Bauform der Elektromotoren sein. Bei Fahrzeugen, die mit permanent erregten Synchronmotoren angetrieben werden, kann es durch die bewegten Permanentmagneten im Rotor zu Induktionseffekten im Stator kommen. Dadurch können Wirbelstromverluste auftreten. Wenn in Fahrzeugen Asynchronmaschinen als Antrieb verwendet werden, kann dieser Effekt nicht auftreten. Das erklärt, weshalb der Ausrollversuch des MB250e, im Gegensatz zu denen der anderen beiden Fahrzeuge, zu realistischen Ergebnissen führt.

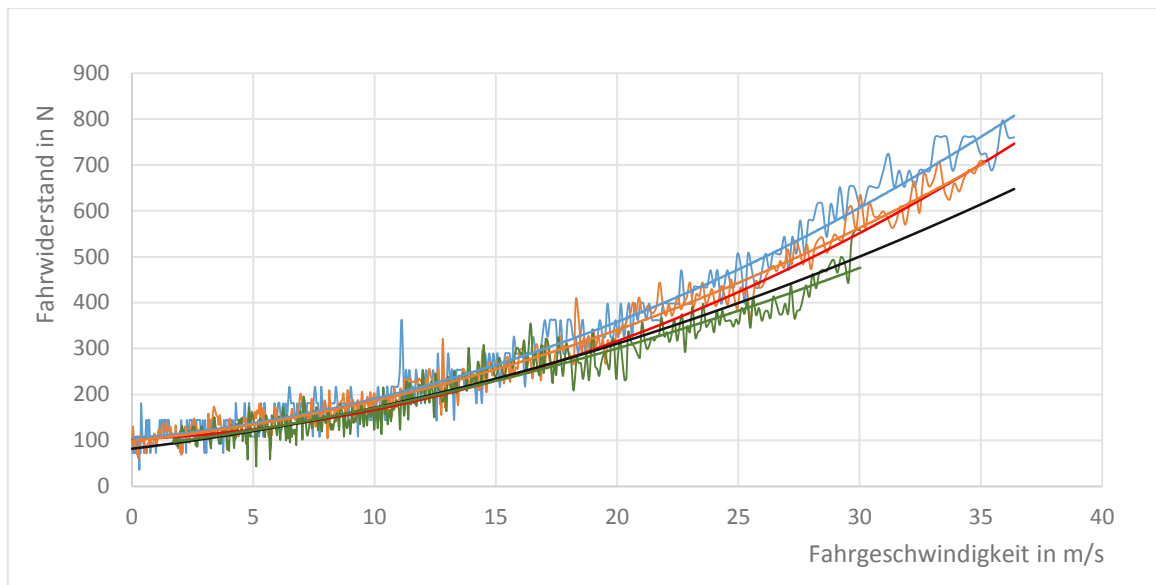


Abbildung 24: Fahrwiderstände beim Ausrollversuch des BMW i3

---

## 4.4 AUFBAU DES SIMULATIONSMODELLS

Das Modell wird aufgebaut und mit den Messdaten des BMW i3 abgestimmt. Anschließend werden auch Modelle für den MB250e und den VW e-Golf erstellt, indem die Parameter des Modells adaptiert werden.

Die Untersuchungen am Modell werden alle auf Basis des Modells des BMW i3 durchgeführt, weil bei diesem Fahrzeug die genaueren GPS-Daten vorliegen und dadurch eine bessere Abstimmung des Modells möglich ist. Daher sind alle Zahlenwerte der Parameter, die in diesem Kapitel angegeben werden, auf den BMW i3 bezogen.

Die formelmäßigen Zusammenhänge, die bei den Blöcken hinterlegt sind, werden aus der LMS Amesim-Hilfe entnommen. [23]

Das Simulationsmodell soll bei vorgegebenem Steigungs- und Soll-Geschwindigkeitsprofil das Drehmoment und die Drehzahl am Abtrieb des Getriebes berechnen. Dazu wird das in Abbildung 25 ersichtliche Simulationsmodell verwendet.

Das Modell besteht aus folgenden Hauptkomponenten:

- Regler
- Motorsteuereinheit
- Elektromotor
- Batterie
- Getriebe
- Differenzialgetriebe
- Antriebswellen
- Reifenmodelle
- Fahrzeugmodell

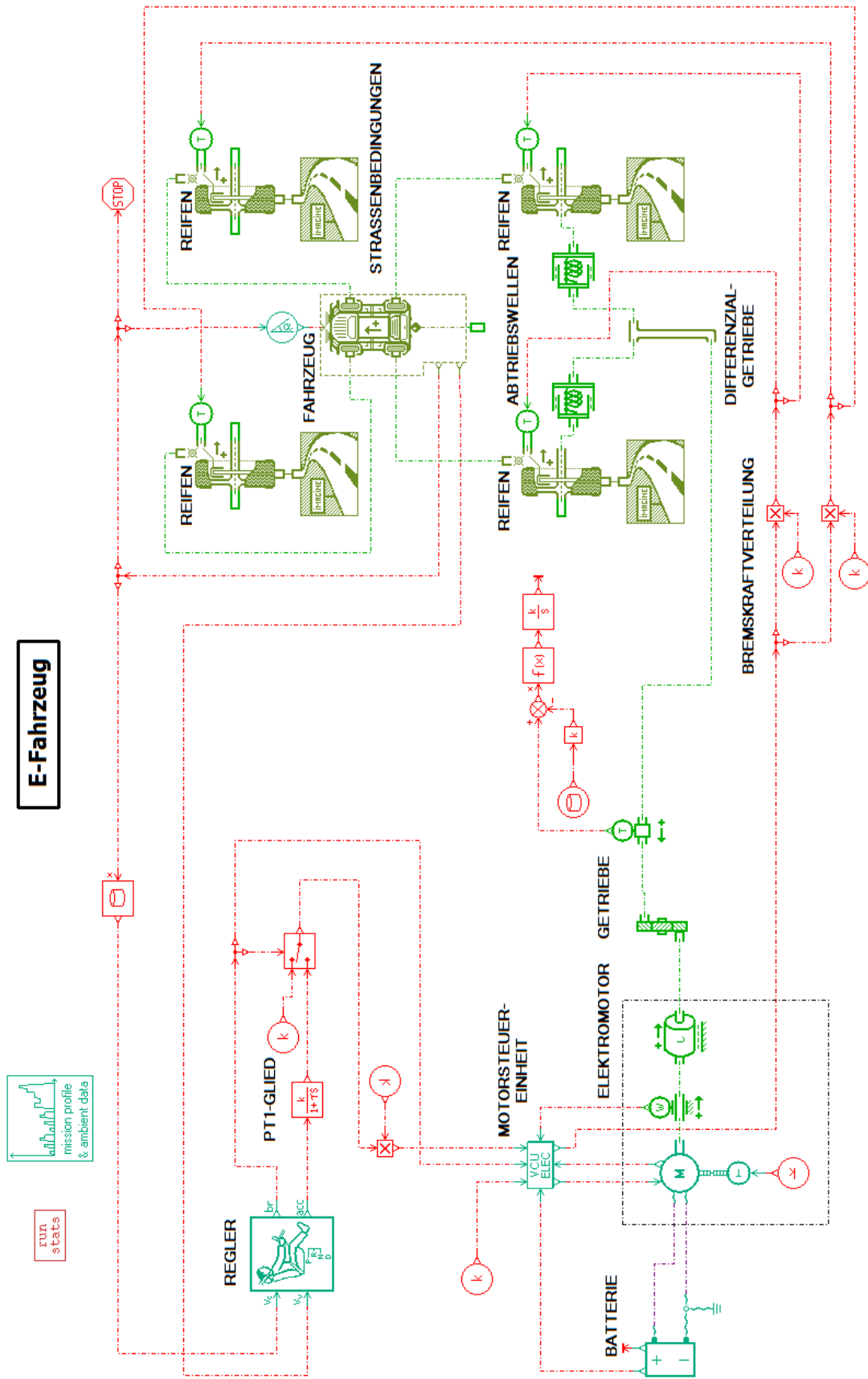


Abbildung 25: Simulationsmodell eines Elektro-Fahrzeugs

#### 4.4.1 REGLER

Der Regler vergleicht die Soll- und die Ist-Geschwindigkeit des Fahrzeugs und berechnet daraus die Beschleunigungs- bzw. Verzögerungssignale. Der Fahrerregler besteht aus je einem PID-Regler für die Beschleunigung und für die Verzögerung des Fahrzeugs. Falls die Ist-Geschwindigkeit einen geringeren Wert als die Soll-Geschwindigkeit hat, wird die Stellgröße vom Beschleunigungsregler berechnet. Ansonsten wird die Stellgröße vom Verzögerungsregler bestimmt.

$$err = v_c - v_v \quad (4.22)$$

$v_c$ ..... Soll-Geschwindigkeit in m/s

$v_v$ ..... Fahrzeuggeschwindigkeit in m/s

$err$ ..... Geschwindigkeitsabweichung in m/s

$$acc = P_{acc} \cdot err + I_{acc} \cdot \int err dt + D_{acc} \cdot \frac{derr}{dt} \quad (4.23)$$

$$br = -P_{br} \cdot err - I_{br} \cdot \int err dt - D_{br} \cdot \frac{derr}{dt} \quad (4.24)$$

$acc$ ..... Beschleunigungssignal in -

$br$ ..... Bremsignal in -

$P_{acc}$ ..... Reglerverstärkung P-Glied des Beschleunigungsreglers in s/m

$I_{acc}$ ..... Reglerverstärkung I-Glied des Beschleunigungsreglers in 1/m

$D_{acc}$ ..... Reglerverstärkung D-Glied des Beschleunigungsreglers in s<sup>2</sup>/m

$P_{br}$ ..... Reglerverstärkung P-Glied des Bremsreglers in s/m

$I_{br}$ ..... Reglerverstärkung I-Glied des Bremsreglers in 1/m

$D_{br}$ ..... Reglerverstärkung D-Glied des Bremsreglers in s<sup>2</sup>/m

Die Stellgrößen des Reglers sind auf einen Maximalwert von 1 begrenzt. Es werden daher Werte von 0 bis 1 ausgegeben.

Während der Simulationen hat sich gezeigt, dass der verwendete Regler beim Umschalten vom Beschleunigungs- auf den Verzögerungsregler eine Totzeit aufweist, in der noch kein Bremsignal erfolgt. Der Grund dafür ist, dass der verwendete Regler erst ab dem Überschreiten einer Schwelle von 0,02 m/s Differenzgeschwindigkeit ein Bremsignal ausgibt. Für den Fahrer eines PKW, der mit einer Verbrennungskraftmaschine (VKM) betrieben wird, kann diese Form der Modellierung durchaus sinnvoll sein, da in diesem Fall der Fahrer üblicherweise vom Fahrpedal auf das Bremspedal wechseln muss, um ein Bremsmanöver einzuleiten (sofern nicht durch das Motorschleppmoment der VKM verzögert wird). Bei Elektroautos wird in der Regel bereits bei Nullstellung des Fahrpedals ein Bremsmoment durch Rekuperation erzeugt. Es besteht daher ein fließender Übergang zwischen positivem und negativem Antriebsmoment. Eine Verzögerung beim Übergang vom Beschleunigungsregler zum Verzögerungsregler ist daher für Elektroautos in der Simulation nicht erwünscht. Der Schwellenwert der

---

Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Soll- und Ist-Geschwindigkeit wird deshalb im Modellblock auf null gesetzt.

Das Entfernen dieser Verzögerung hat auch negative Auswirkungen, wenn beim Beschleunigungsregler ein I-Anteil verwendet wird. Bei einem P-Regler ist die Stellgröße 0, wenn die Abweichung zwischen Soll- und Ist-Geschwindigkeit Null wird. Das ist bei einem PI-Regler nicht mehr der Fall. Die Stellgröße, die durch den integrierenden Anteil des Beschleunigungsreglers ( $I_{acc} \cdot \int \text{err dt}$ ) berechnet wird, ist zu dem Zeitpunkt, an dem die Geschwindigkeitsabweichung Null wird, im Allgemeinen ungleich Null. Der Verzögerungsregler weist zum Umschaltzeitpunkt immer den Wert Null auf. Deshalb kommt es beim Umschalten auf den Verzögerungsregler zu einem Sprung der Stellgröße. Diese hochfrequente Änderung des Soll-Motormoments kann zu errechneten Drehmomentspitzen im Antriebsstrang führen, die in Wirklichkeit nicht auftreten.

Das Problem wird vermieden, indem P-Regler sowohl für den Beschleunigungsregler als auch für den Verzögerungsregler verwendet werden. Die Verstärkungen von  $P_{acc}=2$  und  $P_{br}=0,3$  liefern bei allen simulierten Strecken gute Ergebnisse.

Dem Beschleunigungsregler wird im endgültigen Modell zusätzlich ein PT1-Glied nachgeschaltet, um die Regelstrecke bei der Resonanzfrequenz nicht so stark anzuregen. Das wird erst in Kapitel 4.4.11 beschrieben, da zur Erläuterung zuvor die Regelstrecke bekannt sein muss.

#### 4.4.2 MOTORSTEUEREINHEIT

Die Motorsteuereinheit berechnet aus den Stellgrößen des Reglers das Soll-Motormoment und das Bremssignal für die Betriebsbremse.

##### BESCHLEUNIGUNGSSIGNAL

Die Stellgröße des Beschleunigungssignals kann der Motorsteuereinheit als Signalwert [0...1] oder als Drehmomentwert vorgegeben werden.

Wird das Reglersignal [0...1] direkt an die Steuereinheit weitergegeben, dann wird dieses mit dem maximalen zur Verfügung stehenden Motordrehmoment (bei der aktuellen Drehzahl) multipliziert. Bei niedrigen Geschwindigkeiten ist das maximal zur Verfügung stehende Motordrehmoment das Maximalmoment des Motors. Bei höheren Drehzahlen sinkt das maximal abrufbare Motordrehmoment aufgrund der Begrenzung durch die maximale Leistung des Motors (siehe Motorkennlinie in Abbildung 28 auf Seite 66). Beim BMW i3 geschieht das ab einer Motordrehzahl von 4775 rpm ( $\sim 63$  km/h Fahrgeschwindigkeit). Durch den Rückgang des maximalen Motormoments bei steigender Drehzahl sinkt



dann bei gleicher Fahrpedalstellung und steigender Fahrgeschwindigkeit das Sollmoment, das an den Motor gegeben wird. Das heißt, die Verstärkung der Steuereinheit nimmt bei Geschwindigkeiten über 63 km/h ab.

Dieser Abfall der Verstärkung ist im Modell nicht erwünscht, weil dadurch die bleibende Reglerabweichung der Geschwindigkeit etwas zunimmt. Das kann vermieden werden, indem das Beschleunigungssignal des Reglers immer mit dem Maximalmoment des Motors multipliziert wird. Diese Größe wird dann als Sollmoment an die Steuereinheit übergeben. Das wird in dem verwendeten Modell umgesetzt.

$$T_{Motor_{acc}} = acc \cdot T_{Motor_{max}} \quad \text{für } acc \geq 0 \quad (4.25)$$

$T_{Motor_{acc}}$  .... Soll-Moment, das an die Steuereinheit übergeben wird in Nm

$T_{Motor_{max}}$  ... maximal abrufbares Moment in Nm

Die Motorsteuereinheit prüft, ob das geforderte Motormoment das maximale, derzeit abrufbare Motormoment übersteigt und begrenzt dieses gegebenenfalls.

$$T_{Motor_{soll}} = T_{Motor_{acc}} \quad \text{für } T_{Motor_{acc}} \leq T_{Motor_{lim}} \quad (4.26)$$

$$T_{Motor_{soll}} = T_{Motor_{lim}} \quad \text{für } T_{Motor_{acc}} \geq T_{Motor_{lim}} \quad (4.27)$$

$T_{Motor_{soll}}$  . Soll-Moment des Motors in Nm

$T_{Motor_{lim}}$ ...maximales derzeit abrufbares Motormoment

### VERZÖGERUNGSSIGNAL

Tritt ein Bremsignal auf, dann wird dieses mit dem maximalen Bremsmoment des Fahrzeugs multipliziert.

$$T_{br_{soll}} = T_{max_{br}} \cdot br \quad (4.28)$$

$T_{br_{soll}}$  ..... Soll-Bremsmoment des Fahrzeugs in Nm

$T_{max_{br}}$  ..... maximal übertragbares Bremsmoment in Nm

Das maximale Bremsmoment des Fahrzeugs wird auf einen Wert begrenzt, der von den Reifen übertragen werden kann. Es wird ein maximaler Reibwert auf trockener Straße von  $\mu_{max}=1$  angenommen.

Die maximale übertragbare Kraft beträgt dann:

$$F_{max} = m_{ges} \cdot g \cdot \mu_{max} = 1734 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1 = 17011 \text{ N} \quad (4.29)$$

$m_{ges}$  ..... Gesamtmasse des Fahrzeugs in kg

$\mu_{max}$ ..... maximaler Kraftschlusskoeffizient in -

$F_{max}$ .....maximal übertragbare Reifenkraft in N

Da keine Seitenkräfte auftreten, kann bei idealer Bremskraftverteilung die gesamte Kraft in Fahrtrichtung übertragen werden. Das entsprechende maximale Bremsmoment kann durch Multiplikation der maximal übertragbaren Kraft mit dem Reifenhalmmesser berechnet werden.

$$T_{max\_br} = F_{max} \cdot R_0 = 17011 \text{ N} \cdot 0,3387 \text{ m} = 5762 \text{ Nm} \quad (4.30)$$

Dieser Wert wird als maximales Bremsmoment des Fahrzeugs angegeben.

Bei elektrisch angetriebenen PKW wird ein Teil des Bremsmomentes vom Elektromotor durch Rekuperation aufgebracht. Beim BMW i3 wird bereits bei nicht gedrücktem Fahrpedal das maximale Rekuperationsmoment abgerufen. Die Betriebsbremse wird erst dann vom Fahrer betätigt, wenn das Rekuperationsmoment nicht zur gewünschten Verzögerung ausreicht. Dieses Verhalten wird im Modell abgebildet.

Das Soll-Bremsmoment der Simulation (nach Gleichung 4.28) wird vom Motor übernommen, solange das maximale Rekuperationsmoment nicht überschritten wird (siehe Abbildung 26).

$$T_{Motor\_soll} = T_{br\_soll} \quad \text{für } br > 0 \text{ und } |T_{br\_soll}| \leq |T_{Motor\_min}| \quad (4.31)$$

$T_{Motor\_min}$  ..... maximales abrufbares Rekuperationsmoment in Nm

Erst beim Überschreiten dieses Wertes wird ein Bremssignal an die Betriebsbremse übergeben. Das Bremsmoment der Betriebsbremse beträgt:

$$T_{br\_B} = T_{br\_soll} - T_{Motor\_soll} \quad \text{für } br > 0 \text{ und } |T_{br\_soll}| \geq |T_{Motor\_min}| \quad (4.32)$$

$T_{br\_B}$  ..... Bremsmoment der Betriebsbremse in Nm

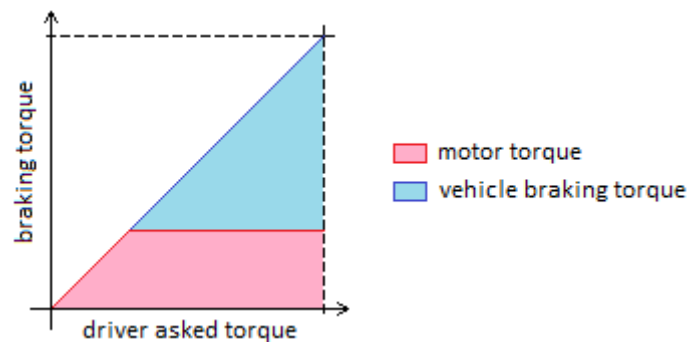


Abbildung 26: Aufteilung des Bremsmoments [23]

An der Motorsteuereinheit kann eingestellt werden, bei welchen Werten von Motordrehzahl und Batteriespannung ein Rekuperieren verhindert werden soll. Das Modell wird so parametrisiert, dass immer rekuperiert wird, wenn der Regler ein Verzögerungssignal ausgibt.

### 4.4.3 BATTERIE

Der Einfluss der Batteriespannung wird in diesem Modell nicht berücksichtigt. Die Batteriespannung wird auf einen konstanten Wert von 340 V gesetzt.

### 4.4.4 ELEKTROMOTOR

Aufgebaut wird der Motor aus zwei Blöcken (Abbildung 27). Der erste Block beschreibt das Verhalten des Motors ohne Berücksichtigung der Massenträgheit des Rotors. Die Massenträgheit des Rotors wird in einem zweiten Block modelliert.

Als Eingangsgrößen des ersten Blocks dienen die Drehzahl der Welle, das von der Motorsteuereinheit vorgegebene Soll-Moment, die Motortemperatur und die Batteriespannung. Der Einfluss der Batteriespannung und der Motortemperatur werden nicht berücksichtigt und daher als konstant angegeben.

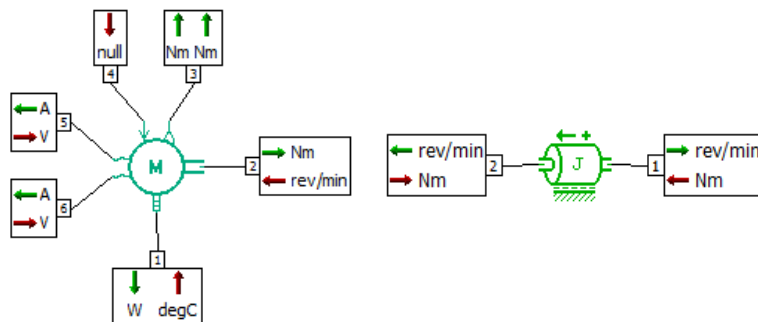


Abbildung 27: Motormodell [23]

Die Motorkennlinien für den Zugbetrieb (orange Linie) und den Schubbetrieb (blaue Linie) des BMW i3 sind in Abbildung 28 dargestellt. Die Linien entsprechen einer maximalen Antriebsleistung von 125 kW, einem Spitzenmoment von 250 Nm und einem maximalen Rekuperationsmoment von 88 Nm. Diese Begrenzung des Rekuperationsmoments ist aus den Messdaten ermittelt. Die Motorkennlinien werden als Tabelle im Modell hinterlegt. Aus diesen Werten und der Wellendrehzahl werden die maximal und minimal möglichen Motormomente ermittelt. Diese Momente werden an die Motorsteuereinheit übergeben.

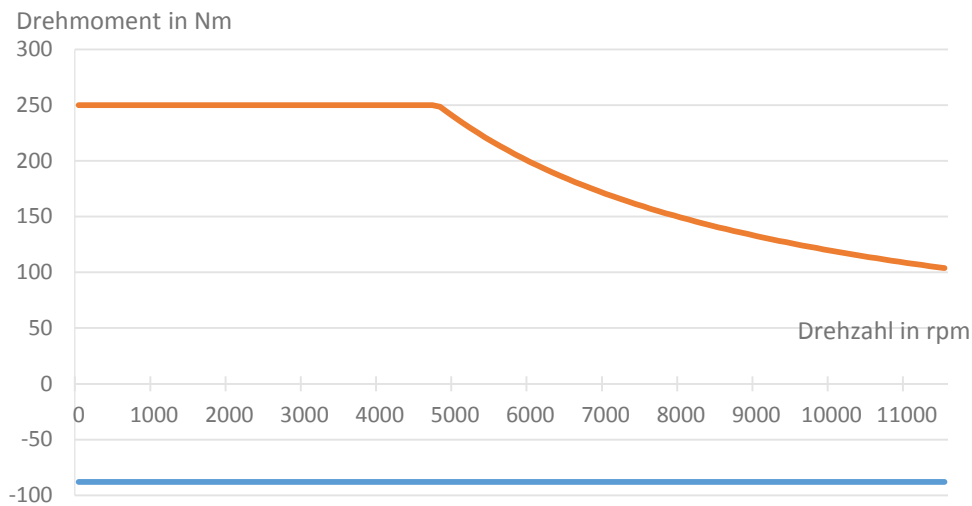


Abbildung 28: Motorkennlinie des BMW i3

Das Übertragungsverhalten des Motors entspricht dem eines PT1 Gliedes. Der Wert der Zeitkonstante  $t_r$  wird mit 0,02 s gewählt. Damit wird die elektrische Zeitkonstante des Motors modelliert. Dies entspricht der Zeit, die der Motor braucht, um bei festgehaltenem Rotor das vorgegebene Moment aufzubringen.

$$T_{Motor} = \frac{1}{1 + t_r \cdot s} \cdot T_{Motor\_soll} \quad (4.33)$$

$T_{Motor}$  ..... Motormoment in Nm

$t_r$  ..... elektrische Zeitkonstante in s

Die elektrische Leistung, die vom Motor gebraucht wird, um die mechanische Leistung aufzubringen, spielt in diesem Modell keine Rolle, weil der Batterieladezustand als konstant angesehen wird. Deshalb wird der Wirkungsgrad des Motors auf 100 % gesetzt.

Der Rotor wird als reibungsfrei gelagerte Schwungmasse modelliert. Die Massenträgheit wird wie beim Ausrollversuch mit 0,071 kgm<sup>2</sup> gewählt. Am Rotor liegen das Motormoment und das Lastmoment des Getriebeeingangs an. Aufgrund dieser Momente kommt es zu einer Beschleunigung oder Verzögerung des Rotors.

$$\dot{\omega}_R = \frac{(T_{Motor} - T_{G1})}{J_{Rotor}} \quad (4.34)$$

$\dot{\omega}_R$  ..... Winkelbeschleunigung des Rotors in rad/s<sup>2</sup>

$T_{G1}$  ..... Moment am Getriebeeingang in Nm

$J_{Rotor}$  ..... Massenträgheitsmoment des Rotors in kg m<sup>2</sup>

Die Drehzahl des Rotors beträgt:

$$\omega_R = \int \dot{\omega}_R dt \quad (4.35)$$

$\omega_R$  ..... Winkelgeschwindigkeit des Rotors in rad/s

---

#### 4.4.5 GETRIEBE

Das Getriebe wird mit einer Übersetzung von  $i = 9,665$  modelliert.

$$\omega_{G2} = \frac{\omega_R}{i} \quad (4.36)$$

$\omega_{G2}$ ..... Winkelgeschwindigkeit am Abtrieb des Getriebes in rad/s

Der Wirkungsgrad des Getriebes wird mit 100% gewählt. Daraus folgt:

$$T_{G2} = i \cdot T_{G1} \quad (4.37)$$

$T_{G2}$  ..... Moment am Abtrieb des Getriebes in Nm

#### 4.4.6 DIFFERENTIALGETRIEBE

Das Drehmoment des Getriebes wird gleichmäßig auf die beiden Antriebswellen des Fahrzeugs verteilt.

$$T_{Ab} = \frac{T_{G2}}{2} \quad (4.38)$$

$T_{Ab}$ .... Drehmoment einer Antriebswelle in Nm

In einem realen Fahrzeug lässt das Differentialgetriebe bei Kurvenfahrt oder unterschiedlichen Schlupfwerten (aufgrund unterschiedlicher Fahrbahnbedingungen) der beiden Antriebsräder eine Differenzdrehzahl zwischen den beiden Rädern zu. Da das Simulationsmodell keine Kurvenfahrt oder unterschiedliche Fahrbahnbedingungen zwischen linker und rechter Fahrzeugseite berücksichtigt, sind auch die Drehzahlen der Antriebsräder betragsmäßig immer gleich hoch. Diese Drehzahl entspricht auch der Abtriebsdrehzahl des Getriebes.

#### 4.4.7 ANTRIEBSWELLE

Die Antriebswellen übertragen das Antriebsmoment auf die Antriebsräder. Beide Wellen sind als Feder-Dämpfer-Systeme modelliert, bei denen je eine Torsionsfeder parallel mit einem Torsionsdämpfer geschaltet ist. Der Zusammenhang zwischen dem Antriebsmoment und der Verformung der Welle lautet:

$$T_{Ab} = c_T \cdot \varphi + k_T \cdot \dot{\varphi} \quad (4.39)$$

$$\dot{\varphi} = (\omega_{G2} - \omega_{Rad}) \quad (4.40)$$

$c_T$  ..... Federkonstante in Nm/rad

$\varphi$ ..... Verdrehwinkel der Welle in rad

$k_T$  ..... Dämpferkonstante in Nm·s/rad

$\dot{\phi}$  ..... Verdrehwinkelgeschwindigkeit der Welle in rad/s

$\omega_{\text{Rad}}$  ..... Winkelgeschwindigkeit des Rades in rad/s

Die Antriebswelle des BMW i3 hat eine Länge von 0,7 m und weist Durchmesser zwischen 30 und 35 mm auf. Die Federkonstante der Welle wird abgeschätzt, indem die Federsteifigkeit einer Vollwelle mit 32 mm Durchmesser und 0,7 m Länge berechnet wird.

$$c_T = \frac{\pi \cdot G \cdot d^4}{32 \cdot l} \quad (4.41)$$

G ..... Schubmodul in N/m<sup>2</sup>

d ..... Wellendurchmesser in m

l ..... Wellenlänge in m

Bei einem Schubmodul für Stahl von  $G=8 \cdot 10^{10}$  N/m<sup>2</sup> ergibt sich eine Federkonstante der Welle von 11765 Nm/rad, das entspricht 205 Nm/°. Es wird ein Wert von 200 Nm/° für die Simulation gewählt, weil es durch die Elastizitäten der anderen Komponenten des Antriebsstrangs zu einer etwas niedrigeren Gesamtsteifigkeit im System kommt.

Die innere Dämpfung der Welle ergibt sich durch: [24]

$$k_W = 2 \cdot D \cdot \eta \cdot \sqrt{c_T \cdot J_W} \quad (4.42)$$

$$J_W = \frac{1}{8} \cdot m_W \cdot d^2 \quad (4.43)$$

$m_W$  ... Masse der Welle in kg

$k_W$  .... Wellendämpfung in Nm·s/rad

D ..... Lehrsches Dämpfungsmaß in - (0,005 für  $d < 100$ mm)

$\eta$  ..... Kreisfrequenzverhältnis in -

$J_W$  ..... Massenträgheit der Welle in kg·m<sup>2</sup>

Die innere Dämpfung ist besonders im Resonanzfall von Relevanz. [24] Die innere Dämpfung der Antriebswelle beträgt in diesem Fall (bei  $\eta = 1$ ) 0,03 Nm·s/rad. Dieser Dämpfungswert wird in der Simulation verwendet.

#### 4.4.8 REIFENMODELL

Die vier Reifen werden getrennt voneinander modelliert. Allerdings ist das gesamte Modell symmetrisch um die Längsachse des Fahrzeugs und daher sind alle Größen der beiden Reifen auf derselben Achse ident.

Die Antriebsmomente (und damit auch die Rekuperationsmomente) der beiden Antriebswellen werden auf den beiden Rädern der angetriebenen Achse aufgebracht. Beim BMW i3 sind das die Hinterräder.

Das Rekuperationsmoment macht 15 % des modellierten Gesamtbremsmoments aus. Die Verteilung der Bremskraft des BMW i3 wurde nicht gemessen. Im Modell wird das Bremsmoment der Betriebsbremse unterschiedlich zwischen der Vorderachse und der Hinterachse aufgeteilt. Es werden 70 % des Bremsmoments der Betriebsbremse auf der Vorderachse und 30 % auf der Hinterachse aufgebracht.

$$T_{br\_h} = T_{br\_B} \cdot 0,15 \quad (4.44)$$

$$T_{br\_v} = T_{br\_B} \cdot 0,35 \quad (4.45)$$

$T_{br\_h}$ .....Bremsmoment eines Hinterrades in Nm

$T_{br\_v}$ .....Bremsmoment eines Vorderrades in Nm

Die Reifenmodelle berechnen die Umfangskraft des Reifens, die im Reifen-Straßen-Kontakt übertragen wird sowie den auftretenden Rollwiderstand.

Für den Kontakt zwischen Reifen und Straße wird der Zusammenhang von Schlupf und Kraftschluss (Reibbeiwert) definiert. Die verwendete Schlupf-Kraftschluss-Kurve der Reifen ist in Abbildung 29 dargestellt. Der gewählte maximale Kraftschluss beträgt 1, der Kraftschluss bei reinem Gleiten 0,85. Das Modell berücksichtigt keine wechselnden Straßenbedingungen, die Schlupf-Kraftschluss-Kurve bleibt daher über den gesamten Streckenverlauf gleich.

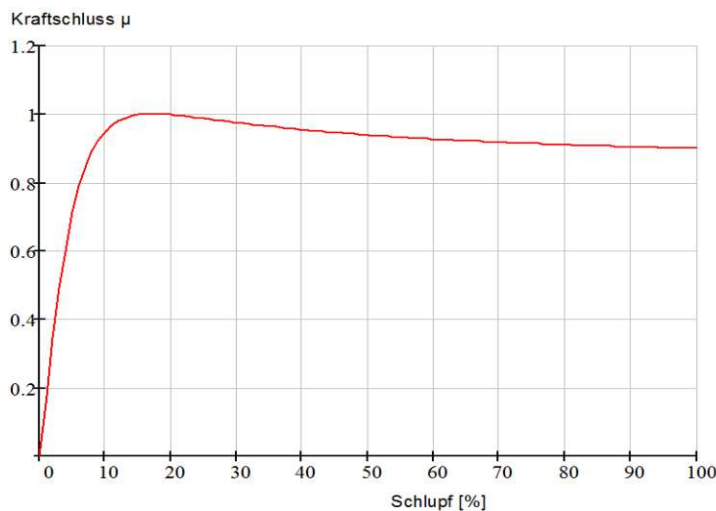


Abbildung 29: Schlupf-Kraftschluss-Kurve

Der Schlupf wird entsprechend den Gleichungen 4.3 und 4.4 ermittelt.

Aufgrund der unterschiedlichen Drehmomente zwischen Vorder- und Hinterachse sind im Allgemeinen auch die Schlupfwerte und damit die Kraftschlusswerte bei den Vorderreifen andere als bei den Hinterreifen.

Die Normalaufstandskraft  $F_Z$  wird in dem verwendeten Fahrzeugmodell gleichmäßig auf die vier Räder verteilt. Diese Verteilung kann in dem Modell nicht eingestellt werden.

$$F_{ZR} = \frac{F_Z}{4} \quad (4.46)$$

$F_{ZR}$  ..... Normalaufstandskraft pro Rad in N

Anmerkung zur Gewichtsverteilung: Laut den Messungen vor den Messfahrten war die Gewichtsverteilung des BMW i3: 56% auf der Hinterachse und 44% auf der Vorderachse. Das beim Schlupfmodell verwendete Fahrzeug verteilt die Gewichtskraft gleichmäßig auf alle Räder. Dieser Unterschied spielt im Modell keine große Rolle. Es treten zwar dadurch im Modell tendenziell höhere Schlupfwerte auf der Hinterachse auf als bei realer Gewichtsverteilung (weil die Aufstandskraft etwas niedriger ist), der Einfluss auf die Belastung des Getriebes ist aber vernachlässigbar gering.

Die Aufstandskraft multipliziert mit dem Kraftschluss ergibt die Umfangskraft  $F_x$ , die vom Reifen auf die Straße übertragen werden kann.

$$F_{x,v/h} = F_{ZR} \cdot \mu_{v/h} \quad (4.47)$$

$F_{x,v}$ ..... Umfangskraft bei den Vorderreifen in N

$F_{x,h}$ ..... Umfangskraft bei den Hinterreifen in N

$\mu_v$ ..... Kraftschluss bei den Vorderreifen in -

$\mu_h$ ..... Kraftschluss bei den Hinterreifen in -

Diese Kräfte der vier Reifen werden an das Fahrzeugmodell übergeben und dort zur Berechnung der Beschleunigung des Fahrzeugs herangezogen.

Der Rollwiderstand jedes Reifens ( $F_{R1}$ ) wird, wie in Abschnitt 4.3.1 beschrieben, nach den Gleichungen 4.11 und 4.13 mit der Aufstandskraft  $F_{ZR}$  berechnet. Die Rollwiderstandskoeffizienten  $f_{R0}=0,7 \cdot 10^{-2}$  und  $f_{R1}=0,4 \cdot 10^{-2}$  werden von den Auswertungen des Ausrollversuchs übernommen und werden bei der Kalibrierung des Modells überprüft.

In dem Modellblock kann keine Unterscheidung zwischen dem statischen und dem dynamischen Reifenhalmesser getroffen werden. Es wird sowohl für die Berechnung des Schlupfes als auch für die Normalabstände der Reifenkräfte zur Radachse der dynamische Reifenhalmesser herangezogen.



---

Wird der Drallsatz bezüglich der Radachse angewandt, ergibt sich die Bewegungsgleichung der Räder:

$$J_{Rad} \cdot \dot{\omega}_{Rad,i} = T_{ab,i} - T_{br,i} - F_{R,i} \cdot R_0 - F_{x,i} \cdot R_0 \quad (4.48)$$

Index i.....Wert des Reifens i

$T_{br}$  .....Bremsmoment am Rad

$\dot{\omega}_{Rad}$  ..... Winkelbeschleunigung des Rades

$F_R$  ..... Rollwiderstand des Reifens

$F_x$  ..... Umfangskraft des Reifens

Für die nicht angetriebenen Räder ist  $T_{ab} = 0$  Nm.

#### 4.4.9 FAHRZEUGMODELL

Das Fahrzeugmodell berechnet aus den Umfangskräften der Reifen und den noch nicht berücksichtigten Fahrwiderständen (Luft- und Steigungswiderstand) die aktuelle Beschleunigung und Geschwindigkeit des Fahrzeugs (Ist-Geschwindigkeit).

Die Bewegungsgleichung des Fahrzeugs lautet:

$$\ddot{x} = \frac{\sum F_{x,i} - F_L - F_{St}}{m} \quad (4.49)$$

Der Luftwiderstand wird entsprechend der Gleichung 4.14 in Kapitel 4.3.1 ermittelt.

Die Beschleunigung aus Gleichung 4.49 wird integriert, um die Geschwindigkeit des Fahrzeugs zu erhalten. Durch abermaliges Integrieren wird die gefahrene Wegstrecke errechnet.

Die Steigung und die Soll-Geschwindigkeit bei der aktuellen Wegstrecke werden aus den generierten Streckenprofilen (siehe Kapitel 4.2.2 und 4.2.3) abgefragt. Die Steigung wird zur Berechnung des Steigungswiderstandes herangezogen.

Die Soll-Geschwindigkeit und die berechnete Fahrgeschwindigkeit werden an den Regler weitergegeben und dort wieder miteinander verglichen.

#### 4.4.10 SENSOREN

Um bestimmte physikalische Signale abzufragen, werden Sensoren zwischen den Blöcken eingefügt. Die Winkelgeschwindigkeit des Motors und das Abtriebsmoment des Getriebes werden in dem Modell mit Sensoren gemessen. Das Drehmoment am Abtrieb des Getriebes wird abgefragt, damit es mit den

Messwerten der Drehmomentmesswellen, die bei den Fahrten aufgezeichnet wurden, verglichen werden kann.

#### 4.4.11 ANPASSUNGEN DES REGLERS

Bei dem beschriebenen Modell kommt es in gewissen Streckenabschnitten (speziell beim Anfahrvorgang) zu einem Aufschwingen des Antriebsstrangs. Obwohl die Ist-Geschwindigkeit des Fahrzeugs nur leicht um die vorgegebene Sollgeschwindigkeit schwankt, schwingt das Drehmoment des Antriebsstrangs sehr stark. Es konnten keine Parameter des PID-Reglers gefunden werden, um das zu verhindern. Der Regler wird deshalb, wie erwähnt, durch das Nachschalten eines PT1-Gliedes (Tiefpass 1. Ordnung) modifiziert (siehe Abbildung 30). Dadurch soll der Regler „träger“ gemacht werden und so den Antriebsstrang nicht mit seiner Resonanzfrequenz anregen. Weil das Oszillieren des Drehmoments nur bei Beschleunigungsvorgängen auftritt, wird das PT1-Glied dem Beschleunigungsregler nachgeschaltet.

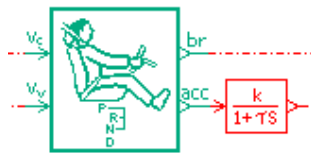


Abbildung 30: Regler mit nachgeschaltetem PT1-Glied

#### PT1-GLIED [25]

Die Übertragungsfunktion eines PT1-Gliedes lautet:

$$G(s) = \frac{k_s}{1 + T \cdot s} \quad (4.50)$$

$G(s)$ .....Übertragungsfunktion in -

$k_s$ .....Verstärkung in -

$T$ .....Zeitkonstante in s

Der Amplitudengang ist gegeben durch:

$$|G(j\omega)| = |k_s| \cdot \frac{1}{\sqrt{T^2 \cdot \omega^2 + 1}} \quad (4.51)$$

$\omega$ ..... Kreisfrequenz in rad/s

Der Phasengang beträgt:

$$\phi(j\omega) = - \arctan(\omega T) \quad (4.52)$$

$\phi$ ..... Phasenwinkel in °

Die Eckfrequenz eines PT1-Gliedes entspricht dem Kehrwert der Zeitkonstante T.

$$\omega_e = \frac{1}{T} \quad (4.53)$$

$\omega_e$  .... Eckfrequenz in rad/s

Der Amplitudengang und der Phasenwinkel sind im Bodediagramm (Abbildung 31) dargestellt.

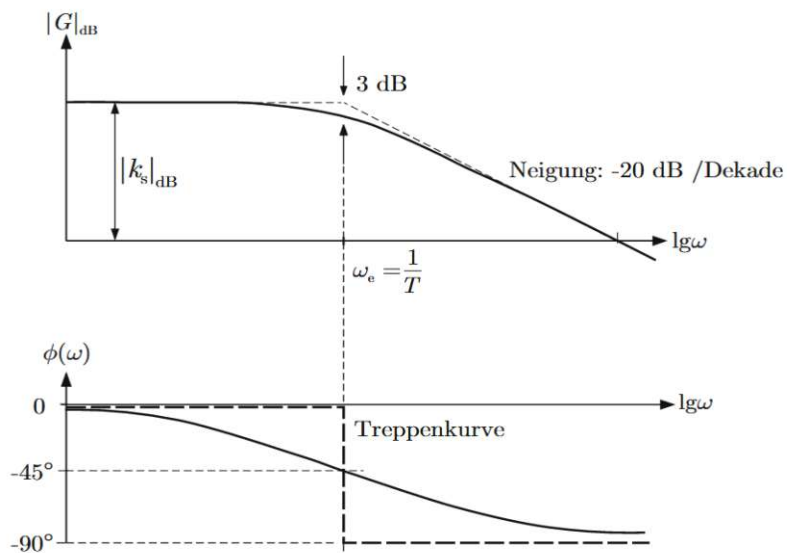


Abbildung 31: Bodediagramm eines PT1-Gliedes [25]

Es können folgende Näherungen getroffen werden:

Der Amplitudengang ist für niedrige Frequenzen ( $\frac{\omega}{\omega_e} \ll 1$ ) annähernd konstant.

$$|G(j\omega)| \approx |k_s| \quad (4.54)$$

Für hohe Frequenzen ( $\frac{\omega}{\omega_e} \gg 1$ ) fällt der Amplitudengang mit 20 dB pro Dekade.

Im Modell wird eine Verstärkung  $k_s = 1$  verwendet.

Amplituden von Signalen, deren Frequenzen unter der Eckfrequenz liegen, werden durch das PT1-Glied kaum verändert. Signale, deren Frequenzen über der Eckfrequenz liegen, werden abgeschwächt.

#### EIGENFREQUENZ DES ANTRIEBSSTRANGS

Die Eckfrequenz des PT1-Gliedes soll daher unter der Eigenfrequenz des Antriebsstrangs liegen, um die Anregung bei der Resonanzfrequenz zu verringern.

Die Resonanzfrequenz des ungedämpften Antriebstrangs ist von der Schlupfkurve abhängig. Der Bereich, in dem die Frequenz liegt, kann jedoch durch Verwendung eines einfachen Ersatzmodells ermittelt werden.

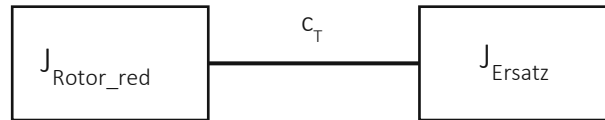


Abbildung 32: Ersatzmodell zur Bestimmung der Eigenfrequenz

Der Rotor ist über die elastischen Antriebswellen mit den Reifen des Fahrzeugs verbunden. Setzt man voraus, dass kein Schlupf auftritt (sondern reines Rollen ohne Verformung des Reifens), dann entspricht die Umfangsgeschwindigkeit des Reifens der Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs. Um die Drehzahl des Reifens zu erhöhen, muss das gesamte Fahrzeug beschleunigt werden. Die Ersatzmasse  $J_{Ersatz}$  setzt sich daher aus den Massenträgheiten der Räder und der reduzierten Fahrzeugmasse zusammen. Die Fahrzeugmasse wird über den Reifenhalbmesser in eine rotatorische Massenträgheit reduziert.

$$J_{Ersatz} = 4 \cdot J_{Rad} + m \cdot R_0^2 \quad (4.55)$$

$J_{Ersatz}$ ..... Ersatzmassenträgheit in kg m<sup>2</sup>

Die Massenträgheit des Rotors wird auf die Drehzahl der Antriebswelle reduziert.

$$J_{Rotor\_red} = J_{Rotor} \cdot i^2 \quad (4.56)$$

$J_{Rotor\_red}$ ... reduziertes Massenträgheitsmoment des Rotors in kg m<sup>2</sup>

Die Eigenfrequenz des Ersatzmodells berechnet sich durch: [26]

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_T \cdot J_{Ersatz} \cdot J_{Rotor\_red}}{J_{Ersatz} + J_{Rotor\_red}}} \quad (4.57)$$

$\omega_1$  ..... Eigenfrequenz des Ersatzmodells in rad/s

Für die Parameter des BMW i3 ergibt sich eine Eigenfrequenz von 7,9 rad/s.

Bei der Verwendung eines Schlupfmodells ist die Umfangsgeschwindigkeit des Reifens im Zugbetrieb höher als die Fahrzeuggeschwindigkeit. Der Einfluss der Fahrzeugmasse auf die Ersatzträgheit  $J_{Ersatz}$  wird deshalb geringer. Zur Abschätzung, wie sehr sich die Resonanzfrequenz dadurch ändern kann, wird der Fall betrachtet, bei dem die Räder durchdrehen. Dann besteht  $J_{Ersatz}$  nur noch aus der Summe der Massenträgheitsmomente der beiden Antriebsräder. Die Eigenfrequenz nach Gleichung 4.57 erhöht sich auf 14,3 rad/s. Die Eigenfrequenz des Systems, das den Schlupf berücksichtigt, liegt im Bereich zwischen 7,9 und 14,3 rad/s.

## UMSETZUNG IM MODELL

Die Eckfrequenz des PT1-Gliedes muss tiefer als die Eigenfrequenz liegen, um im kritischen Frequenzbereich einen Einfluss auf das System zu haben. Die Zeitkonstante des PT1-Gliedes ist der Kehrwert der Eckfrequenz. Die Kehrwerte der beiden Resonanzfrequenzen liefern 0,13 s (bei 7,9 rad/s) und 0,07 s (bei 14,3 rad/s). Bei einer Zeitkonstante des PT1 Gliedes  $> 0,13$  s ist die Eckfrequenz definitiv niedriger als die Eigenfrequenz des Antriebsstrangs.

Die Simulation hat gezeigt, dass bei der Verwendung der in Kapitel 4.4.8 angeführten Schlupfkurve bereits eine Zeitkonstante von 0,15 s ausreichend ist, um bei allen simulierten Fahrten ein Oszillieren des Drehmoments zu verhindern.

Das soll in Abbildung 33 veranschaulicht werden. Das Diagramm zeigt die Drehmomente bei den ersten 450 m der Sobothstrecke. Die blaue Linie stellt das gemessene Drehmoment am Abtrieb des Getriebes dar. Die grüne Linie zeigt das simulierte Drehmoment ohne PT1-Glied und die rote Linie das simulierte Drehmoment mit PT1-Glied ( $T = 0,15$  s).

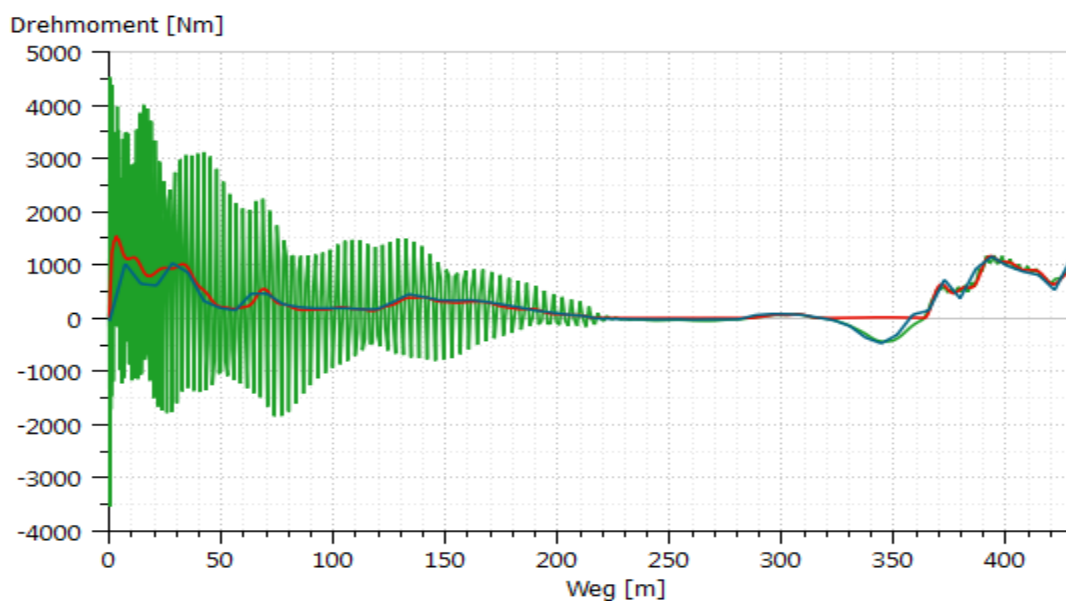


Abbildung 33: Drehmoment mit und ohne PT1-Glied

Das PT1-Glied erfüllt die gewünschte Funktion und verhindert das Oszillieren des Drehmoments. Allerdings führt es zu Problemen beim Umschalten auf den Rekuperationsbetrieb, wie in Abbildung 33 im Bereich von 330-360 m erkennbar ist.

Der Grund für diesen unerwünschten Effekt liegt im Verhalten des PT1-Gliedes im Zeitbereich. Wenn an ein PT1-Glied mit der Verstärkung von 1 ein Sprung auf einen konstanten Wert angelegt wird, dann erreicht die Ausgangsgröße diesen Wert erst nach unendlich langer Zeit. Das führt im Modell dazu, dass der Ausgang des PT1-Gliedes noch immer einen geringen Wert hat, wenn die Stellgröße des Be-

schleunigungsreglers bereits 0 ist. Zu diesem Zeitpunkt liefert aber der Verzögerungsregler bereits ein Bremsignal. Die Steuereinheit schaltet nicht auf das Bremsignal um, sondern berechnet das Sollmoment weiterhin aus dem minimalen Beschleunigungssignal.

Um das zu verhindern, wird ein Schalter eingebaut, der das Beschleunigungssignal auf 0 setzt, sobald das Bremsignal  $>0,0001$  wird (siehe Abbildung 34).

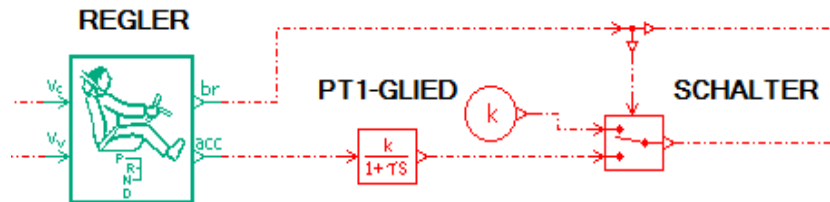


Abbildung 34: Schalter, um das Beschleunigungssignal auf 0 zu setzen

## 4.5 KALIBRIERUNG DES SIMULATIONSMODELLS

Mit dem Modell werden verschiedene Streckentypen simuliert und die simulierten Werte mit den gemessenen Werten der Fahrten verglichen. Es werden folgende Strecken verwendet:

- Autobahn A2 (Graz – Gleisdorf – Graz)
- Autobahn A1, A7 (St. Valentin – Amstetten – Linz – St-Valentin)
- Sobothstrecke
- Katschberg
- Großglockner (Mautstation Ferleiten – Hochtort)
- Graz Stadtfahrt

### 4.5.1 ABWEICHUNGEN DER DREHMOMENTENVERLÄUFE

Die simulierten Drehmomente am Abtrieb des Getriebes werden mit der Summe der Momente der Drehmomentmesswellen verglichen. Dieser Vergleich erfolgt durch Übereinanderlegen der beiden Verläufe. Dadurch können einzelne Fehler erkannt und begründet werden.

Auf eine Beurteilung der Modellgüte z.B. über ein Gütekriterium wird verzichtet, da, wie bereits erwähnt, vor allem singuläre, große Abweichungen schädigungsrelevant sind.

#### AUTOBAHNFAHRTEN

Zum Kalibrieren des Modells bei hohen Fahrgeschwindigkeiten werden die Autobahnfahrten Graz – Gleisdorf - Graz auf der A2 (aus dem MCE-Zyklus) und die ECS–Autobahnfahrt auf der A1 und der A7 herangezogen.

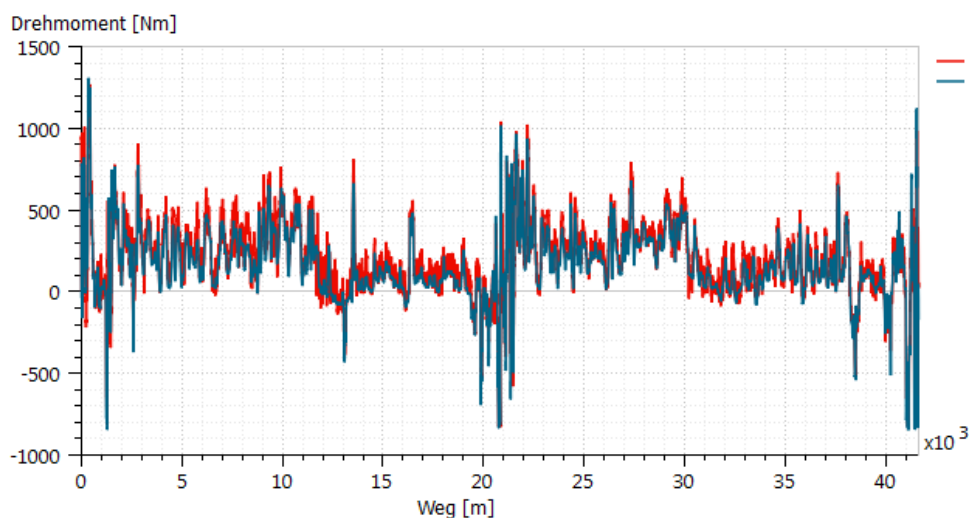


Abbildung 35: Drehmomentenverläufe (blau-gemessen und rot-simuliert) bei der Autobahnfahrt auf der A2

---

Bei der Autobahnfahrt im Raum Graz (A2) zeigt sich, dass das simulierte Moment tendenziell höher ist als das gemessene Drehmoment (siehe Abbildung 35). Das ergibt auch die Simulation der ECS-Autobahnstrecke (A1, A7).

Bei hohen Geschwindigkeiten ist der Unterschied größer als bei niedrigen. Das deutet darauf hin, dass die Fahrwiderstände, die von der Fahrgeschwindigkeit abhängen (Luftwiderstand und der linear von der Fahrgeschwindigkeit abhängige Term), zu hoch sind. Der Luftwiderstand ist von der Anströmgeschwindigkeit, dem cw-Wert, der Querspanntfläche und der Luftdichte abhängig (siehe Gleichung 4.14 auf Seite 53). Der cw-Wert und die Querspanntfläche sind aus dem Datenblatt des Herstellers [10] übernommen und werden daher vorerst als richtig vorausgesetzt.

Der lineare Widerstandsbeiwert von  $f_{R1}=0,4 \cdot 10^{-2}$ , der beim Ausrollversuch ermittelt wurde, liegt deutlich höher als laut Literatur für diesen Reifen zu erwarten wäre (siehe Abbildung 23 auf Seite 56). Der Rollwiderstandskoeffizient  $f_{R1}$  wird daher auf einen realistischen Wert von  $0,2 \cdot 10^{-2}$  angepasst. Allerdings reicht selbst eine Reduktion dieses Widerstandsbeiwertes nicht aus, um die simulierten Momente auf das Niveau der Messung zu reduzieren. Der cw-Wert müsste auf einen Wert von etwa 0,25 gesenkt werden. Das erscheint jedoch als unrealistisch und widerspricht den Herstellerangaben. Deshalb bleibt der cw-Wert auf 0,3 (wie im Datenblatt des Herstellers angegeben [10]).

Ein weiterer Einflussfaktor ist die Luftdichte. Die Messfahrten wurden im September bei schönem Wetter durchgeführt. Da die Luftdichte mit steigender Temperatur sinkt, ist anzunehmen, dass die Luftdichte deutlich niedriger war als der verwendete Standardwert von  $1,226 \text{ kg/m}^3$ . Bei der Fahrt wurde eine Außentemperatur von etwa  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  gemessen. Bei Normdruck (1013 mbar) und der Annahme trockener Luft entspricht das einer Luftdichte von etwa  $1,18 \text{ kg/m}^3$ . Die Luftdichte wurde daher in allen Simulationen mit  $1,18 \text{ kg/m}^3$  angenommen.

Es können auch andere Effekte wie Wind bzw. der Windschatten durch vorausfahrende Fahrzeuge eine Rolle spielen. Da jeweils in zwei Richtungen gefahren wurde, kann der Einfluss des Windes als unwahrscheinlich eingestuft werden. Bei starkem Verkehr ist jedoch ein permanenter Windschatten auf der Autobahn durchaus denkbar. Daher wird akzeptiert, dass bei den Autobahnfahrten das simulierte Moment bei konstanter Fahrt etwas höher ist als das gemessene.

## PASSFAHRTEN

Bei den Passfahrten stimmen die gemessenen und die simulierten Momente gut überein. Die größten Abweichungen treten aufgrund von Fehlern des Steigungsverlaufs auf. Das ist im Abschnitt der Sobothstrecke in Abbildung 36 ersichtlich. Die gelbe Linie zeigt den Steigungsverlauf in %, die blaue Linie das gemessene Drehmoment und die rote Linie das simulierte Drehmoment. Besonders auffällig



ist die Abweichung bei 26,2 km Wegstrecke. Das zeigt, wie wichtig eine präzise Höhenmessung bei Messfahrten, die für Simulationen verwendet werden, ist.

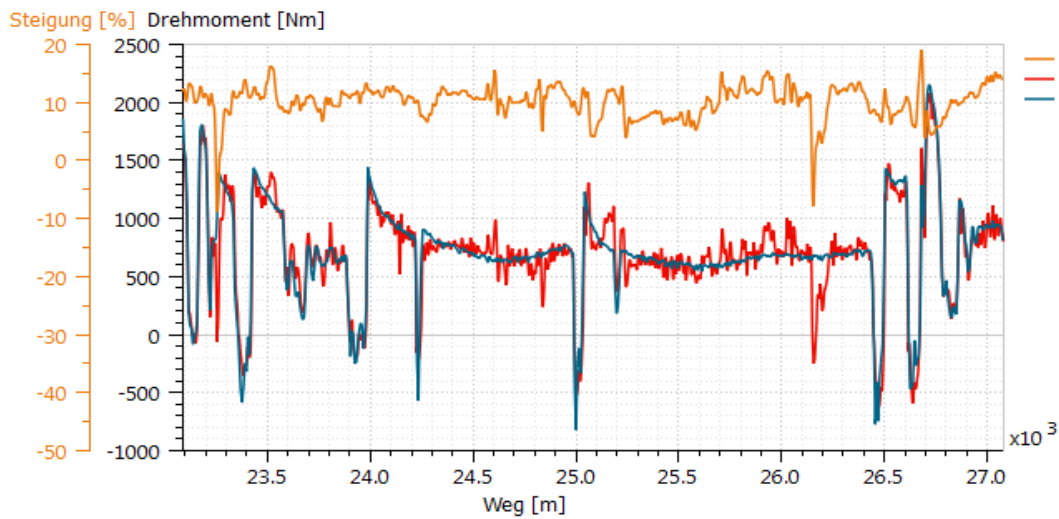


Abbildung 36: Fehler aufgrund des Steigungsverlaufs

#### 4.5.2 ABWEICHUNGEN DER ÄQUIVALENTEN MOMENTE

Es wird die Abweichung des äquivalenten Drehmoments zwischen Simulation und Messung ermittelt. Dazu werden das Drehmoment und die Drehzahl am Abtrieb des Getriebes aus der Simulation in Textfiles gespeichert und anschließend in Femfat Lab eingelesen (Datenformat: Remus, Abtastrate 10 Hz). In Femfat Lab wird eine Überrollungsklassierung der Verläufe durchgeführt (siehe Kapitel 3.3.1 auf Seite 16). Aus der generierten Klassiermatrix wird in Excel nach Miner-Elementar die schädigungsrelevante Belastung für Verzahnungen, Kugellager und Rollenlager aus den simulierten und aus den gemessenen Verläufen berechnet. Bei der Berechnung des äquivalenten Drehmoments (siehe Gleichungen 3.21 und 3.22 auf Seite 25) wird die schädigungsrelevante Belastung auf ein Referenzlastspiel bezogen. Da im Folgenden nur die Verhältnisse der äquivalenten Momente (simulierte Werte/gemessene Werte) betrachtet werden und dabei das Referenzlastspiel gleich ist, kürzt sich dieses in der Berechnung.

$$V = \frac{T_{equ_{Sim}}}{T_{equ_{Mess}}} = \frac{(B_{Sim}/N_{ref})^{1/k}}{(B_{Mess}/N_{ref})^{1/k}} = \left(\frac{B_{Sim}}{B_{Mess}}\right)^{\frac{1}{k}} \quad (4.58)$$

V .....Verhältnis der äquivalenten Momente in -

$B_{Sim}$  .....Schädigungsrelevante Belastung aus den Verläufen der Simulation in  $Nm^k$

$B_{Mess}$  .....Schädigungsrelevante Belastung aus den Verläufen der Messung in  $Nm^k$

$T_{equ_{Sim}}$  .....äquivalentes Moment der Simulation in Nm

$T_{equ_{Mess}}$  ...äquivalentes Moment der Messung in Nm

Dieses Verhältnis wird sowohl beim Zug- als auch beim Schubetrieb für die Wöhlerkoeffizienten von Verzahnungen, Kugellager und Rollenlager ausgewertet. Damit kann beurteilt werden, wie sich die Gesamtbelastung der einzelnen Bauteile im Zug- und im Schubetrieb ändert.

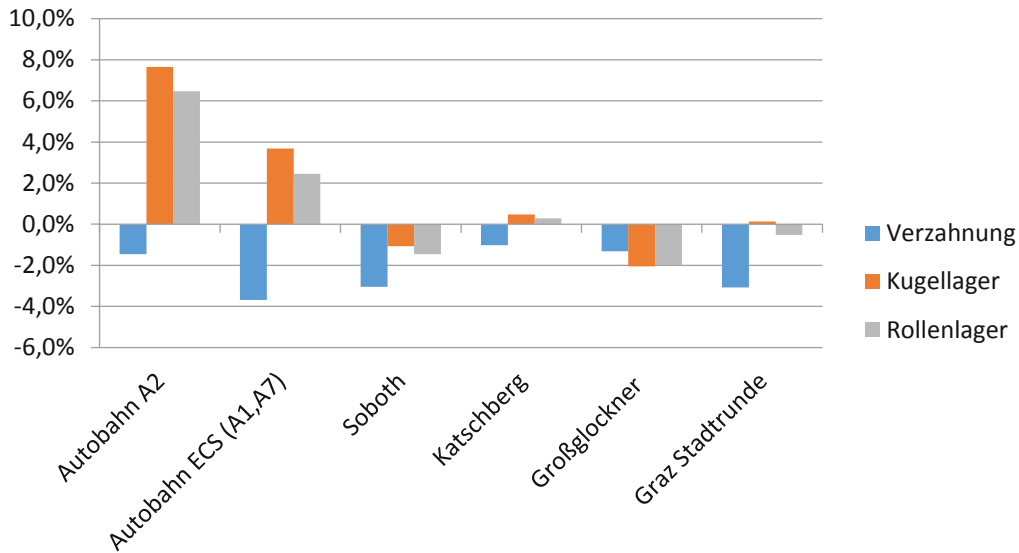


Abbildung 37: Prozentuelle Abweichungen der äquivalenten Drehmomente im Zugbetrieb

Betrachtet man die Verhältnisse der äquivalenten Momente der Autobahnfahrten, so ist bei den Werten für Kugellager und Rollenlager im Zugbereich ersichtlich, dass das simulierte Moment höher ist als das gemessene. Das war nach der visuellen Beurteilung der Verläufe zu erwarten.

Auffällig ist außerdem, dass die Belastung der Verzahnungen in der Simulation bei allen Fahrten geringer ist als die gemessene. Die Untersuchung der Klassiermatrizen der Strecken zeigt, dass bei allen Fahrten der Unterschied in den höchsten auftretenden Drehmomentbereichen entsteht. Diese hohen Momente treten nur bei starken Beschleunigungsvorgängen auf, wie bei Autobahnauffahrten, am Kurvenausgang, nach Stopps bei Ampeln oder bei Überholmanövern.

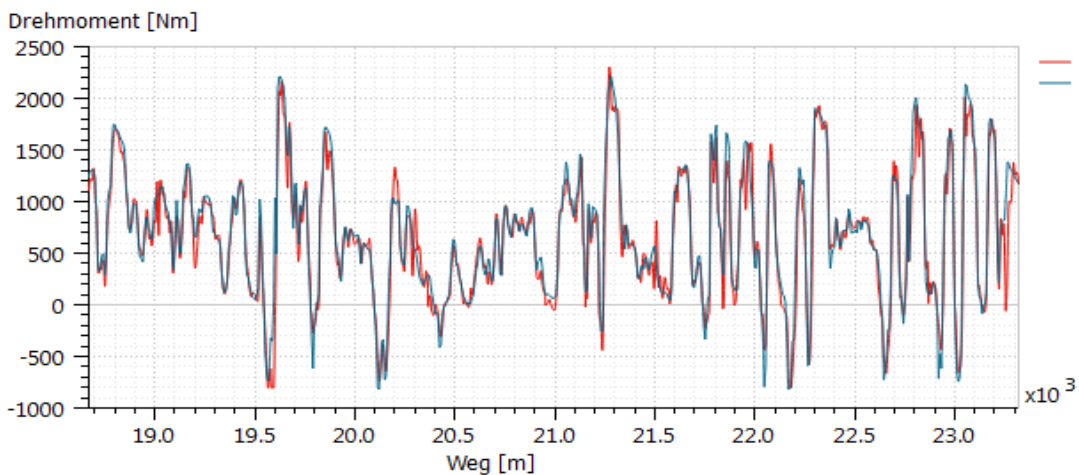


Abbildung 38: Drehmomentenverläufe (blau-gemessenes und rot-simuliert) bei der Sobothstrecke

Abbildung 38 zeigt, dass das Modell gute Ergebnisse liefert. Bei den Spitzenlasten über 2000 Nm ist das berechnete Moment allerdings etwas zu gering. Da diese Unterschiede nur bei Beschleunigungsvorgängen auftreten, wird untersucht, woher diese Abweichungen kommen.

Der „Beschleunigungswiderstand“ ist nur von den Massenträgheiten und von den Beschleunigungswerten abhängig. Die Masse des Fahrzeugs wurde vor der ersten Messfahrt bestimmt. Abweichungen in den Fahrzeugmassen bei verschiedenen Testfahrten können daher nur durch wechselnde Beifahrer oder unterschiedliche Beladungen verursacht sein. Das kann nicht überprüft werden und wird daher in der Simulation nicht berücksichtigt.

Zwei weitere Faktoren werden untersucht, ob sie Grund für die Abweichungen sind.

Durch die Diskretisierung und Filterung des Geschwindigkeitsverlaufs werden dessen Spitzen etwas geglättet. Das reduziert die Beschleunigungswerte der Sollgeschwindigkeit. Dieser Effekt ist aber minimal.

Einfluss hat ebenfalls der Unterschied zwischen der Soll- und der Ist-Beschleunigung im Modell. Durch Änderungen des Reglers konnten aber keine Verbesserungen erzielt werden. Allerdings ist auch diese Abweichung prozentuell geringer als die Abweichung des Drehmoments und kann deshalb nicht die alleinige Ursache dafür sein.

Die Simulation unterschätzt die Belastung für Verzahnungen tendenziell leicht. Da die Abweichung sehr gering ist ( $< 4\%$ ), wird das aber akzeptiert.

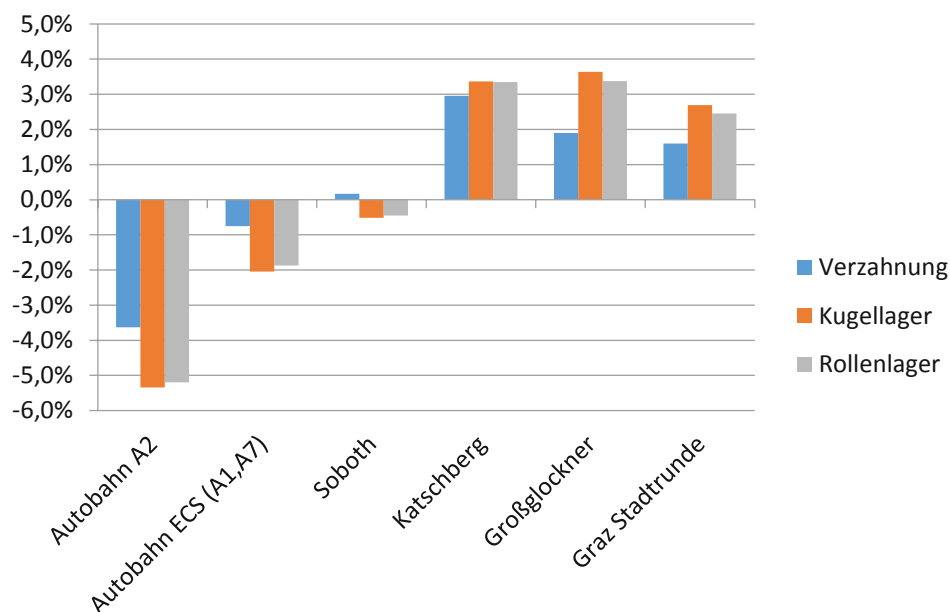


Abbildung 39: Prozentuelle Abweichungen der äquivalenten Drehmomente im Schubbetrieb

---

Auch im Schubbetrieb treten die größten Abweichungen bei der Autobahnfahrt auf der A2 auf.

Es wird vermutet, dass ein Offset in der Drehmomentenmessung die Ursache für die größeren Abweichungen im Zug- und im Schubbetrieb auf dieser Strecke ist. Ein Offset des Drehmoments kann anhand der Messdaten nur schwer erkannt werden. Es wird angenommen, dass bei Stillstand kein Drehmoment auf die Antriebswellen wirkt. Sobald das Fahrzeug aber nicht völlig waagrecht steht, ist das nicht korrekt. Dann tritt eine Hangabtriebskraft auf, der eine Bremskraft entgegen wirkt, um das Fahrzeug im Stillstand zu halten. Bei Elektroautos im Parkmodus fixiert die Parkbremse die Antriebswelle des Getriebes. Deshalb wird das Bremsmoment über den Antriebsstrang übertragen. Das führt dazu, dass auch im Stillstand ein Antriebsmoment gemessen wird.

Ein negativer Offset bei der Drehmomentenmessung bei der Autobahnfahrt A2 erklärt, weshalb die äquivalenten Momente aus der Simulation im Zugbetrieb höher bzw. im Schubbetrieb niedriger sind als die äquivalenten Momente aus der Messung.

Fazit: Bei allen anderen Fahrten liegen die Abweichungen unter 4 %. Die Simulation wird daher als ausreichend genau akzeptiert.

---

## 4.6 NARDO-HOCHGESCHWINDIGKEITSTEST

Als Teil des MCE-Zyklus werden Messfahrten auf der Hochgeschwindigkeitsstrecke in Nardo durchgeführt. Diese Teststrecke in Süditalien ist ein 12,5 km langer, kreisförmiger Rundkurs. Da auf dieser Strecke keine Messfahrten mit den Elektroautos durchgeführt wurden, werden die Drehmomenten- und Drehzahlverläufe auf dieser Strecke mit Hilfe des Simulationsmodells ermittelt.

### 4.6.1 NARDO-FAHRPROGRAMM

Es sind insgesamt 20.000 km Messfahrt auf der Strecke zu absolvieren. 10.000 km sind mit dem zulässigen Gesamtgewicht und 10.000 km sind ohne Beladung zu fahren.

Folgendes Programm wird im Rahmen des MCE-Zyklus auf der Strecke bei Nardo vorgegeben:

1. 2 Runden (25 km) mit maximaler Geschwindigkeit
2. Ausrollen lassen auf 60 % der maximalen Geschwindigkeit ohne zu bremsen
3. Beschleunigen mit Volllast auf 90 % der Höchstgeschwindigkeit
4. Punkt 2. und 3. wiederholen bis 2 volle Runden erreicht sind
5. Punkte 1. bis 4. wiederholen bis Tankende

Der Ablauf wird so oft durchgeführt, bis 10.000 km erreicht sind. Dann wird das Fahrzeug entladen und anschließend werden noch einmal 10.000 km gefahren. Das Fahrprogramm spiegelt in komprimierter Form die Belastungen bei Autobahnfahrten wieder.

### SIMULATION NARDO-FAHRPROGRAMM

Dieser Ablauf wird wie folgt für den BMW i3 in der Simulation abgebildet:

Es werden 8 Runden zu je 12,5 km simuliert, weil die Reichweite des BMW i3 bei so hoher Durchschnittsleistung ca. 100 km beträgt. Das wird einmal für die maximale Fahrzeugmasse (1734 kg) und ein zweites Mal für das unbeladene Fahrzeug (1495 kg) durchgeführt. Um die Gesamtbelastung der 20.000 km zu erhalten, werden die Belastungen der beiden Strecken 100 Mal im MCE-Zyklus verwendet.

Die Rekuperation kann beim BMW i3 im Fahrbetrieb nicht ausgeschaltet werden. Das Ausrollen auf 60 % der Maximalgeschwindigkeit wird daher mit voller Rekuperationswirkung, aber ohne Eingriff der Betriebsbremsen abgebildet. Dazu wird im Modell das Bremssignal der Betriebsbremse nicht an das Reifenmodell übergeben und stattdessen eine Konstante mit dem Wert 0 übermittelt.

Da in der Simulation mit Volllast beschleunigt und mit maximal abrufbarem Rekuperationsmoment verzögert werden soll, wird die Sollgeschwindigkeit als Stufenprofil vorgegeben. Zwischen den vorgegebenen Geschwindigkeitswerten wird interpoliert, daher werden nur die Eckpunkte des Stufenprofils angegeben. Die Geschwindigkeitsvorgabe wird wie bei den anderen Simulationen in Abhängigkeit vom Weg durchgeführt. Die ersten 2 Runden (25 km) werden mit der Maximalgeschwindigkeit des BMW i3 (150 km/h) gefahren, dann erfolgen 2 Runden mit wechselnden Geschwindigkeiten. Danach werden weitere 2 Runden in Höchstgeschwindigkeit absolviert und zum Schluss erfolgen wieder 2 Runden mit wechselnden Geschwindigkeiten. Da der Zyklus verlangt, dass zwischen den Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen (Punkt 2. – 4.) keine Konstantfahrt stattfindet, muss für das Setzen der Eckpunkte ermittelt werden, welche Distanzen bei den Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen zurückgelegt werden.

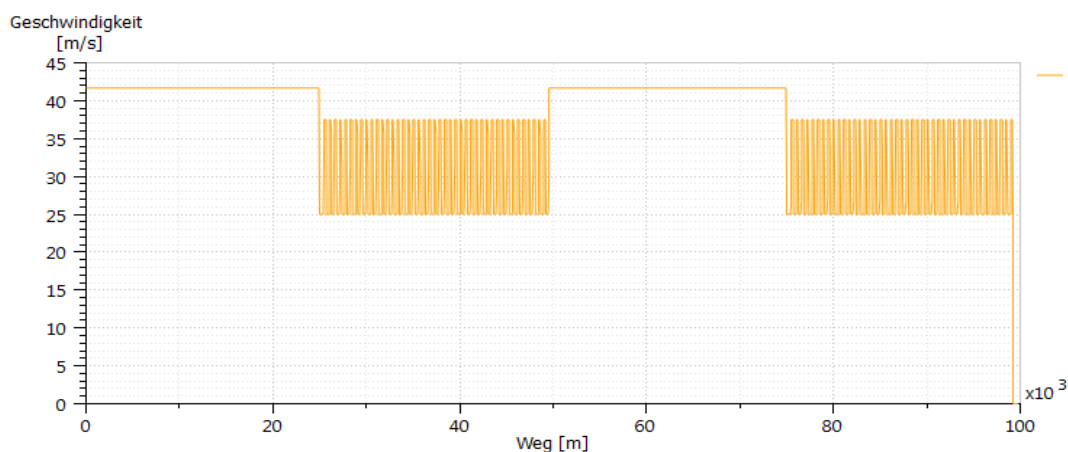
In der Simulation werden die Strecken gemessen, die bei diesen Fahrmanövern zurückgelegt werden.

*Tabelle 24: Zurückgelegte Wegstrecken bei den Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen*

Zurückgelegter Weg	Verzögerung 150 km/h auf 90 km/h	Beschleunigung 90 km/h auf 135 km/h	Verzögerung 135 km/h auf 90 km/h
unbeladen (1495 kg)	420 m	200 m	300 m
voll beladen (1734 kg)	480 m	230 m	330 m

Wie oben erwähnt (Punkt 4.), werden zwei Runden lang (25 km) Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge durchgeführt. Mit diesen Wegstrecken, die bei den Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen auftreten, sind in der Simulation voll beladen 49 Wiederholungen bzw. ohne Beladung 44 Wiederholungen möglich.

Es ergibt sich das Soll-Geschwindigkeitsprofil, das Abbildung 40 dargestellt ist.



*Abbildung 40: Soll-Geschwindigkeitsvorgabe für das Nardo-Fahrprogramm bei Maximalgewicht des Fahrzeugs*

Die Steigung auf der Strecke wird konstant mit 0% vorgegeben.

Die Rekuperationsleistung des Motors wird auf 50 kW begrenzt. Das entspricht den Herstellerangaben. Bei den Simulationen der Testfahrten in Abschnitt 4.5 wurde keine Begrenzung der Rekuperationsleistung eingefügt, weil sich gezeigt hat, dass dieses Limit immer wieder kurzfristig überschritten wird. Da bei der Hochgeschwindigkeitsstrecke bei sehr hohen Drehzahlen mit vollem Rekuperationsmoment verzögert wird und dabei über längere Zeiträume Rekuperationsleistungen über 50 kW auftreten würden, wird diese Begrenzung vorgenommen.

Die Ergebnisse der Simulation sind in Abbildung 41 dargestellt. Aus dem Soll-Geschwindigkeitsverlauf (gelbe Linie) wird der Ist-Geschwindigkeitsverlauf des Fahrzeugs (blaue Linie) und der Drehmomentenverlauf (rote Linie) am Abtrieb des Getriebes berechnet.

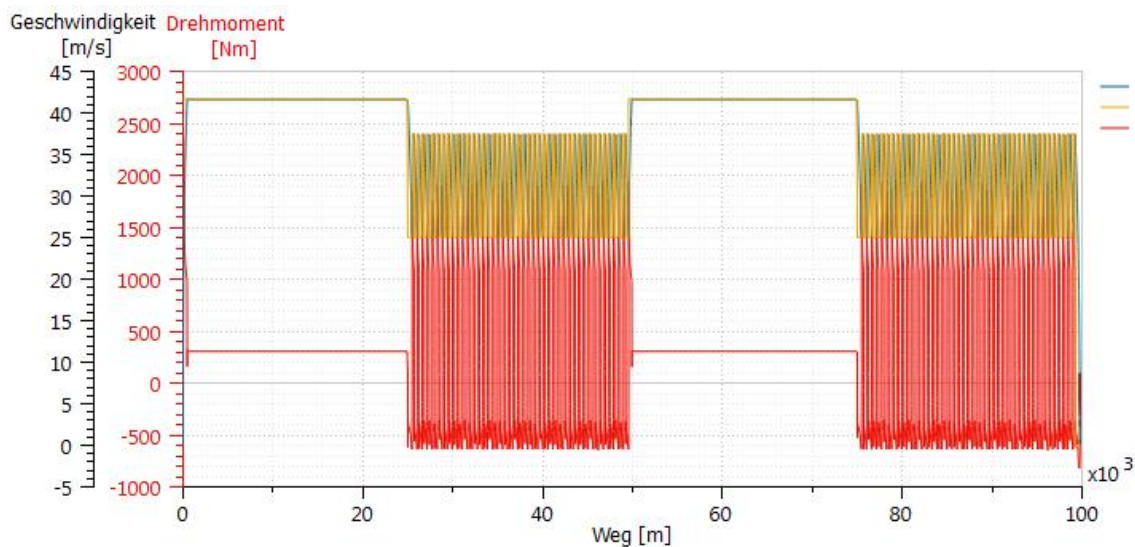


Abbildung 41: Simulationsergebnis des Nardo-Fahrprogramms

Betrachtet man den Bereich mit den Beschleunigungs- und Ausrollvorgängen im Detail (Abbildung 42), so ist erkennbar, dass es zu einem Überschwingen des Drehmoments am Beginn des Beschleunigungsvorgangs und am Beginn des Ausrollvorgangs kommt.

Weiters ist am Drehmomentenverlauf ersichtlich, dass der Motor in diesem Geschwindigkeitsbereich durch die maximale Leistung begrenzt ist. Das gilt sowohl für den Beschleunigungs- als auch für den Ausrollvorgang. Daher nimmt beim Beschleunigen bei steigender Geschwindigkeit das Antriebsmoment ab bzw. bei den Ausrollvorgängen bei sinkender Geschwindigkeit der Betrag des Rekuperationsmoments zu.

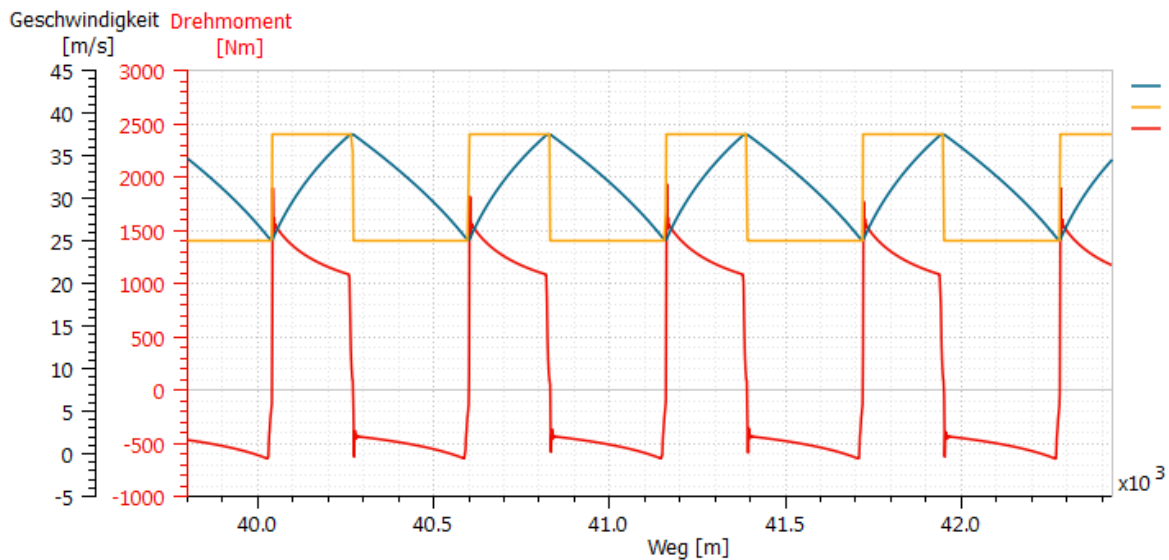


Abbildung 42: Detailbetrachtung der Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge beim Nardo-Fahrprogramm

### ERSTELLUNG DES LASTKOLLEKTIVS

Der Drehmomentenverlauf und der Drehzahlverlauf am Abtrieb des Getriebes werden aus dem Simulationsprogramm exportiert und in Femfat Lab eingelesen. Die Verläufe werden klassiert. Es treten Drehzahlen zwischen 0 und 1191 rpm auf. Daher werden die Untergrenze mit 0 rpm und die Obergrenze mit 1200 rpm gewählt.

Die Extremwerte des Drehmoments sind -823 Nm und 3443 Nm. Die Spitze von 3443 Nm tritt jedoch nur beim Überschwingen des Drehmoments während des Anfahrens auf. Bei der Auswertung zeigt sich, dass es während dieser Drehmomentspitze nur zu weniger als 0,1 Überrollungen kommt. Deshalb ist trotz des hohen Drehmoments der Einfluss auf die Belastung gering. Es können deshalb die gleichen Klassiergrenzen des Drehmoments wie bei der Auswertung der Einzelstrecken verwendet werden (Untergrenze -1384,5 Nm; Obergrenze 2515,5 Nm).

Diese Klassierung wird für beide Beladungszustände durchgeführt. Die Anzahl an Überrollungen wird mit dem Faktor 100 multipliziert, um die im MCE Zyklus geforderte Fahrtstrecke von je 10.000 km auf der Hochgeschwindigkeitsstrecke zu erhalten. Außerdem werden die Ergebnisse miteinander addiert, indem die Zahlen der Überrollungen in jeder Drehzahl-Drehmoment-Klasse zusammengezählt werden. Das Ergebnis ist ein simuliertes Lastkollektiv für 20.000 km Fahrt auf der Strecke bei Nardo. Die Überrollungen in den einzelnen Momentenklassen werden addiert und die Summen anschließend in den entsprechenden Drehmomentenklassen des MCE-Elektrozyklus hinzugefügt.



## AUSWIRKUNG AUF DIE GESAMTBELASTUNG

Es wird der Anteil der Belastung der Nardo-Strecke an der Gesamtbelastung des Zyklus ermittelt. Die Vorgehensweise ist in Kapitel 3.4.2 beschrieben. Dabei wurde die schädigungsrelevante Belastung der Verzahnungen nach Miner-Modifiziert und die der Lager nach Miner-Elementar ausgewertet.

Tabelle 25: Anteile der Nardo-Strecke an der gesamten schädigungsrelevanten Belastung des Zyklus

Anteil an der Gesamtbelastung	Verzahnungen	Kugellager	Rollenlager
Schubbetrieb	7,1 %	27,7 %	26,2 %
Zugbetrieb	43,7 %	45,2 %	46,3 %

Der Anteil der simulierten Belastung auf die Gesamtbelastung des Zyklus im Schubbereich liegt bei 7,1 %. Dieser Wert ist deshalb im Vergleich mit den anderen Werten so gering, weil durch die Limitierung der Rekuperationsleistung das Drehmoment bei den hohen Drehzahlen abnimmt. Bei den Verzahnungen haben aber gerade die Spitzenlasten einen besonders großen Einfluss auf die Belastung (Wöhlerexponent = 6).

Im Zugbetrieb macht das Nardo-Fahrprogramm etwa 45 % der schädigungsrelevanten Belastung aus, obwohl die Wegstrecke nur 20 % des Gesamtzyklus ausmacht.

### 4.6.2 KRITIK AM NARDO-FAHRPROGRAMM

Das Nardo-Fahrprogramm wurde für Fahrzeuge mit Verbrennungsmotoren erstellt. Diese haben die maximale Leistung bei sehr hohen Drehzahlen und können auf Dauer die maximale Leistung abrufen. Außerdem sind Fahrzeuge mit Verbrennungskraftmaschinen mit einem schaltbaren Getriebe ausgestattet.

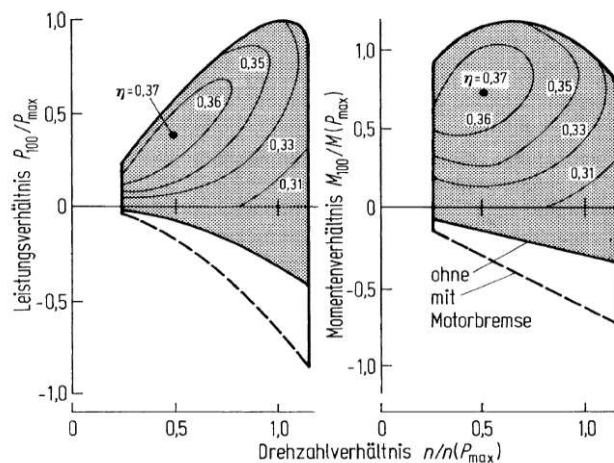


Abbildung 43: Kennfeld eines Verbrennungsmotors [21]

Ein Elektromotor hat ein anderes Drehzahl-Drehmomenten-Verhalten. Bei Drehzahlen bis zur Knickdrehzahl kann das maximale Drehmoment abgerufen werden. Bei höheren Drehzahlen nimmt das maximal abrufbare Drehmoment aufgrund der Begrenzung durch die maximale Leistung ab. Bei den Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen zwischen  $90\% v_{\max}$  und  $60\% v_{\max}$  beim Nardofahrprogramm kommt es bei den Elektroautos zu einer deutlichen Limitierung des Drehmoments durch die Leistungsbegrenzung. Zusätzlich können die Elektromotoren die Spitzenleistung nur kurzzeitig abrufen. Bei längerem Fahren in hohen Leistungsbereichen wird die abrufbare Maximalleistung deutlich reduziert.

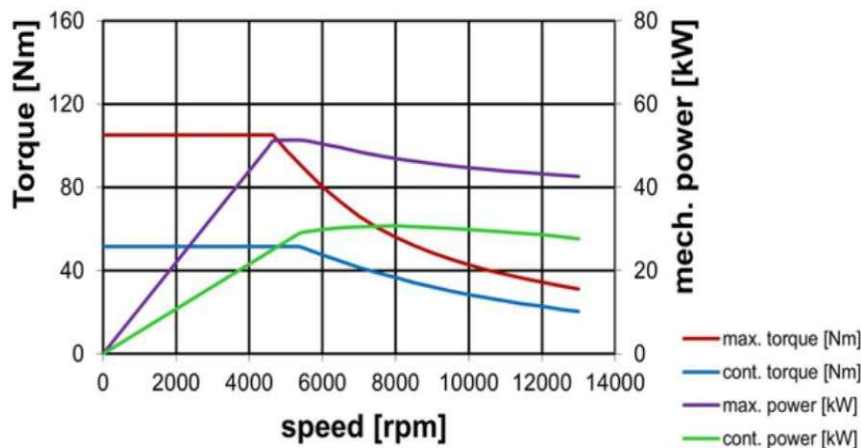


Abbildung 44: Motorkennlinie eines Hybridsynchronmotors [27]

Diese Effekte führen dazu, dass im Gegensatz zu Antrieben mit Verbrennungskraftmaschinen bei den Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen zwischen  $90\% v_{\max}$  und  $60\% v_{\max}$  bei allen Stufen des Getriebes Momente deutlich unterhalb des maximalen Motormoments zu erwarten sind. Vollastbeschleunigungen bei niedrigeren Geschwindigkeiten würden daher deutlich höhere Momente an den Getrieben der elektrisch betriebenen Messfahrzeuge hervorrufen. Abkühlpausen oder zwischenzeitliches Fahren bei niedriger Motorleistung würden dazu führen, dass im Anschluss daran wieder die maximale Motorleistung und damit höhere Drehmomente abgerufen werden können. Da die hohen Drehmomentenbereiche den größten Einfluss auf die schadigungsrelevante Belastung haben, würde das die Belastung auf die Getriebekomponenten erhöhen.

In der Simulation wird bei den Beschleunigungsvorgängen immer die Maximalleistung abgerufen. Eine Begrenzung der Leistung des maximalen Moments wird nicht beachtet. Dazu wäre ein thermisches Modell notwendig, das die Begrenzung der maximalen Batterie- und Motorleistung bei Überhitzen der Komponenten berücksichtigt. Das simulierte Geschwindigkeitsprofil kann daher im realen Betrieb nicht gefahren werden.

---

Es wird daher ein neues Nardo-Fahrprogramm entwickelt, das das Verhalten von Elektromotoren berücksichtigt.

Eine mögliche Veränderung der Messdurchführung ist, von 90 %  $v_{\max}$  auf Stillstand zu verzögern und dann wieder auf 90 %  $v_{\max}$  zu beschleunigen (anstatt zwischen 60 %  $v_{\max}$  und 90 %  $v_{\max}$  zu beschleunigen und zu verzögern). Das wäre sinnvoll, wenn sich zeigt, dass bei Elektroautos der Anteil an Volllastbeschleunigungen (durch anderes Fahrverhalten der Verbraucher) erheblich höher ist als bei Fahrzeugen mit Verbrennungskraftmaschinen.

Auch kurze Pausen oder Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit zwischen den Beschleunigungsvorgängen sind eine Möglichkeit, Motor und Akku abkühlen zu lassen, um wieder die maximale Leistung abrufen zu können. Dieser Ansatz wird in dem neuen Nardo-Elektro-Fahrprogramm berücksichtigt.

#### 4.6.3 NARDO-ELEKTRO-FAHRPROGRAMM

Geändert wird, dass Konstantfahrten in den Zyklus integriert werden, in denen der Motor und die Batterie abkühlen können.

Folgendes Fahrprogramm wird festgelegt:

1. 50 km Fahrt mit maximaler Geschwindigkeit
2. Ausrollen auf 60 %  $v_{\max}$
3. Beschleunigen auf 90 %  $v_{\max}$
4. Ausrollen auf 60 %  $v_{\max}$
5. Punkt 3. und Punkt 4. drei Mal wiederholen
6. Zwei Minuten Konstantfahrt bei 60 %  $v_{\max}$
7. Wiederholen von Punkt 3. bis Punkt 7. bis 100 km erreicht sind
8. Ausrollen auf Stillstand

Es werden alle 20.000 km mit dem zulässigen Gesamtgewicht des Fahrzeugs durchgeführt.

Dieses Nardo-Elektro-Fahrprogramm wird für alle drei PKW in den MCE-Elektrozyklus übernommen und ersetzt das ursprüngliche Nardo-Fahrprogramm des MCE-Zyklus.

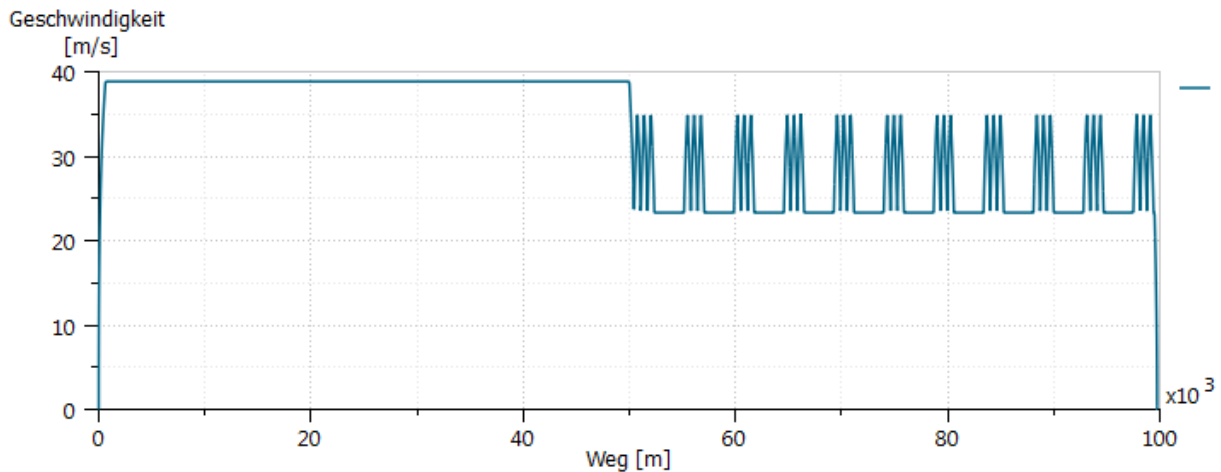


Abbildung 45: Geschwindigkeitsprofil des Nardo-Elektro-Fahrprogramms (VW e-Golf)

Das neue Programm enthält Fahrten bei maximaler Geschwindigkeit. Der Anteil liegt wie bisher bei 50 % der Wegstrecke. Die Beschleunigung auf die maximale Geschwindigkeit wird mit Volllast durchgeführt.

Die Runden, in denen die Beschleunigungen und Verzögerungen gefahren werden, sehen nun wie folgt aus: Es werden immer drei Beschleunigungs- und Ausrollvorgänge zwischen 60 %  $v_{max}$  und 90 %  $v_{max}$  durchgeführt. Anschließend wird die Geschwindigkeit von 60 %  $v_{max}$  zwei Minuten lang gehalten. In diese Zeit wird wenig Antriebsleistung angefordert und daher können die Komponenten des Elektroautos abkühlen. Das garantiert, dass bei den folgenden Beschleunigungen wieder die maximale Motorleistung abgerufen werden kann. Dieser Ablauf wird 50 km lang (4 Runden) wiederholt.

Bei der Durchführung der Messfahrt ist der Rekuperationmodus mit der stärksten Rekuperation einzustellen. Die Verzögerungen sind ohne Betätigung von Fahr- oder Bremspedal durchzuführen.

#### SIMULATION NARDO-ELEKTRO-FAHRPROGRAMM

Das neue Fahrprofil wird für alle drei Elektroautos simuliert.

Für die Simulationen des VW e-Golf und des MB250e wird der gleiche Modellaufbau wie beim BMW i3 verwendet. Es werden die Parameter der Fahrzeuge angepasst.

Tabelle 26: Fahrzeugparameter für die Simulation

Parameter der Simulation	BMW i3	VW e-Golf	MB250e
maximale Motorleistung (Zug) in kW	125	85	132
maximale Rekuperationsleistung in kW	50	50	40
maximales Motormoment (Zug) in Nm	250	270	340
Getriebeübersetzung in -	9,66	9,62	9,73
konstanter Rollwiderstandskoeffizient in -	0,007	0,01	0,0091
linearer Rollwiderstandskoeffizient in -	0,002	0,002	0,0012
$c_w$ -Wert in -	0,3	0,281	0,30
Stirnfläche in $m^2$	2,38	2,19	2,5
Fahrzeugmasse vollbeladen in kg	1734	1980	2170
dynamischer Reifenhalmmesser in m	0,339	0,307	0,323

Die Massenträgheit des Rotors des Elektromotors wird beim MB250e mit  $0,078 \text{ kgm}^2$  angenommen. Dieser Wert wird gewählt, da ein Asynchronmotor mit vergleichbarer Leistung und ähnlichem Drehmoment, der von Magna Powertrain GmbH & Co KG entwickelt wurde, dieses Massenträgheitsmoment aufweist.

Da die Werte des Ausrollversuchs des VW e-Golf nicht plausibel sind, werden für die Rollwiderstandskoeffizienten Werte aus der Literatur herangezogen (siehe Abbildung 23, Seite 56).

Die Rollwiderstandskoeffizienten und der  $c_w$ -Wert des MB250e werden aus dem Ausrollversuch übernommen.

Die maximalen Rekuperationsleistungen von VW eGolf und MB250e sind aus den Messdaten ermittelt.

Um die Exaktheit der verwendeten Parameter zu überprüfen, wird die Katschbergstrecke mit den Werten des MB250e simuliert. Es zeigt sich anhand der übereinstimmenden Ergebnisse aus Simulation und Messung, dass die ermittelten Parameter die Realität ausreichend exakt abbilden und für die Simulation des Nardo Elektro Fahrprogramms verwendet werden können.

Für den VW e-Golf kann diese Überprüfung nicht durchgeführt werden, weil, wie bereits erwähnt, die Messdaten zu ungenau sind, um die Streckenprofile aufzubereiten.

Für jedes Fahrzeug wird ein Stufenprofil der Sollgeschwindigkeit erstellt, für das die Eckpunkte errechnet werden. (Vgl. 4.6.1 Simulation Nardo-Fahrprogramm)

Bei allen drei Fahrzeugen werden mittels Simulation die Wegstrecken ermittelt, die bei den Verzögerungs- und Beschleunigungsvorgängen zurückgelegt werden. Außerdem wird berechnet, welche Wegstrecke vom jeweiligen Fahrzeug bei 60 %  $v_{max}$  in zwei Minuten zurückgelegt wird. Anschließend wird das Sollgeschwindigkeitsprofil so erstellt, dass nach den Beschleunigungsvorgängen auf 90 %  $v_{max}$  umgehend mit dem Ausrollen auf 60 %  $v_{max}$  begonnen wird. Das Gleiche gilt beim Umschalten vom Ausrollvorgang auf den Beschleunigungsvorgang, sofern keine Konstantfahrt folgt.

Beim MB250e wird der Ablauf aus den drei Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen sowie der Konstantfahrt von zwei Minuten innerhalb von zwei Runden (50 km) zehn Mal wiederholt. Bei den anderen beiden Fahrzeugen sind auf dieser Distanz 11 Wiederholungen möglich.

Das Simulationsergebnis des BMW i3 ist in der folgenden Grafik dargestellt.

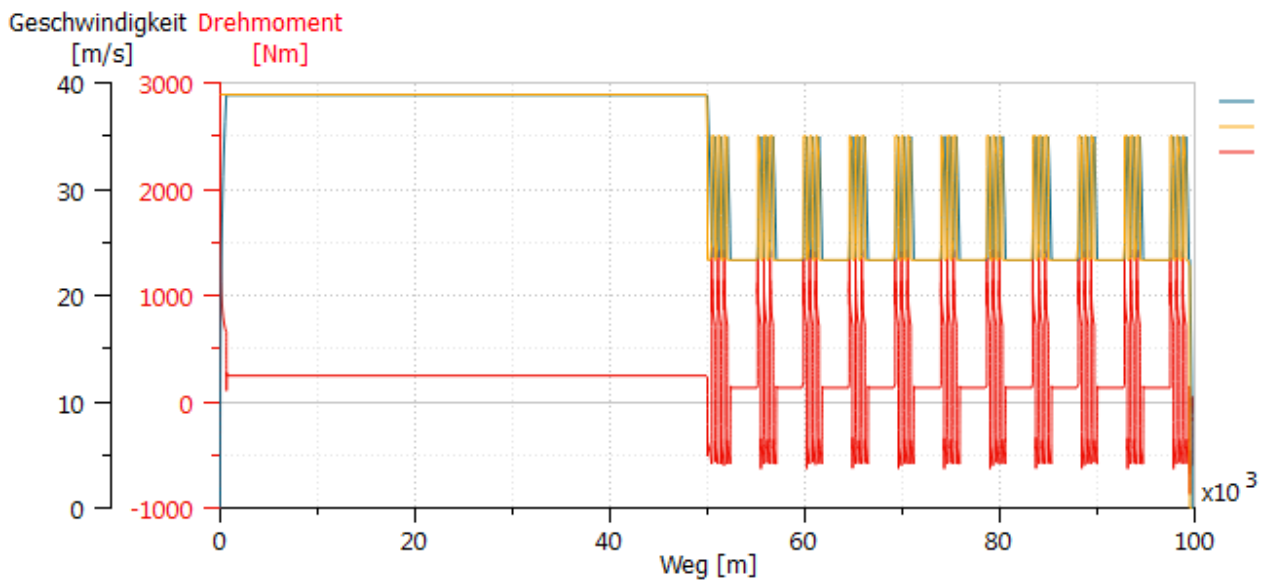


Abbildung 46: Simulationsergebnis BMW i3 beim Nardo Elektro-Zyklus

Bei der Vollastbeschleunigung aus dem Stillstand kommt es zu einer Drehmomentspitze. Bei den Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen wird das Fahrzeug an seiner Leistungsgrenze betrieben. Während der Konstantfahrten bei 60 %  $v_{max}$  wird nur wenig Drehmoment und Leistung angefordert.

Die simulierten Drehmomente und Drehzahlen am Abtrieb des Getriebes werden wieder ins Femfat Lab übertragen. Die Ergebnisse werden mit den Klassiergrenzen, die in Kapitel 3.3.1 beschrieben sind, klassiert. Nur die Obergrenzen der Drehzahlen müssen beim MB250e auf 1350 rpm und beim BMW i3 auf 1200 rpm erhöht werden.

Die Überrollungszahlen werden mit dem Faktor 200 multipliziert, um die geforderte Distanz von 20.000 km zu erhalten. Die Überrollungen in den einzelnen Drehmomentklassen werden addiert. An-

---

schließlich werden diese Summen den entsprechenden Drehmomentklassen des MCE-Elektrozyklus hinzugefügt.

Die Ergebnisse des MCE-Elektrozyklus sind in Kapitel 3.4.4 ersichtlich.

---

## 5. EINFLÜSSE AUF DIE GETRIEBEBELASTUNG

Die Lastdaten eines Fahrzeugs können erst durch Messfahrten mit einem Prototyp des Autos ermittelt werden. In den frühen Phasen der Entwicklung müssen die Lastdaten aus den Kenntnissen früherer Projekte näherungsweise bestimmt werden. Da sich die Fahrzeugparameter zwischen den Projekten unterscheiden, ist es wichtig zu wissen, welche Auswirkungen Änderungen der Fahrzeugparameter auf die Belastung des Getriebes haben. Das wird im Folgenden anhand von Simulationen und Messdaten untersucht.

### 5.1 FAHRZEUGMASSE

Es wird die Änderung der Belastung für das Getriebe bei steigender Fahrzeugmasse untersucht.

Das geschieht zuerst unter der Annahme, dass sich das Geschwindigkeitsprofil durch die Steigerung der Masse nicht ändert.

#### 5.1.1 KONSTANTES GESCHWINDIGKEITSPROFIL

Bei der Simulation ist das Sollgeschwindigkeitsprofil eine Eingangsgröße. Unter der Annahme, dass sich das Geschwindigkeitsprofil durch eine Veränderung der Fahrzeugmasse nicht ändert, kann die Simulation der Lastdaten mit gleichem Streckenprofil und unterschiedlichen Massen erfolgen.

Das wird für die Katschbergfahrten durchgeführt.

Diese Strecke wurde bei den Messfahrten zwei Mal vollbeladen und zwei Mal teilbeladen mit normaler Fahrweise gefahren. Für die Simulationen werden die Geschwindigkeits- und Steigungsverläufe dieser Fahrten herangezogen.

Es werden die Drehmomente am Abtrieb des Getriebes bei allen vier normal gefahrenen Messfahrten simuliert. Die Simulationen werden zuerst mit der tatsächlichen Masse des Fahrzeugs bei der Messfahrt (vollbeladen 1734 kg, teilbeladen 1609 kg) durchgeführt. Die simulierten Daten werden mit den Messdaten verglichen, um sicher zu gehen, dass die Simulation für alle vier Fahrten gute Ergebnisse liefert. Anschließend werden die gleichen Geschwindigkeits- und Steigungsprofile verwendet und die Fahrzeugmasse wird auf die jeweils andere Masse (von TB auf VB bzw. von VB auf TB) verändert.



Die Auswertung der Simulationsergebnisse erfolgt durch Klassierung der berechneten Verläufe des Drehmoments und der Drehzahl am Abtrieb des Getriebes in Femfat Lab und anschließender Berechnung der schädigungsrelevanten Belastungen für Verzahnungen, Kugellager und Rollenlager nach Miner-Elementar.

Es werden immer die beiden Fahrten verglichen, die mit gleichem Geschwindigkeitsprofil durchgeführt wurden. Dazu wird das Verhältnis des äquivalenten Moments für Zug und Schub (nach Gleichung 4.58) der beiden Simulationsergebnisse gebildet, wobei immer das Moment der teilbeladenen Fahrt auf das der vollbeladenen bezogen wird (in Abschnitt A.6 des Anhangs abgebildet). Zwischen den Fahrten ist der Unterschied der Verhältnisse gering, daher werden die Durchschnittswerte der beiden Betriebsarten und der drei Bauteile betrachtet.

*Tabelle 27: Mittelwerte der Verhältnisse der äquivalenten Momente bei der Katschbergfahrt*

Verhältnis des äqu. Moments (TB/VB)	Kugellager	Rollenlager	Verzahnung
Schub	94,3%	94,4%	95,4%
Zug	93,3%	93,2%	93,3%

Das Massenverhältnis zwischen Teilbeladung und Vollbeladung beträgt 0,928. Das heißt, im Zugbereich ändert sich das Moment annähernd proportional mit der Masse. Das lässt sich durch die Theorie der Fahrwiderstände erklären.

$$\frac{M_{An}}{r_{stat}} = m \cdot (\ddot{x} + g \cdot f_R + g \cdot \sin(\alpha)) + \frac{1}{2} \cdot c_W \cdot A \cdot \rho \cdot v^2 + \frac{J_{red}}{r_{stat}} \ddot{\varphi}_R \quad (5.1)$$

Der Rollwiderstand, der Steigungswiderstand und der translatorische Teil des Beschleunigungswiderstands sind proportional der Masse. Der rotatorische Anteil des Beschleunigungswiderstands ist gering gegenüber der Masse. Solange die Steigung positiv und die Fahrgeschwindigkeit nicht so hoch ist, dass der Luftwiderstand eine entscheidende Rolle spielt, steigt das Drehmoment proportional mit der Masse.

Das äquivalente Moment im Schubbetrieb ändert sich dagegen weniger als das Massenverhältnis. Das liegt in erster Linie daran, dass in Fahrsituationen, in denen die Begrenzung des maximalen Rekuperationsmomentes erreicht wird, das weitere Bremsmoment durch die Betriebsbremse aufgebracht wird und es dadurch zu keiner Erhöhung des Moments am Getriebe kommt.

Führt man den Vergleich mit der Simulation der Autobahnfahrt auf der A2 (Graz-Gleisdorf-Graz) durch, so zeigt sich, dass der Luftwiderstand bei den Geschwindigkeiten auf der Autobahn (ca. 130 km/h) nicht mehr als vernachlässigbare Größe angesehen werden kann.

Tabelle 28: Verhältnisse der äquivalenten Momente bei der Autobahnfahrt auf der A2

Verhältnis des äquivalenten Moments (TB/VB)	Verzahnung	Kugellager	Rollenlager
Schub	96,7%	95,2%	95,4%
Zug	94,1%	95,1%	95,0%

Das äquivalente Moment bei Autobahnfahrten ändert sich nicht proportional mit der Masse, sondern weist eine geringere Steigerung auf. Da die Belastungen der Autobahnfahrten nur einen sehr geringen Anteil an der Gesamtschädigung des MCE-Elektrozyklus ausmachen, ist der Einfluss der geringeren Änderung des äquivalenten Moments durch den Luftwiderstand auf den Gesamtzyklus nicht entscheidend.

### 5.1.2 EINFLUSS AUF DAS GESCHWINDIGKEITSPROFIL

Es stellt sich nun die Frage, ob die Beladung einen Einfluss auf das Geschwindigkeitsprofil hat. Dazu werden Messdaten der drei Fahrzeuge ausgewertet und die Geschwindigkeitsprofile beurteilt, indem die Beschleunigungswerte berechnet und untersucht werden.

Es werden Fahrten verwendet, die sowohl teilbeladen als auch vollbeladen mit gleicher Fahrweise gefahren wurden. Ziel ist es zu ermitteln, ob bei geringerer Beladung höhere Beschleunigungen gefahren werden, oder ob das Geschwindigkeitsprofil gleich bleibt. Das wird einerseits bei normaler Fahrweise untersucht und andererseits bei forciertem Fahrweise, bei der das Fahrzeug an der Leistungsgrenze betrieben wird.

Die Beschleunigungen der Fahrzeuge werden durch Differenzieren der Geschwindigkeitsverläufe ermittelt. Dafür wird wie bei der Aufbereitung der Geschwindigkeitsprofile für die Simulation (siehe Kapitel 4.2.2) vorgegangen. Bei den Fahrzeugen BMW i3 und VW e-Golf werden die Fahrgeschwindigkeiten aus der Motordrehzahl berechnet. Da beim MB250e die Drehzahlen der vier Reifen gemessen wurden, kann die Beschleunigung bei diesem Fahrzeug aus den Raddrehzahlen der nicht angetriebenen Rädern ermittelt werden, um den Fehler durch den Schlupf zu vermeiden.

Das Beschleunigungssignal schwankt sehr stark, weil es durch das Differenzieren eines diskretisierten Signals mit begrenzter Auflösung ermittelt wird. Außerdem führen kleine Schwankungen durch Messfehler zu hohen Spitzen im Beschleunigungsverlauf. Daher wird eine Mittelung der Messwerte über einen Zeitraum von 0,2 s durchgeführt, um den Verlauf zu glätten.

Das Beschleunigungsprofil wird klassiert, um ersichtlich zu machen, wie lange welche Beschleunigungswerte auftreten.

Die Beschleunigung geht linear in den Beschleunigungswiderstand und damit entscheidend in das benötigte Antriebsmoment ein. Zur Berechnung der schädigungsrelevanten Belastung des Getriebes ist entscheidend, wie viele Überrollungen mit welchem Drehmomentenniveau durchgeführt werden. Es spielt keine Rolle, wie lange ein Drehmoment auftritt, solange dabei keine Umdrehungen durchgeführt werden. Daher wird ausgewertet, wie viele Überrollungen in den einzelnen Beschleunigungsklassen durchgeführt werden und nicht wie lange diese Beschleunigungswerte in diesen Klassen auftreten.

Dafür wird die Überrollungsklassierung in Femfat Lab verwendet. Als Eingangssignale dienen der Beschleunigungsverlauf des Fahrzeugs und der Drehzahlverlauf am Abtrieb des Getriebes, die jeweils in 50 Klassen unterteilt werden. Folgende Klassengrenzen werden für alle drei Fahrzeuge gewählt:

Tabelle 29: Klassengrenzen bei der Beschleunigungsauswertung

Klassengrenzen BMW i3	Untergrenze	Obergrenze	Klassenbreite
Drehzahl in rpm	0	1100	22
Beschleunigung in m/s <sup>2</sup>	-6,375	6,125	0,25

Die Summe der Überrollungen in jeder Beschleunigungsklasse wird auf die Gesamtüberrollungszahl der Fahrt bezogen. Das Ergebnis zeigt, wieviel Prozent der Überrollungen bei welchen Beschleunigungen aufgetreten sind.

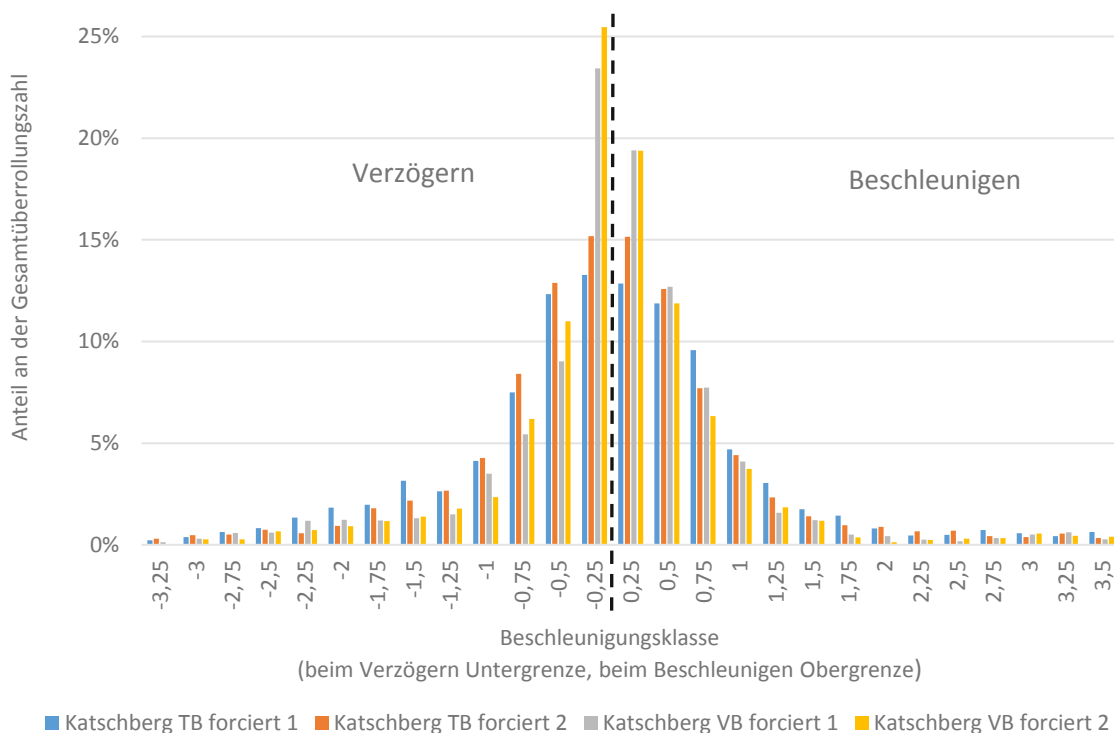


Abbildung 47: Anteile der Überrollungen der Beschleunigungsklassen bei den Katschbergfahrten des BMW i3 mit forciertes Fahrweise

Die Ergebnisse der Katschbergfahrten mit forcierter Fahrweise sind in Abbildung 47 dargestellt. Bei den Fahrten mit voller Beladung (gelbe und graue Balken) treten im Zug- und im Schubbetrieb tendenziell niedrigere Beschleunigungswerte auf als bei Teilbeladung (blaue und orange Balken). Das deutet darauf hin, dass durch die höhere Masse nicht so schnell beschleunigt werden kann.

Das Bremsmoment im Schubbetrieb wird zum Teil vom Motor (rekuperieren) und zum Teil von der Betriebsbremse aufgebracht, wobei das Moment der Betriebsbremse nicht über das Getriebe übertragen wird. Höhere Verzögerungswerte müssen daher nicht zwingend zu höheren Belastungen des Getriebes führen. Deshalb werden im Folgenden nur die Klassen mit positiven Beschleunigungen betrachtet.

Um die Fahrten besser vergleichen zu können, werden die Durchschnittsbeschleunigungen der Fahrten bestimmt. Dazu wird die Überrollungszahl jeder Beschleunigungsklasse mit dem Mittelwert aus Obergrenze und Untergrenze der Beschleunigungsklasse multipliziert und anschließend durch die Gesamtüberrollungszahl der Beschleunigungsvorgänge dividiert. Das entspricht einer Mittelung der positiven Beschleunigungswerte über den Weg.

Es werden die mittleren Beschleunigungswerte der Fahrten auf den gleichen Strecken aber mit unterschiedlicher Masse gegenübergestellt, um den Einfluss der Masse auf die Beschleunigung zu sehen.

Die Massenverhältnisse zwischen den beiden Beladungsarten betragen bei den Fahrten:

*Tabelle 30: Verhältnis der Massen bei Vollbeladung zur Teilbeladung*

Fahrzeug	BMW i3	MB250e	e-Golf
Massenverhältnis TB/VB	0,93	0,93	0,88

## ERGEBNISSE

BMW i3:

- normale Fahrweise

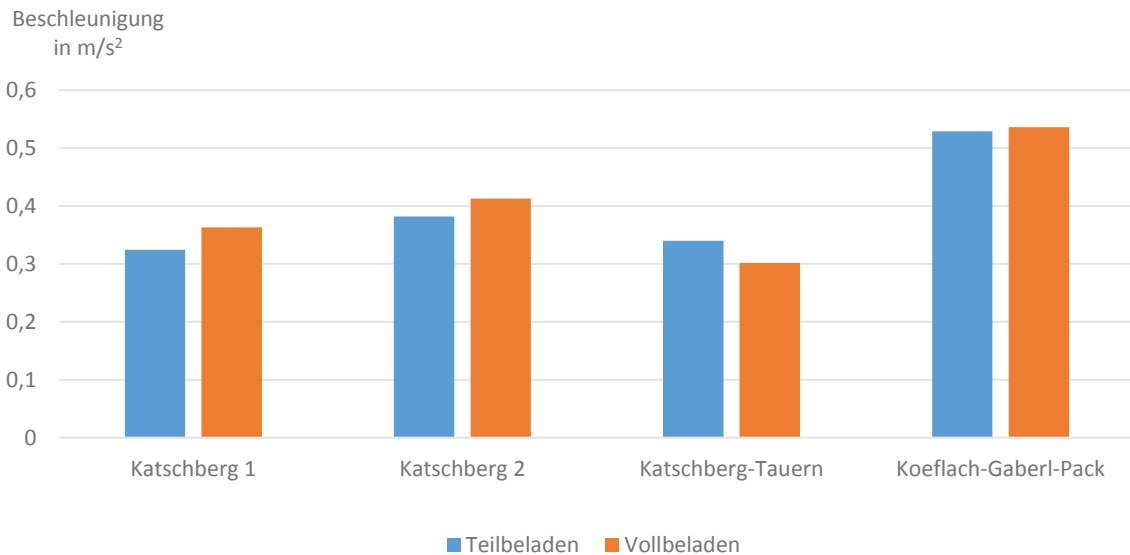


Abbildung 48: Vergleich der Durchschnittsbeschleunigungen zwischen Voll- und Teilbeladung bei Fahrten mit normaler Fahrweise des BMW i3

- forcierte Fahrweise

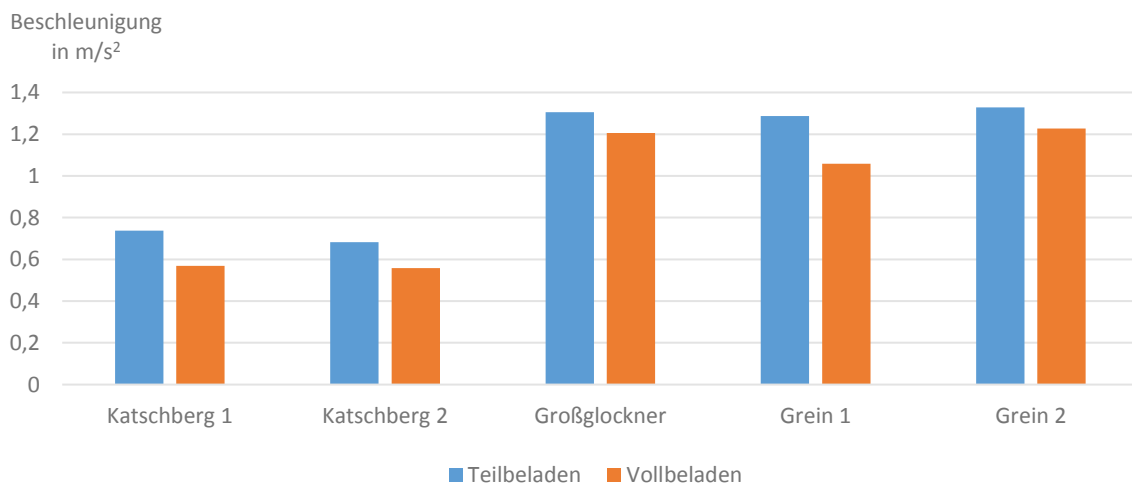


Abbildung 49: Vergleich der Durchschnittsbeschleunigungen zwischen Voll- und Teilbeladung bei Fahrten mit forciertem Fahrweise des BMW i3

Die durchschnittliche Beschleunigung bei normaler Fahrt ändert sich beim BMW i3 zwischen vollbeladener Fahrt und teilbeladener Fahrt nicht signifikant. Dagegen ist bei forciertem Fahrweise ein deutlicher Unterschied zwischen Voll- und Teilbeladung erkennbar: Bei größerer Masse nehmen die Beschleunigungswerte ab.

MB250e:

- normale Fahrweise

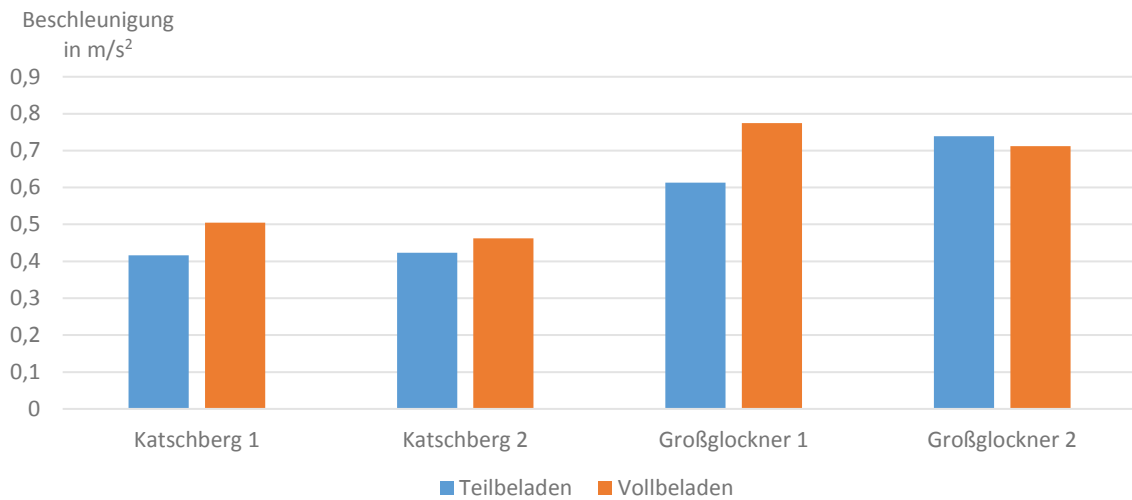


Abbildung 50: Vergleich der Durchschnittsbeschleunigungen zwischen Voll- und Teilbeladung bei Fahrten mit normaler Fahrweise des MB250e

Bei den Normalfahrten des MB250e sind die Durchschnittsbeschleunigungswerte bei vollbeladenem PKW tendenziell höher als bei Teilbeladung. Es ist davon auszugehen, dass das an Verkehrseinflüssen liegt.

- forcierte Fahrweise

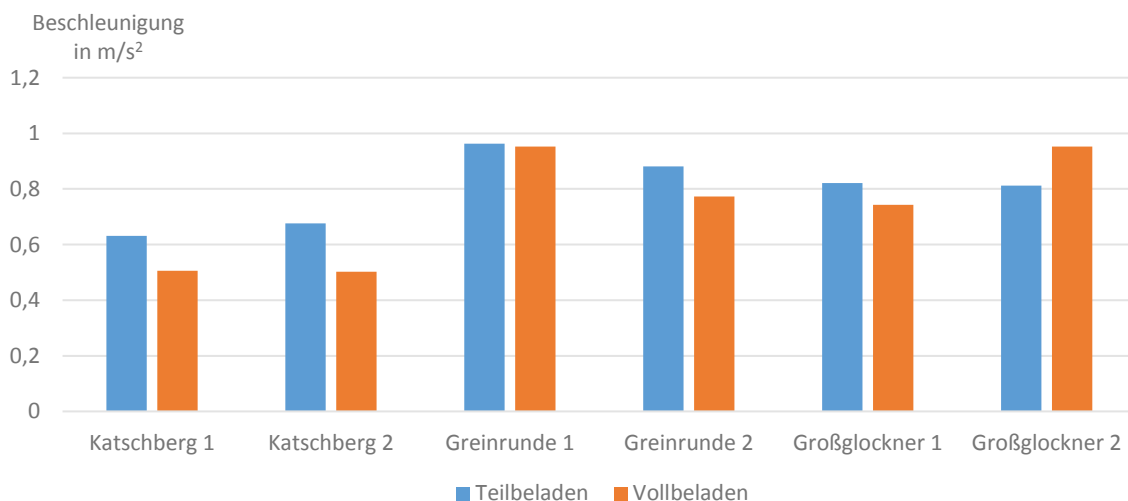


Abbildung 51: Vergleich der Durchschnittsbeschleunigungen zwischen Voll- und Teilbeladung bei Fahrten mit forcierte Fahrweise des MB250e

Bei den forcierten Fahrten sind die Beschleunigungen bei Vollbeladung tendenziell niedriger (wie beim BMW i3).

Die Ergebnisse der Großglocknerstrecken zeigen stark streuende Ergebnisse, weil diese Fahrten bei starkem Verkehrsaufkommen durchgeführt wurden. Es ist anzunehmen, dass das auch der Grund ist, weshalb bei der zweiten forcierten Großglocknerfahrt mit dem schwereren PKW höhere Beschleunigungswerte gefahren wurden. Insgesamt zeigt sich allerdings, dass erst bei forciertem Fahrt die Massenänderung einen Einfluss auf das Geschwindigkeitsprofil hat und bei normaler Fahrweise auch bei höherer Beladung das gleiche Geschwindigkeitsprofil gefahren werden kann (wie bei dem BMW i3).

VW e-Golf:

- normale Fahrweise

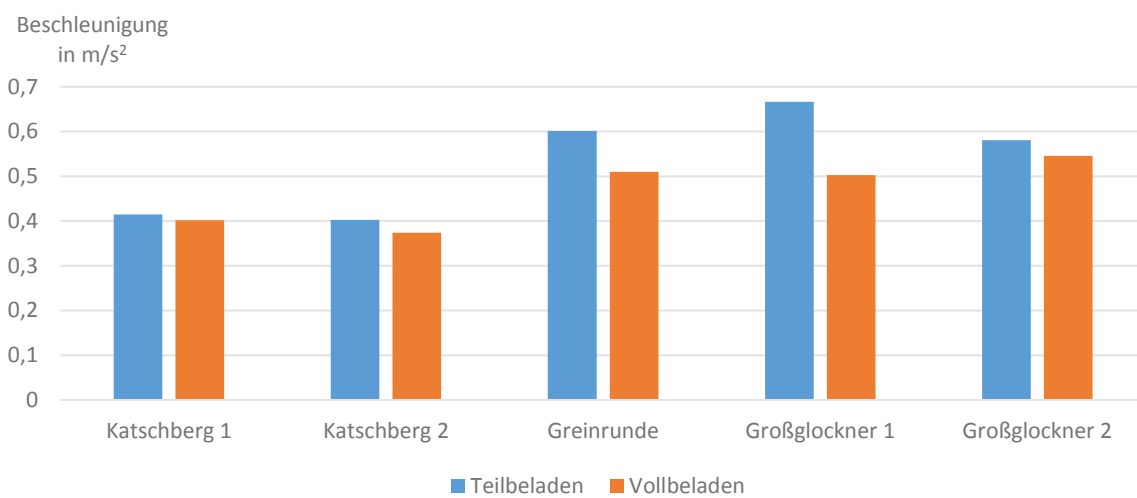


Abbildung 52: Vergleich der Durchschnittsbeschleunigungen zwischen Voll- und Teilbeladung bei Fahrten mit normaler Fahrweise des VW e-Golf

- forcierte Fahrweise

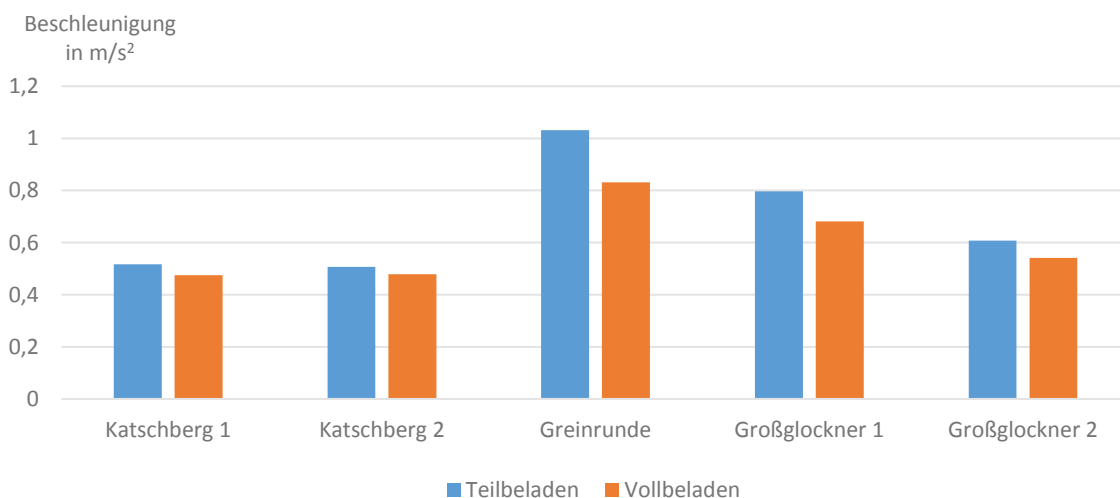


Abbildung 53: Vergleich der Durchschnittsbeschleunigungen zwischen Voll- und Teilbeladung bei Fahrten mit forciertem Fahrtweise des VW e-Golf

Beim VW e-Golf ist im Gegensatz zu den anderen beiden Fahrzeugen bereits bei normaler Fahrweise eine Reduktion der Beschleunigungswerte erkennbar. Das liegt an der deutlich geringeren Leistungsdichte (Leistung / Fahrzeugmasse) dieses Autos. Der VW e-Golf wird bereits bei normaler Fahrt näher an der Maximalleistung betrieben als die anderen beiden Fahrzeuge. Es kommt bei Passstrecken bereits bei normaler Fahrweise zu Limitierungen der Antriebsleistung. Das führt dazu, dass mit voller Beladung das Geschwindigkeitsprofil der teilbeladenen Fahrt nicht mehr gefahren werden kann.

*Tabelle 31: Leistungsdichte der Elektroautos*

Fahrzeug	BMW i3	MB250e	e-Golf
Leistungsdichte bei VB in kW/t	72	61	43

Zusammenfassung: Die Messergebnisse aller drei PKW zeigen, dass bei forcierter Fahrt durch Begrenzungen der Antriebsleistungen niedrigere Beschleunigungen auftreten. Bei Fahrzeugen mit geringer Leistungsdichte (wie dem VW e-Golf) treten diese Effekte bereits bei normaler Fahrweise auf. Durch die niedrigeren Beschleunigungswerte bei höherer Fahrzeugmasse kommt es nicht zu einem proportionalen Anstieg des Moments mit der Fahrzeugmasse. Dieser Effekt soll in der Folge durch die Ermittlung der Änderung des äquivalenten Moments bei steigender Fahrzeugmasse gezeigt werden.

### 5.1.3 VERGLEICH NORMALE UND FORCIERTE FAHRWEISE

Es werden die Fahrten auf den Katschberg und auf den Großglockner herangezogen, da nur diese Strecken sowohl mit Voll- und Teilbeladung als auch mit normaler und forcierter Fahrweise gefahren wurden. Bei diesen Strecken wird wieder (wie in Kapitel 5.1.1) das Verhältnis des äquivalenten Moments zwischen der Teilbeladung und der Vollbeladung für Kugellager, Rollenlager und Verzahnungen aus den Messdaten ermittelt (bei den Katschbergstrecken jeweils auf Basis der Mittelwerte der beiden gleichartigen Fahrten).

In Abbildung 54 sind für alle Strecken die Verhältnisse der äquivalenten Momente von Kugellagern für forcierter Fahrweise (orange Balken) und normale Fahrweise (blaue Balken) dem Massenverhältnis (grauer Balken) gegenübergestellt.



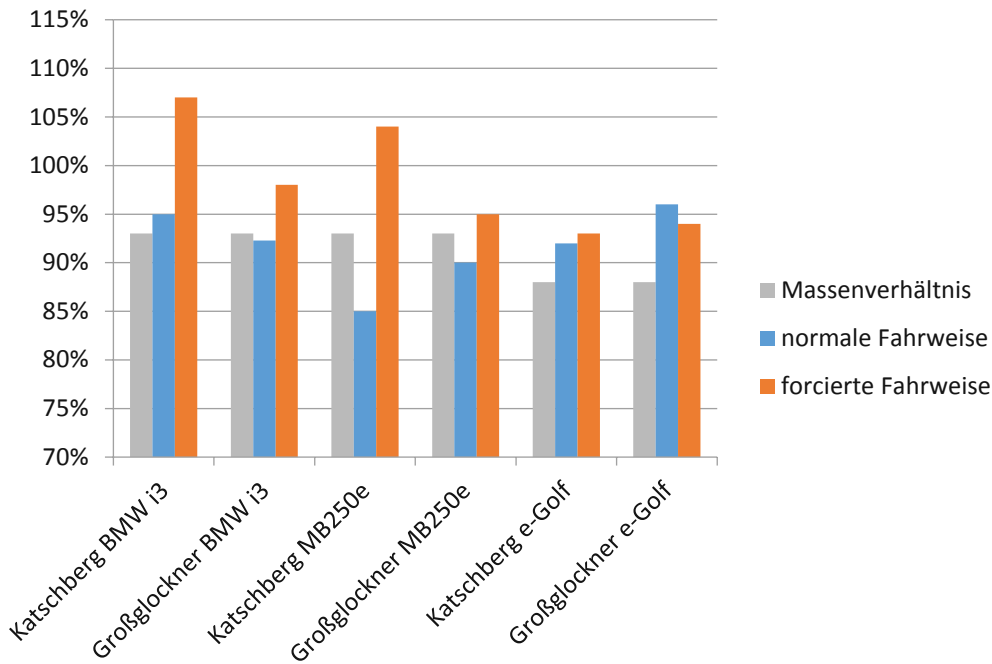


Abbildung 54: Verhältnisse der äquivalenten Momente (TB/VB) für Kugellager bei normaler und forcierter Fahrweise

Die Ergebnisse für Verzahnungen sind im Anhang Abschnitt A.7 ersichtlich.

#### Ergebnisse bei normaler Fahrweise

- Bei den Fahrten des BMW i3 liegt das Verhältnis des äquivalenten Moments auf der Höhe des Verhältnisses der Massen. Das deckt sich mit den Erkenntnissen aus der Simulation.
- Beim MB250e liegen die Werte sogar deutlich unter jenen des Massenverhältnisses. Das lässt sich nur durch unterschiedliches Verkehrsaufkommen erklären.
- Nur beim VW e-Golf ändert sich das äquivalente Moment weniger als die Fahrzeugmasse. Das ist aufgrund der geringeren Beschleunigungswerte bei höherer Masse zu erwarten gewesen.

#### Ergebnisse bei forcierter Fahrweise:

- Die Ergebnisse bestätigen die Erkenntnisse aus der Beschleunigungsauswertung. Aufgrund der niedrigeren Beschleunigungen bei höherer Masse (durch die Limitierungen der Antriebsleistung und des Antriebsmoments) ist bei forcierter Fahrweise das äquivalente Moment nicht mehr proportional der Masse des Fahrzeugs.
- Bei den Katschbergfahrten des BMW i3 und des MB250e ist die Belastung bei Teilbeladung sogar höher als bei Vollbeladung. Die Ursache für dieses überraschende Ergebnis soll im Folgenden untersucht werden.

Um den Grund für die höhere Belastung bei geringerer Masse zu zeigen, werden die Zeitverläufe der Messfahrten auf den Katschberg mit dem BMW i3 betrachtet.

Vergleicht man die Drehmomentenverläufe der ersten TB-Fahrt (Abbildung 55, schwarze Linie) mit dem Drehmomentenverlauf der ersten VB-Fahrt (Abbildung 56, schwarze Linie) ist erkennbar, dass es speziell im Bereich zwischen 100s und 250s Fahrzeit zu höheren Drehmomenten bei der TB-Fahrt kommt. Die blauen Linien zeigen die Fahrpedalstellungen der beiden Fahrten. Der Anteil an Volllaststellung ist bei der VB-Fahrt deutlich höher als bei der TB-Fahrt. Die Unterschiede des Drehmoments kommen offensichtlich nicht von der Fahrweise des Testfahrers. Betrachtet man den Bereich von 100s - 250s Fahrzeit bei den Verläufen der Motorleistung, so ist erkennbar, dass bei 100% Fahrpedalstellung bei der VB-Fahrt nicht die maximale Motorleistung abgerufen wird. Die Motorleistung nimmt unter der dauerhaft hohen Belastung von der Maximalleistung von 125 kW auf ca 40 kW ab. Die Antriebsleistung wird von der Steuereinheit des Fahrzeugs so drastisch reduziert, um ein Überhitzen der Komponenten (Motor oder Batterie) zu verhindern.

Die Limitierung der Antriebsleistung tritt bei der TB-Fahrt nicht so stark auf, bei maximaler Fahrpedalstellung werden immer mindestens 100 kW Antriebsleistung abgerufen. Es ist ersichtlich, dass die stärkere Limitierung der Antriebsleistung für die niedrigere Belastung bei VB Fahrt verantwortlich ist.

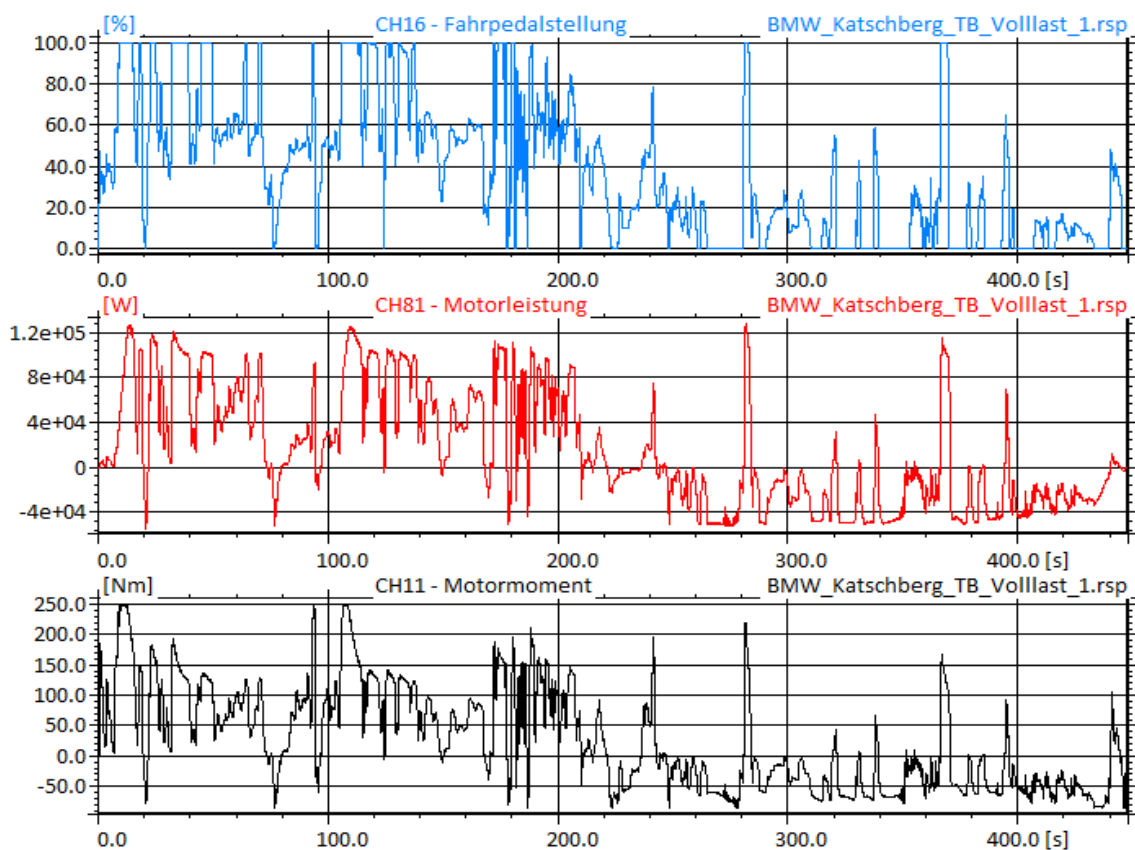


Abbildung 55: Messsignale bei der TB-Katschbergfahrt

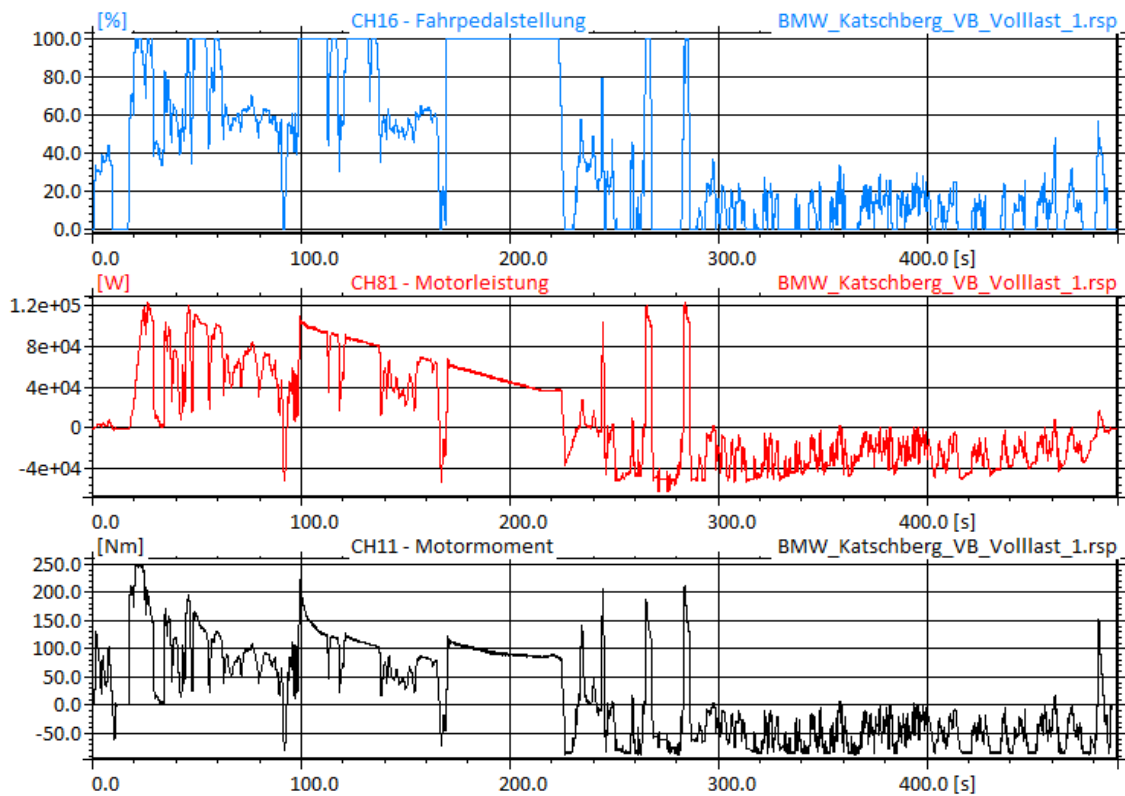


Abbildung 56: Messsignale bei der VB-Katschbergfahrt

Einen Einfluss könnte die Temperatur der Komponenten bei Beginn der Fahrt haben.

In folgender Reihenfolge wurden die Messfahrten am Katschberg gefahren.

Tabelle 32: Reihenfolge Katschbergfahrten

1.	TB	normal
2.	TB	normal
3.	TB	forciert
4.	TB	forciert
5.	VB	normal
6.	VB	normal
7.	VB	forciert
8.	VB	forciert

In Abbildung 55 und Abbildung 56 sind die Messwerte der Fahrt 3 und der Fahrt 7 gegenübergestellt.

Zwischen der letzten TB-Fahrt und der ersten VB-Fahrt wurden 53 min Pause gemacht. Die TB-Fahrten dürften daher keinen Einfluss auf die VB-Fahrten haben.

---

Allerdings könnten die Starttemperaturen von Motor und Kühlflüssigkeit bei den VB-Fahrten mit forciertem Fahrweise etwas höher gewesen sein, da der Leistungsbedarf mit vollbeladenem Fahrzeug bei normal gefahrenen Testfahrten höher ist als mit teilbeladenem Fahrzeug.

Ein weiterer Grund könnte sein, dass bei der VB-Fahrt in den ersten 100 Fahrsekunden etwas höhere Leistungen angefordert wurden und es dadurch in dem Bereich ab 100 s früher zu einer Limitierung der Motorleistung gekommen ist, weil die Maximaltemperatur der Komponenten früher erreicht war. Dadurch kam es in einem Streckenteil zu einer stärkeren Limitierung, in dem ohne Limitierung sehr hohe Momente abgerufen worden wären.

Der Grund für die deutlich stärkere Limitierung der Antriebsleistung bei den VB-Fahrten kann aber nicht eindeutig geklärt werden, weil die Temperaturen des Motors, des Akkus und der Kühlflüssigkeit nicht gemessen wurden.

Allerdings zeigen die Messungen auf Großglockner und Katschberg eindeutig, dass beim Betrieb an der Leistungsgrenze Effekte durch die Limitierung der Antriebsleistung eine deutlich größere Rolle auf die Belastung spielen als eine Massenänderung des Fahrzeugs.

Um diese Effekte mit einer Simulation erfassen zu können, müsste eine veränderliche Maximalleistung des Motors im Modell berücksichtigt werden. Die maximale Dauerleistung von Elektromotoren ist deutlich geringer als die kurzfristig abrufbare Spitzenleistung. Auch die Batterien können nur kurzfristig die maximale Leistung abgeben, weil sie in einem definierten Temperaturbereich gehalten werden müssen und die Abwärme bei Maximalleistung durch die Kühlung nicht abgeführt werden kann. Bei den Messdaten des BMW i3 hat sich gezeigt, dass die maximal abrufbare Leistung bei langer und hoher Belastung des Motors auf ca. ein Drittel der Spitzenleistung reduziert wird, um ein Überhitzen von Elektromotor, Leistungselektronik und Batterie zu verhindern. Die Kühlung der Komponenten hat dadurch indirekt einen Einfluss auf die Getriebebelastung.

Um das Verhalten genauer untersuchen zu können, wäre ein thermisches Modell des Motors, des Inverters und der Batterie in der Simulation erforderlich. Die Parametrisierung eines solchen Modells ist aber mit den vorhandenen Messdaten nicht möglich.

#### 5.1.4 ZUSAMMENFASSUNG

Das Moment am Getriebe ändert sich annähernd proportional mit der Masse des Fahrzeugs, solange es zu keiner Limitierung der Antriebsleistung oder des Antriebsmoments kommt und die Fahrgeschwindigkeit nicht so hoch ist, dass der Luftwiderstand eine entscheidende Rolle spielt. Das ist bei

---

Fahrzeugen mit hoher Leistungsdichte (z.B. BMW i3) bei normal gefahrenen Fahrten (mit Ausnahme der Autobahnfahrten) der Fall.

Kommt es allerdings zu einer Limitierung der Antriebsleistung, dann können bei höherer Fahrzeugmasse nicht mehr so hohe Beschleunigungswerte gefahren werden und dadurch steigt das Moment nicht mehr proportional mit der Masse, sondern weniger. Zu einer Begrenzung der Leistung kann es bei Elektroautos bereits unterhalb der Maximalleistung kommen, weil die zulässige Dauerleistung des Motors und der Batterie deutlich unter der Maximalleistung liegt. Wird ein Fahrzeug an seiner Leistungsgrenze betrieben, hat eine Massenänderung kaum mehr einen Einfluss auf die Belastung des Getriebes. Es kann sogar unter gewissen Umständen dazu kommen, dass die Belastung beim schwereren PKW geringer ist, wenn es zu einer stärkeren Limitierung der Leistung und dadurch zu geringeren Spitzenlasten kommt.

## 5.2 KOMBINATION AUS FAHRZEUGMASSE, DREHMOMENT UND LEISTUNG

Bei der Entwicklung eines Getriebes wäre es wünschenswert, aus den Fahrzeugparametern die Lastdaten abschätzen zu können. Dazu werden im Folgenden die äquivalenten Momente des MCE-Elektrozyklus der drei Fahrzeuge mit den Fahrzeugparametern Fahrzeugmasse, Antriebsmoment und Motorleistung in Verbindung gebracht. Diese drei Größen sind bei der Auslegung eines Fahrzeugs von Beginn an bereits ungefähr bekannt und es kann davon ausgegangen werden, dass diese Parameter die Belastung am Getriebe am meisten beeinflussen.

Da das Rekuperationsverhalten der Fahrzeuge sehr unterschiedlich ist, werden nur die äquivalenten Momente im Zugbetrieb betrachtet.

Es werden die äquivalenten Momente des MCE-Elektrozyklus, die nach Miner-Elementar und mit einer Referenzlastspielzahl von  $3 \cdot 10^6$  ausgewertet wurden, herangezogen:

*Tabelle 33: Äquivalente Momente im Zugbetrieb beim MCE-Elektrozyklus*

äquivalentes Moment im Zugbetrieb	BMW i3	VW e-Golf	MB250e
Kugellager	1305	1305	1498
Verzahnung	1337	1328	1521

Ziel ist es, die äquivalenten Momente direkt aus den Fahrzeugparametern zu berechnen.

Dazu werden das maximale Drehmoment am Abtrieb, das zulässige Gesamtgewicht und die maximale Leistung des Motors des Fahrzeugs verwendet. Es wird das maximale Abtriebsmoment und nicht das maximale Motormoment herangezogen, weil das äquivalente Moment ebenfalls am Abtrieb des Getriebes bestimmt wurde.

*Tabelle 34: Fahrzeugparameter zur Berechnung des äquivalenten Moments*

Fahrzeugparameter	BMW i3	VW e-Golf	MB250e
Maximales Drehmoment Abtrieb in Nm	2416	2598	3310
zulässiges Gesamtgewicht in kg	1730	1980	2170
maximale Leistung in kW	125	85	132
Leistungsdichte in kW/t	72	43	61

Die drei Parameter maximales Drehmoment, Gesamtmasse und maximale Leistung sollen durch Multiplikation mit konstanten Faktoren die äquivalenten Momente der drei Fahrzeuge ergeben. Diese Berechnung wird getrennt für Verzahnungen und Lager durchgeführt.

$$a \cdot \underline{M}_{max} + b \cdot \underline{m} + c \cdot \underline{P}_{max} = \underline{M}_{\text{äqu}_Lager} \quad (5.2)$$

a, b, c..... konstante Faktoren in -

$\underline{M}_{max}$  ..... Vektor der maximalen Momente am Abtrieb in Nm

$\underline{m}$  ..... Vektor der zulässigen Gesamtgewichte in kg

$\underline{P}_{max}$  ..... Vektor der maximalen Motorleistungen in kW

$\underline{M}_{\text{äqu}_Lager}$  ... Vektor der äquivalenten Momente des MCE-Elektrozyklus für Kugellager im Zugbetrieb in Nm

$$d \cdot \underline{M}_{max} + e \cdot \underline{m} + f \cdot \underline{P}_{max} = \underline{M}_{\text{äqu}_Verzahnung} \quad (5.3)$$

d,e,f ..... konstante Faktoren in -

$\underline{M}_{\text{äqu}_Verzahnung}$  ... Vektor der äquivalenten Momente des MCE-Elektrozyklus für Verzahnungen im Zugbetrieb in Nm

Die angeführten Vektoren bestehen aus drei Zeilen und einer Spalte. Die erste Zeile enthält immer den Wert des BMW i3, die zweite den des VW e-Golf und die dritte den des MB250e.

Die analytische Lösung der beiden Gleichungssysteme liefert:

*Tabelle 35: Faktoren zur Berechnung der äquivalenten Momente aus den Fahrzeugparametern  
Antriebsmoment, Masse und Leistung*

Faktoren	max. Abtriebsmoment	zulässige Gesamtmasse	max. Motorleistung
Kugellager	a = - 0,17	b = 0,72	c = 3,71
Verzahnungen	d = - 0,2	e = 0,76	f = 4,06

Diese Kombination ergibt keine sinnvolle Lösung, weil für das Abtriebsmoment negative Faktoren auftreten und das bei einem höheren maximalen Abtriebsmoment eine geringere Belastung bedeuten würde.

Bei den Auswertungen der Beschleunigungswerte hat sich gezeigt, dass es bei einer geringen Leistungsdichte zu einem Abfall der Beschleunigungswerte kommt. Daher wird der Ansatz gewählt, anstatt der Leistung des Motors die Leistungsdichte des Fahrzeugs für die Berechnung des äquivalenten Moments heranzuziehen.

$$a \cdot \underline{M}_{max} + b \cdot \underline{m} + c \cdot \underline{p}_{max} = \underline{M}_{\text{äqu}_Lager} \quad (5.4)$$

$\underline{p}_{max}$  ..... Vektor der Leistungsdichten in kW/kg

$$d \cdot \underline{M}_{max} + e \cdot \underline{m} + f \cdot \underline{p}_{max} = \underline{M}_{\text{äqu}}_{\text{Verzahnung}} \quad (5.5)$$

Löst man die Gleichungssysteme, so ergeben sich folgende Faktoren:

Tabelle 36: Faktoren zur Berechnung der äquivalenten Momente aus den Fahrzeugparametern  
Antriebsmoment, Masse und Leistungsdichte

Faktoren	max. Abtriebsmoment	zulässige Gesamtmasse	Leistungsdichte
Kugellager	a = 0,006	b = 0,549	c = 4,70
Verzahnungen	d = - 0,01	e = 0,573	f = 5,13

Die Faktoren des maximalen Abtriebsmoments sind sehr gering. Diese Faktoren werden auf null gesetzt und im Gegenzug die anderen beiden Parameter bestmöglich angepasst.

Tabelle 37: Faktoren zur Berechnung der äquivalenten Momente aus den Fahrzeugparametern Masse und Leistungsdichte

Faktoren	zulässige Gesamtmasse	Leistungsdichte
Kugellager	b = 0,558	c = 4,70
Verzahnungen	e = 0,558	f = 5,13

Die äquivalenten Momente weichen durch diese Anpassung weniger als 0,2 % von den tatsächlich ermittelten Werten ab.

Das Ergebnis lässt darauf schließen, dass bei diesen Fahrzeugen das maximale Abtriebsmoment wenig bis gar keinen Einfluss auf die Belastung des Zyklus hat. Das liegt daran, dass das maximale Abtriebsmoment fast nie abgerufen wird.

Betrachtet man die Überrollungsklassierung des MCE-Elektrozyklus (ohne dem Nardo-Fahrprogramm) des VW e-Golf in Abbildung 59 auf Seite 113 ist erkennbar, dass die maximale Leistung oft abgerufen wurde, aber das maximale Abtriebsmoment fast nie auftritt. Es wurden alle Fahrten mit normaler Fahrweise gefahren und daher kaum Vollastbeschleunigungen aus dem Stillstand durchgeführt.

Auch bei der Fahrt auf der Nardo-Hochgeschwindigkeitsstrecke tritt nur beim ersten Beschleunigungsvorgang das Maximalmoment auf, bei allen weiteren wird das Drehmoment durch die Begrenzung der maximalen Leistung beschränkt.

Die Frage ist, ob das dem Fahrverhalten eines durchschnittlichen Kunden entspricht oder ob mit Elektroautos mehr Vollastbeschleunigungen aus dem Stillstand gefahren werden. Geht man von einer höheren Anzahl an Beschleunigungsvorgängen aus, könnte das entweder im Nardo-Fahrprogramm be-



rücksichtigt werden, oder es könnten forcierte Stadtfahrten in den Zyklus aufgenommen werden, denn bei diesen treten häufig Vollastbeschleunigungen aus dem Stillstand auf. Dann wäre der Einfluss des Maximalmoments des Motors nicht mehr vernachlässigbar. Um zu entscheiden, ob für Elektroautos eine weitere Anpassung des Zyklus notwendig ist, sind aber zuerst Untersuchungen zur Fahrweise der Kunden notwendig.

Werden für den MCE-Elektrozyklus nur Fahrten mit normaler Fahrweise verwendet und das Nardo Elektro-Fahrprogramm durchgeführt, dann können die äquivalenten Momente im Zugbetrieb folgendermaßen abgeschätzt werden:

äquivalentes Moment im Zugbetrieb für Kugellager:

$$\text{äqu. Moment} \approx \left( 0,56 \cdot \frac{\text{Masse}}{\text{kg}} + 4,7 \cdot \frac{\text{Leistungsdichte}}{\frac{\text{W}}{\text{kg}}} \right) \cdot \text{Nm} \quad (5.6)$$

äquivalentes Moment im Zugbetrieb für Verzahnungen:

$$\text{äqu. Moment} \approx \left( 0,56 \cdot \frac{\text{Masse}}{\text{kg}} + 5,13 \cdot \frac{\text{Leistungsdichte}}{\frac{\text{W}}{\text{kg}}} \right) \cdot \text{Nm} \quad (5.7)$$

## 5.3 REKUPERATION

### 5.3.1 REKUPERATIONSVERHALTEN

In diesem Abschnitt werden das unterschiedliche Rekuperationsverhalten der drei Fahrzeuge und die daraus resultierenden Belastungen auf die Getriebekomponenten untersucht.

Es wird bei allen drei Fahrzeugen das Rekuperationsmoment aus den Messdaten ermittelt.

Beim BMW i3 ist auffällig, dass ein Rekuperationsmoment von etwa 88 Nm nie überschritten wird. Der Grund für diese strikte Limitierung könnte sein, dass der BMW i3 das Moment ausschließlich auf der Hinterachse aufbringt. Ein höheres Bremsmoment auf der Hinterachse ohne ein Bremsen auf der Vorderachse könnte zu Stabilitätsproblemen bei der Fahrdynamik (Überbremsen der Hinterachse) führen. Das maximale Rekuperationsmoment wird bereits aufgebracht, wenn weder Fahr- noch Bremspedal betätigt werden. Ein Betätigen des Bremspedals hat nur auf die Betriebsbremse einen Effekt.

Das Rekuperationsverhalten kann beim BMW i3 nicht eingestellt werden.

Bei den Fahrzeugen MB250e und VW e-Golf wird, wenn während der Fahrt weder das Fahr- noch des Bremspedal betätigt wird, ein Rekuperationsmoment von 65 Nm bei der stärksten Rekuperationsstufe aufgebracht. Diese Limitierung kann durch die Wahl eines anderen Rekuperationsmodus verändert werden (in Abbildung 57 liegt die Begrenzung bei 50 Nm). Allerdings wird bei Betätigung des Bremspedals bei diesen beiden Fahrzeugen das Plateau überschritten und mit deutlich höheren Momenten rekuperiert. Die Abbildung 57 zeigt die Verläufe von Drehmoment (schwarze Linie) und Bremspedalstellung (rote Linie) bei der Bergabfahrt vom Katschberg des VW e-Golf.

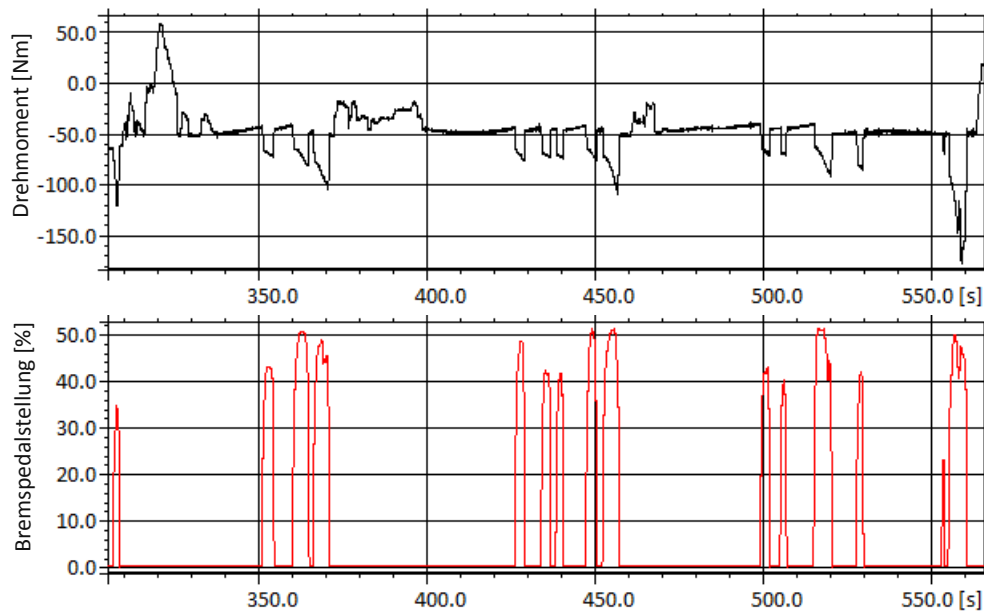


Abbildung 57: Rekuperationsverhalten des VW e-Golf bei der Katschbergstrecke

Es ist ersichtlich, dass sich das Moment und damit auch die Rekuperationsleistung bei der Betätigung des Bremspedals sprunghaft ändern. Die Begrenzung des Rekuperationsmoments ist offensichtlich nicht durch die Komponenten des Antriebsstrangs (Batterie, Leistungselektronik, Motor) bedingt, sondern ist im gewünschten Fahrverhalten der Autos begründet und wird von der Steuereinheit des Fahrzeugs vorgegeben. Dadurch hat die Rekuperationsstrategie des Fahrzeugs (die in der Software vorgegeben wird) einen Einfluss auf die Belastung des Getriebes im Schubbetrieb.

Zusätzlich zur Begrenzung des Rekuperationsmoments besteht auch eine Limitierung der Rekuperationsleistung die beim BMW i3 und VW e-Golf 50 kW und beim MB250e 40 kW beträgt.

### 5.3.2 BELASTUNG IM SCHUBBETRIEB

Bei Betrachtung der Klassiermatrizen des MCE-Elektrozyklus (BMW i3 in Abbildung 58, VW e-Golf in Abbildung 59 und MB250e in Abbildung 60) ist ersichtlich, dass bei jenem Drehmomentenwert, der

bei 0% Fahrpedalstellung abgerufen wird, sehr viele Überrollungen durchgeführt werden. Drehmomente über diesem Wert treten beim BMW i3, wie oben beschrieben, gar nicht auf. Beim VW e-Golf und beim MB250e wird dieser Wert überschritten, aber die Rekuperationsmomente sind dennoch deutlich geringer als die Momente im Zugbetrieb und es treten dabei auch weniger Überrollungen auf.

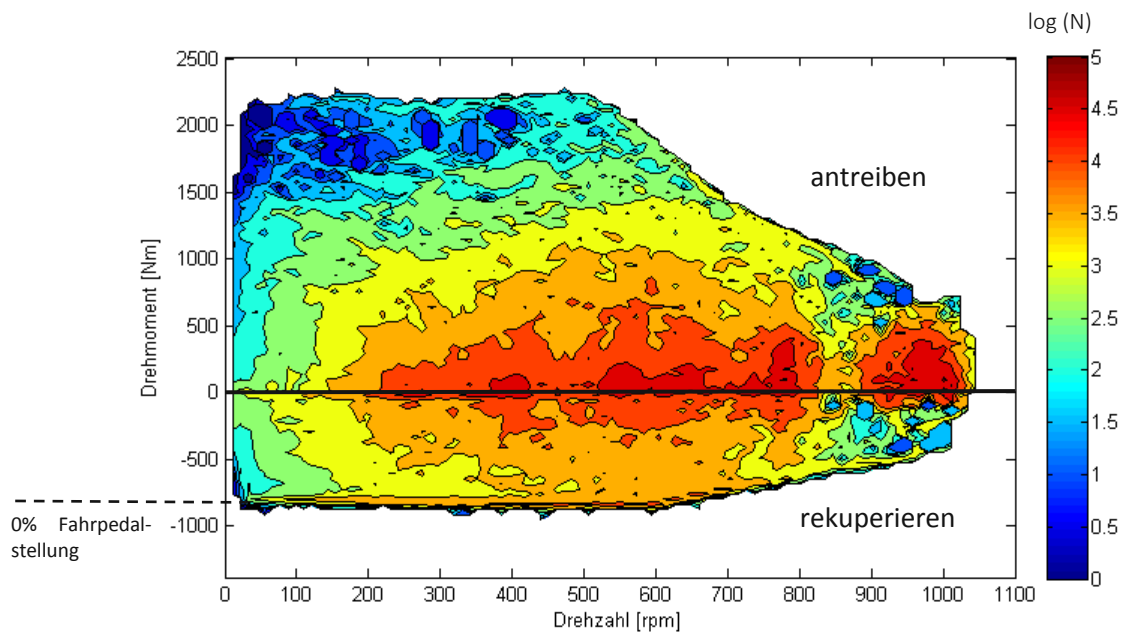


Abbildung 58: Klassiermatrix des MCE-Elektrozyklus ohne das Nardo-Fahrprogramm beim BMW i3

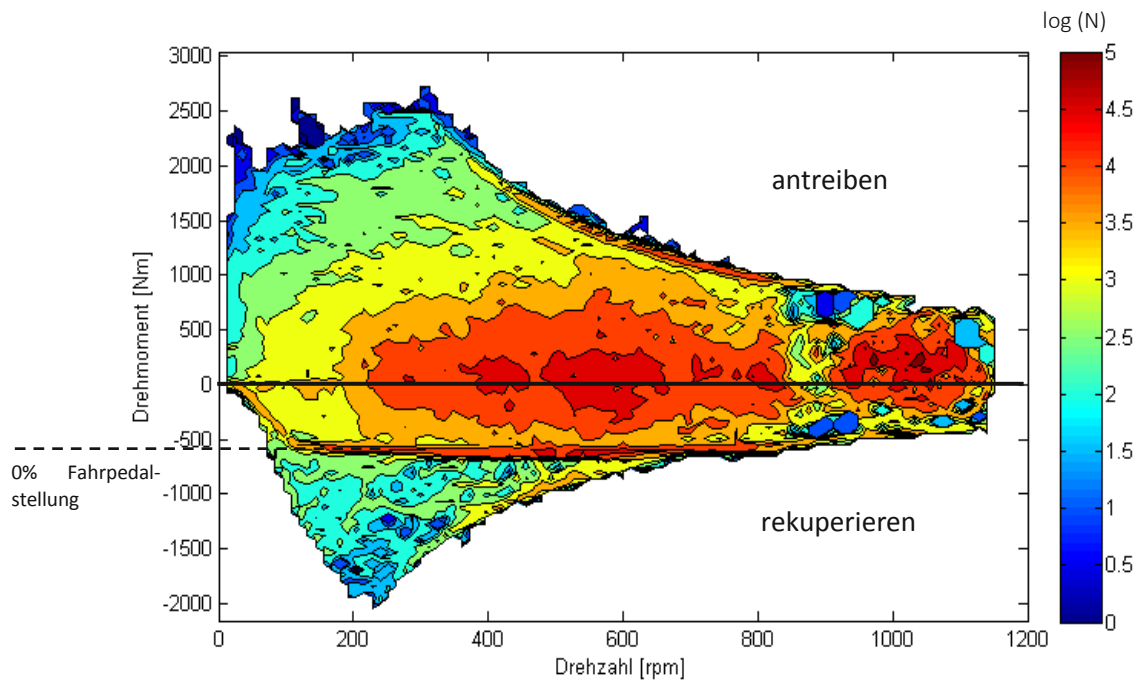


Abbildung 59: Klassiermatrix des MCE-Elektrozyklus ohne das Nardo-Fahrprogramm beim VW e-Golf

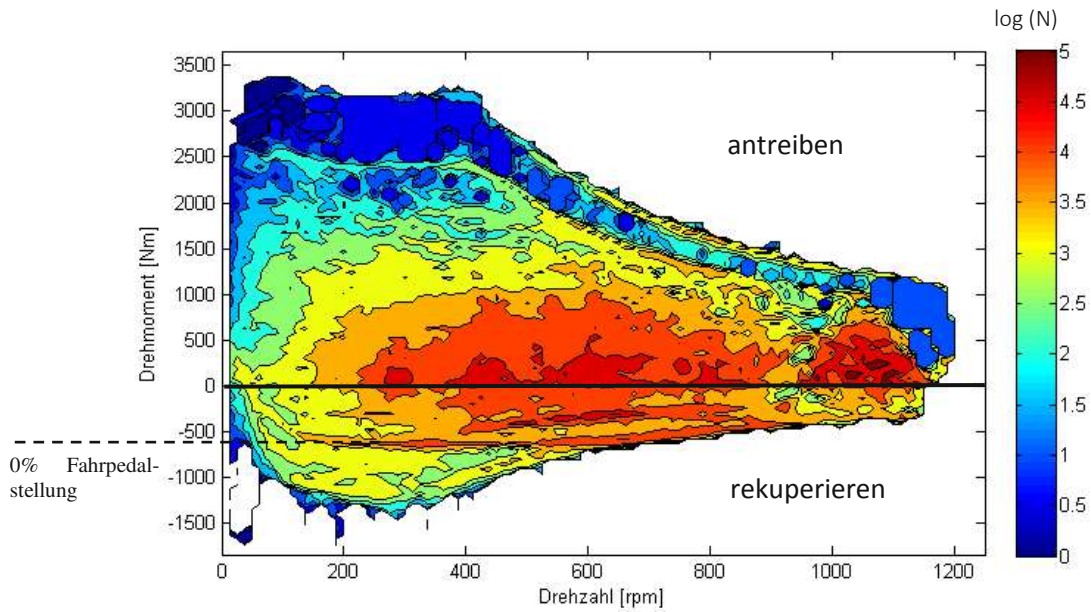


Abbildung 60: Klassiermatrix des MCE-Elektrozyklus ohne das Nardo-Fahrprogramm beim MB250e

Vergleich der äquivalenten Momente des MCE-Elektrozyklus im Schubbetrieb:

Tabelle 38: Äquivalente Momente im Schubbetrieb

Äquivalente Momente in Nm	BMW i3	VW e-Golf	MB250e
Kugellager	733	763	689
Rollenlager	725	754	684
Verzahnungen	721	816	730

Obwohl der MB250e das schwerste Fahrzeug ist, weist er für Lager die mit Abstand geringsten Belastungen auf. Die höhere Masse spielt keine Rolle, weil das zusätzliche Bremsmoment, das dadurch benötigt wird, von der Betriebsbremse aufgebracht wird.

Die Verzahnungen sind sensibel auf Spitzenlasten. Deshalb ist das äquivalente Moment für Verzahnungen beim BMW i3, bei dem das Moment von 88 Nm am Motor nie überschritten wird, am geringsten. Bei den beiden Fahrzeugen mit Vorderachsantrieb führen die Spitzenlasten beim Betätigen des Bremspedals für Verzahnungen zu höheren äquivalenten Momenten als für Lager.

Wie sich bereits bei der Auswertung des MCE-Elektrozyklus gezeigt hat (siehe Tabelle 11 auf Seite 31) ist die Schubbelastung um ein Vielfaches kleiner als die Zugbelastung. Speziell bei den Verzahnungen ist der Anteil minimal. Beim Mercedes ist der Anteil an der Belastung am geringsten. Das lässt sich dadurch erklären, dass dieses Fahrzeug die geringste Rekuperationsleistung zulässt.

---

Für die Belastung des Getriebes im Schubbetrieb ist entscheidend, wie viel des Bremsmoments reku-  
periert wird, denn nur dieses Moment wird vom Getriebe übertragen. Das Moment, das von der Be-  
triebsbremse erzeugt wird, belastet das Getriebe nicht. Jede Begrenzung der Rekuperation, sei es  
aufgrund der Fahrdynamik, einer Limitierung der Ladeleistung der Batterie oder eines gewünschten  
Fahrverhaltens des Fahrzeugs, führt zu einer geringeren Belastung des Getriebes.

In der Entwicklung von Elektroautos besteht das Bestreben, einen möglichst großen Teil der  
Bremsenergie durch Rekuperation rückzugewinnen, um den Energieverbrauch zu reduzieren und da-  
mit die Reichweite zu erhöhen. Daher ist zu erwarten, dass in Zukunft die Belastung im Schubbetrieb  
bei Elektroautos steigen wird, wenn die technischen Probleme, die derzeit noch bestehen, gelöst wer-  
den.

---

## 6. VERBESSERUNGSVORSCHLÄGE FÜR MESSFAHRTEN

Wenn die Daten aus den Messfahrten wie in diesem Fall zur Berechnung von Lastdaten und für Simulationen herangezogen werden, sollten folgende Aspekte berücksichtigt und dokumentiert werden.

- Der Luftdruck der Reifen sollte vor den Messfahrten gemessen werden. Besonders wichtig ist das Kontrollieren des Luftdrucks vor dem Ausrollversuch.
- Die Bereifung der Fahrzeuge ist zu dokumentieren (Dimension, Sommer- oder Winterreifen).
- Die Umgebungstemperatur und wenn möglich auch der Luftdruck sollten dokumentiert werden. Das gilt speziell für Ausrollversuche und Fahrten bei hoher Geschwindigkeit (Autobahnfahrten, Messfahrten auf der Hochgeschwindigkeitsstrecke), bei denen der Luftwiderstand und damit die Luftdichte einen großen Einfluss haben.
- Die Straßenbedingungen sollten dokumentiert werden (trocken, nass, Schneefahrbahn).
- Wenn bei der Fahrt die Antriebsräder durchdrehen, sollte das vermerkt werden.
- GPS-Daten: Es muss ein hochpräzises GPS-Messgerät verwendet werden. Bei den Messfahrten des BMW i3 war das Fahrzeug mit zwei unterschiedlichen GPS-Messgeräten bestückt (siehe Kapitel 2.2.1). Es hat sich gezeigt, dass die Qualität der Messdaten speziell beim Höhenverlauf bei verschiedenen Geräten unterschiedlich war. Das Produkt der Firma GeneSys hatte bei den Messfahrten mit einer höheren Anzahl an Satelliten Verbindung als das System VBOX 3i. Die gemessenen Höhenverläufe weisen dadurch auch weniger Fehler auf.

Das GeneSys Adma Modul könnte auch noch mit einem Barometer ausgestattet werden, um die Genauigkeit der Messungen weiter zu erhöhen. Außerdem gibt es von dieser Firma auch eine Software, mit der nachträglich die gemessenen Verläufe automatisch korrigiert werden können. Dabei werden die Rohdaten der Messungen und Kartenmaterial berücksichtigt. Dadurch kann die Genauigkeit der Messungen im Nachhinein verbessert werden. Dieses Programm steht Magna ECS derzeit im Testbetrieb zur Verfügung. Es wurden bei den Messfahrten allerdings nicht alle benötigten Rohdaten aufgezeichnet, um eine solche Korrektur bei den verwendeten Messdaten durchführen zu können.

Bei allen GPS Geräten ist darauf zu achten, dass am Beginn der Messfahrt das GPS-Gerät initialisiert und damit einsatzbereit ist. Das bedeutet, dass Messfahrten nie in überdachten Bereichen, wie z.B. der Firmengarage, gestartet werden dürfen. Außerdem muss das Fahrzeug vor

---

Beginn der Messfahrt so lange gefahren werden, bis der Kalman Filter des GPS-Gerätes initialisiert ist und den laut Betriebsanleitung geforderten Wert anzeigt.

- Das Auto sollte immer vor Beginn der Messaufzeichnungen gestartet werden, um Störsignale (z.B. beim Drehmomentensignal) beim Starten des Fahrzeugs nicht aufzuzeichnen.
- Es sollte vor der Fahrt überprüft werden, ob bei einem Drehmomentensignal ein Offset vorliegt. Wenn ein solcher Offset auftritt, sollte dieser vor der Fahrt behoben werden. Falls ein Beheben des Messfehlers nicht möglich ist, muss die Abweichung dokumentiert werden. Die Fahrten sollten in einer ebenen Position gestartet werden. Ansonsten ist bei eingeleiteter Parkbremse das Drehmoment an den Drehmomenten-Messwellen im Stillstand nicht null. Dadurch ist das Nullpotential des Drehmoments bei den Messwerten schwer erkennbar und ein konstanter Offset kann dadurch nachträglich kaum behoben werden.
- Die Verkehrslage sollte dokumentiert werden. Sehr interessant für die Berechnung von Schädigungswerten ist, ob der Testfahrer durch das Verkehrsaufkommen weniger beschleunigen konnte, als er das bei dem dokumentierten Fahrstil normalerweise würde. Sollten ungewöhnlich starke Beschleunigungen für Überholvorgänge nötig sein, sollte auch das niedergeschrieben werden. Bei Autobahnfahrten ist von Interesse, ob große Teile der Strecke im Windschatten anderer Fahrzeuge gefahren werden. Der Effekt des geringeren Luftwiderstandes durch den Windschatten kann in der Simulation nicht berücksichtigt werden und führt daher zu Abweichungen. Wenn bekannt ist, dass große Streckenteile im Windschatten anderer Fahrzeuge gefahren wurden, kann das in der Interpretation der Ergebnisse berücksichtigt werden.
- Wenn die geplante Route aus irgendwelchen Gründen nicht exakt eingehalten wird, sollte auch das notiert werden.
- Die Fahr- und Rekuperationsmodi, in denen gefahren wurde, müssen immer dokumentiert werden. Diese sind sowohl für Simulationen als auch für die Auswertung der Lastdaten interessant.
- Die Temperaturen der Komponenten und Flüssigkeiten (Batterie, Elektromotor, Leistungselektronik, Öl, Kühlflüssigkeit) im Fahrzeug sollte gemessen werden, um die Daten für ein thermisches Modell verwenden zu können.
- Messfahrten die für die Erstellung von Lastkollektiven bestimmt sind, sollten mehrfach gefahren werden, um die Streuungen die durch Verkehrseinflüsse hervorgerufen werden, zu reduzieren.
- Die bisherige Dokumentation von Start-/Endzeit, Ladezuständen am Beginn und am Ende der Fahrt, Beschreibung der Fahrtstrecke, Beladungszustand und Fahrstil sind sehr hilfreich und sollten unbedingt beibehalten werden.

---

## 7. ZUSAMMENFASSUNG

In dieser Arbeit wurde die Belastung der Getriebe von elektrisch betriebenen Kraftfahrzeugen untersucht. Als Grundlage dienten Daten von Messfahrten, die mit den Fahrzeugen BMW i3, VW e-Golf und MB250e durchgeführt worden sind.

### BEWERTUNG DER BELASTUNGEN

Die Drehzahl und Drehmomentenverläufe der Einzelstrecken wurden klassiert. Zur Beurteilung der Belastung des Getriebes wurden die beiden Größen schädigungsrelevante Belastung und äquivalentes Moment berechnet, indem die Drehmomente entsprechend den Schädigungshypothesen Miner-Elementar und Miner-Modifiziert mit Wöhlerkoeffizienten gewichtet wurden.

### MCE-ELEKTROZYKLUS

Der bestehende MCE-Lebensdauerzyklus wurde für die Verwendung von Elektroautos angepasst und so der MCE-Elektrozyklus erstellt. Die einzelnen Teilstrecken wurden zu einem Gesamtzyklus zusammengefügt. Dabei wurden die Daten für die Hochgeschwindigkeitsstrecke in Nardo aus der Simulation gewonnen. Die Auswertungen des MCE-Elektrozyklus zeigten, dass die Autobahnstrecken die Getriebe kaum belasten. Die Pass- und Stadtfahrten sind hingegen sehr schädigend für das Getriebe, wobei die Stadtfahrten speziell für die Verzahnungen sehr hohe Belastungen liefern.

### ECS-ZYKLUS

Beim VW e-Golf wurde ein ECS-Zyklus erstellt, der eine ähnliche schädigungsrelevante Belastung wie der MCE-Elektrozyklus aufweist, indem die Einzelstrecken bestmöglich abgemischt wurden. Die schädigungsrelevante Belastung pro km hat sich dabei als geeignete Größe zum Vergleichen von Strecken erwiesen. Die berechnete Streckenabmischung kann als Grundlage für einen neuen Zyklus verwendet werden, es wären aber noch weitere Messfahrten notwendig um zu garantieren, dass die Belastungen des neuen Zyklus denen des MCE-Elektrozyklus entsprechen.

Bei den anderen beiden Fahrzeugen war noch keine sinnvolle Abmischung des ECS-Zyklus möglich, da gewisse Fahrten nur mit forcierter Fahrweise gefahren wurden und nicht, wie im MCE-Elektrozyklus, mit normaler Fahrweise. Es hat sich gezeigt, dass die schädigungsrelevanten Belastungen von forcierter Fahrten um ein Vielfaches höher sind die von normalen Fahrten.



---

## SIMULATION

Die Eingangsgrößen der Simulation wurden aus den Messdaten bestimmt. Die Geschwindigkeitsprofile wurden aus den Motor- bzw. Raddrehzahlen der Fahrzeuge und die Steigungsprofile aus den Höhenverläufen der GPS-Messungen ermittelt.

Durch Ausrollversuche wurden die Widerstandswerte der Fahrzeuge bestimmt, wobei festgestellt wurde, dass bei Fahrzeugen mit permanent erregten Motoren die linear von der Geschwindigkeit abhängigen Widerstandswerte für einen Rollwiderstand unrealistisch hohe Werte aufweisen (vermutlich durch Induktionseffekte).

Es wurde ein Simulationsmodell in LMS-Amesim aufgebaut, mit dem das Drehmoment und die Drehzahlen des Getriebes simuliert werden können. Das Modell wurde durch den Vergleich der simulierten mit den gemessenen Drehmomentenverläufen kalibriert.

Das Simulationsmodell wurde verwendet, um das Fahrprogramm auf der Nardo-Hochgeschwindigkeitsstrecke zu simulieren und den Einfluss einer Massenänderung auf die Belastung des Getriebes bei konstantem Geschwindigkeitsprofil zu untersuchen. Das Nardo-Fahrprogramm wurde dabei an die Eigenschaften von Elektroautos angepasst.

## EINFLÜSSE AUF DIE GETRIEBEBELASTUNG

Das Moment am Getriebe ändert sich bei sonst unveränderter Fahrweise annähernd proportional mit der Masse des Fahrzeugs, solange es zu keiner Limitierung der Antriebsleistung oder des Antriebsmoments kommt und die Fahrgeschwindigkeit nicht so hoch ist, dass der Luftwiderstand eine entscheidende Rolle spielt. Das ist bei Fahrzeugen mit hoher Leistungsdichte bei normal gefahrenen Fahrten (mit Ausnahme der Autobahnfahrten) der Fall. Bei Fahrzeugen mit geringer Leistungsdichte kommt es bereits bei normaler Fahrweise zu Limitierungen. Deshalb nehmen die Beschleunigungswerte dieser Fahrzeuge bei einer Zunahme der Masse ab und dadurch steigt das äquivalente Moment nicht proportional mit der Masse.

Wird ein Fahrzeug an seiner Leistungsgrenze betrieben, hat eine Massenänderung kaum einen Einfluss auf die Belastung des Getriebes, es kann sogar unter gewissen Umständen dazu kommen, dass die Belastung beim schwereren PKW geringer ist, wenn es zu einer stärkeren Limitierung der Leistung und dadurch zu geringeren Spitzenlasten kommt.

Für die Belastungen der Getriebe bei normaler Fahrweise hatte das Maximalmoment des Antriebs keinen Einfluss. Die äquivalenten Momente des MCE-Elektrozyklus konnten durch eine Linearkombination von Masse und Leistungsdichte der Fahrzeuge berechnet werden. Die Konstanten, mit denen

---

diese beiden Größen multipliziert werden mussten, können in Zukunft für die Abschätzung des äquivalenten Moments eines neuen Fahrzeugs herangezogen werden.

Für die Belastung des Getriebes im Schubbetrieb ist entscheidend, wie viel des Bremsmoments reku- periert wird. Jede Begrenzung der Rekuperation, sei es aufgrund der Fahrdynamik, einer Limitierung der Ladeleistung der Batterie oder einem gewünschten Fahrverhalten des Fahrzeugs führt zu einer geringeren Belastung des Getriebes.

Bei den betrachteten Fahrzeugen ist die Schubbelastung um ein Vielfaches kleiner als die Zugbelas- tung. Speziell bei den Verzahnungen ist der Anteil minimal, weil keine sehr hohen Spitzenlasten auftre- ten. Es ist aber zu erwarten, dass der Anteil der Bremsenergie, die reku- periert werden kann, in Zu- kunft steigen wird und damit auch die Belastung am Getriebe im Schubbetrieb.

## 8. FORMELZEICHEN

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
A	Querspanfläche	m <sup>2</sup>
a, b, c, d, e, f	Konstanten und Faktoren	-
acc	Beschleunigungssignal	-
b	Zahnbreite	mm
b% mod,i	Anteil an der Belastung der Stufe nach Miner-Modifiziert	-
b%i	Anteil an der Belastung der Stufe	-
B <sub>ges</sub>	schädigungsrelevante Belastung eines Lastkollektivs	Nm <sup>k</sup>
B <sub>i</sub>	schädigungsrelevante Belastung einer Drehmomentklasse	Nm <sup>k</sup>
B <sub>Mess</sub>	Schädigungsrelevante Belastung aus den Verläufen der Messung	Nm <sup>k</sup>
br	Bremssignal	-
b <sub>Schub</sub>	Anteil der Belastung im Schubbetrieb an der Gesamtbelastung	-
B <sub>Schub</sub>	schädigungrelevante Belastung im Schubbetrieb	Nm <sup>k</sup>
B <sub>Sim</sub>	Schädigungsrelevante Belastung aus den Verläufen der Simulation	Nm <sup>k</sup>
b <sub>Zug</sub>	Anteil der Belastung im Zugbetrieb an der Gesamtbelastung	-
B <sub>Zug</sub>	schädigungrelevante Belastung im Zugbetrieb	Nm <sup>k</sup>
C <sub>r</sub>	dynamische radiale Tragzahl	N
c <sub>T</sub>	Federkonstante	Nm/°
c <sub>w</sub>	Luftwiderstandsbeiwert für frontale Anströmung des Fahrzeugs	-
D	Lehrsches Dämpfungsmaß (0,005 für d<100mm)	-
d	Wellendurchmesser	m
D	Schädigung	-
d <sub>1,2</sub>	Teilkreisdurchmesser der Zahnräder	m
D <sub>acc</sub>	Reglerverstärkung D-Glied des Beschleunigungsreglers	s <sup>2</sup> /m
D <sub>br</sub>	Reglerverstärkung D-Glied des Bremsreglers	s <sup>2</sup> /m
D <sub>i</sub>	Schädigung der Klasse i	-
E	kinetische Energie	J
err	Geschwindigkeitsabweichung	m/s
F <sub>br</sub>	Bremskraft	N
F <sub>L</sub>	Luftwiderstand	N
F <sub>max</sub>	maximal übertragbare Reifenkraft	N
F <sub>R</sub>	Rollwiderstand	N
f <sub>R</sub>	Rollwiderstandskoeffizient	-
f <sub>R0</sub> , f <sub>R1</sub> , f <sub>R4</sub>	Rollwiderstandskoeffizienten	-
F <sub>St</sub>	Steigungswiderstand	N
F <sub>t</sub>	Umfangskraft	N
F <sub>x</sub>	Umfangskraft	N
F <sub>z</sub>	Normalaufstandskraft	N
F <sub>ZR</sub>	Normalaufstandskraft pro Rad	N

G	Schubmodul	N/m <sup>2</sup>
G(s)	Übertragungsfunktion	-
H <sub>E</sub>	Referenzlastspielzahl des Ersatzkollektivs	-
h <sub>i</sub>	Stufenhäufigkeit der Klasse i	-
l <sub>acc</sub>	Reglerverstärkung I-Glied des Beschleunigungsreglers	1/m
l <sub>br</sub>	Reglerverstärkung I-Glied des Bremsreglers	1/m
i	Getriebeübersetzung	-
i <sub>x,j</sub>	Übersetzung zwischen dem Körper j und dem Rad	-
J	Massenträgheitsmoment	kg·m <sup>2</sup>
J <sub>Ersatz</sub>	Ersatzmassenträgheit	kg·m <sup>2</sup>
J <sub>Motor</sub>	Massenträgheitsmoment des Rotors des Elektromotors	kg·m <sup>2</sup>
J <sub>R,j</sub>	reduziertes Massenträgheitsmoment des Körpers j	kg·m <sup>2</sup>
J <sub>Rad</sub>	Massenträgheitsmoment eines Rades	kg·m <sup>2</sup>
J <sub>Red</sub>	Summe aller reduzierten Massenträgheitsmomente auf Radniveau	kg·m <sup>2</sup>
J <sub>Rotor</sub>	Massenträgheitsmoment des Rotors	kg·m <sup>2</sup>
J <sub>Rotor_red</sub>	reduziertes Massenträgheitsmoment des Rotors	kg·m <sup>2</sup>
J <sub>W</sub>	Massenträgheit der Welle	kg·m <sup>2</sup>
J <sub>x,j</sub>	Massenträgheitsmoment des Körpers j	kg·m <sup>2</sup>
k	Wöhlerexponent	-
k*	Wöhlerexponent zur Gewichtung der Drehmomente	-
k <sub>H</sub>	Wöhlerexponent bei Grübchenbildung	-
k <sub>s</sub>	Verstärkung	-
k <sub>T</sub>	Dämpferkonstante	Nm·s/rad
k <sub>W</sub>	Wellendämpfung	Nm·s/rad
l	Wellenlänge	m
L <sub>10</sub>	nominelle Lebensdauer	Mio. U.
<u>m</u>	Vektor der zulässigen Gesamtgewichten	kg
M <sub>an</sub>	gesamtes Antriebsmoment auf Radniveau	Nm
<u>M</u> <sub>äqu_Lager</sub>	Vektor der äquivalenten Momente für Kugellager im Zugbetrieb	Nm
<u>M</u> <sub>äqu_Verzahnung</sub>	Vektor der äquivalenten Momente für Verzahnungen im Zugbetrieb	Nm
m <sub>ges</sub>	Gesamtmasse des Fahrzeugs	kg
m <sub>red</sub>	reduzierte Ersatzmasse des Fahrzeugs	kg
<u>M</u> <sub>max</sub>	Vektor der maximalen Momente am Abtrieb	Nm
M <sub>n</sub>	Klassiermatrix der Fahrtstrecke n	-
m <sub>n</sub>	Normalmodul	mm
M <sub>Pässerunde_ges</sub>	Klassiermatrix aller Pässerunden	-
m <sub>W</sub>	Masse der Welle	kg
N <sub>0</sub>	Schwingspielzahl eines Referenzpunkts auf der Zeitfestigkeitslinie	-
n <sub>G2</sub>	Drehzahl am Abtrieb des Getriebes	rad/s
N <sub>i</sub>	Anzahl der Überrollungen der Drehmomentklasse i	Nm
n <sub>Motor</sub>	Motordrehzahl	1/s
n <sub>Rad</sub>	Raddrehzahl	rad/s
n <sub>R</sub>	Rotordrehzahl	rad/s
n <sub>Rad</sub>	Drehzahl auf Radniveau	1/s
N <sub>Ref</sub>	Referenzlastspielzahl	-
p	Steigung	-

$P_{acc}$	Reglerverstärkung P-Glied des Beschleunigungsreglers	s/m
$P_{br}$	Reglerverstärkung P-Glied des Bremsreglers	s/m
$P_d$	dissipierte Leistung aufgrund des Schlupfes	W
$\underline{P}_{max}$	Vektor der Leistungsdichten	kW/kg
$\underline{P}_{max}$	Vektor der maximalen Motorleistungen	kW
$P_r$	dynamische äquivalente radiale Belastung	N
$R_0$	dynamischer Halbmesser der Räder	m
$r_{stat}$	statischer Reifenhalbmesser	m
$S_{a0}$	Spannungswert eines Referenzpunkts auf der Zeitfestigkeitslinie	N/mm <sup>2</sup>
$S_{aE}$	Spannungswert des Ersatzkollektivs	N/mm <sup>2</sup>
$S_{ai}$	Spannungswert der Klasse i	N/mm <sup>2</sup>
$T$	Zeitkonstante	s
$T_{1,2}$	Drehmoment des Zahnrades	Nm
$T_{A, Schub}$	Drehmoment beim Knickpunkt der Wöhlerlinie im Schubbetrieb	Nm
$T_{A, Zug}$	Drehmoment beim Knickpunkt der Wöhlerlinie im Zugbetrieb	Nm
$T_{Ab}$	Abtriebsmoment des Getriebes	Nm
$T_{br, B}$	Bremsmoment der Betriebsbremse	Nm
$T_{br, soll}$	Soll-Bremsmoment des Fahrzeugs	Nm
$T_{equ, Schub}$	äquivalentes Moment des Schubbetriebs	Nm
$T_{equ, Zug}$	äquivalentes Moment des Zugbetriebs	Nm
$T_{equ, Mess}$	Äquivalentes Moment der Messung	Nm
$T_{equ, Sim}$	Äquivalentes Moment der Simulation	Nm
$T_{G1}$	Moment am Getriebeeingang	Nm
$T_{G2}$	Moment am Abtrieb des Getriebes	Nm
$T_i$	gewichteter Mittelwert des Drehmoments der Klasse i	Nm
$T_{max, br}$	maximal übertragbares Bremsmoment	Nm
$T_{Motor}$	Motormoment	Nm
$T_{Motor, max}$	maximal abrufbares Moment	Nm
$T_{Motor, min}$	maximales abrufbares Rekuperationsmoment	Nm
$T_{Motor, soll}$	Soll-Moment des Motors	Nm
$T_{Obergrenze}$	Untergrenze der Drehmomentklasse i	Nm
$t_r$	elektrische Zeitkonstante	s
$T_{Untergrenze}$	Untergrenze der Drehmomentklasse i	Nm
$U$	dynamischer Abrollumfang der Räder	m
$v$	Fahrgeschwindigkeit	m/s
$V$	Verhältnis der äquivalenten Momente	-
$v_0$	Geschwindigkeit (bei Schlupf = 0)	m/s
$v_c$	Soll-Geschwindigkeit	m/s
$v_{hor}$	horizontale Geschwindigkeit	m/s
$v_{rel}$	Relativgeschwindigkeit zwischen Reifen und Straße	m/s
$v_v$	Fahrzeuggeschwindigkeit	m/s
$v_{vert}$	vertikale Geschwindigkeit	m/s
$\ddot{x}$	Beschleunigung des Fahrzeugs	m/s <sup>2</sup>
$x_n$	Anzahl der Strecke n pro Gesamtzyklus	-
$Y_{Fa}, Y_{Sa}, Y_{\epsilon}, Y_{\beta}$	Faktoren (nur von der Geometrie der Verzahnung abhängig)	-
$Z$	Zugkraft	N

$Z_{\text{Rad AB}}$	Zähnezahl des Rades auf der Antriebswelle	-
$Z_{\text{Rad ZW}}$	Zähnezahl des Rades auf der Zwischenwelle	-
$Z_{\text{Ritzel AN}}$	Zähnezahl des Ritzels auf der Antriebswelle	-
$Z_{\text{Ritzel ZW}}$	Zähnezahl des Ritzels auf der Zwischenwelle	-
$\alpha$	Steigungswinkel	°
$\eta$	Kreisfrequenzverhältnis	-
$\mu$	Kraftschluss (Reibbeiwert)	-
$\mu_h$	Haftbeiwert	-
$\rho$	Luftdichte	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma_{\text{FOC}}$	Zahnfußnennspannung	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_H$	Flankenpressung	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{H0}$	nominelle Flankenpressung	N/mm <sup>2</sup>
$\phi$	Phasenwinkel	°
$\phi$	Verdrehwinkel der Welle	°
$\omega_{\text{Rad}}$	Winkelgeschwindigkeit des Rades	rad/s
$\omega$	Kreisfrequenz	rad/s
$\omega_1$	Eigenfrequenz des Ersatzmodells	rad/s
$\omega_e$	Eckfrequenz	rad/s
$\dot{\phi}$	Verdrehwinkelgeschwindigkeit der Welle	rad/s
$\dot{\phi}$	Verdrehwinkelgeschwindigkeit der Welle	rad/s
$\dot{\phi}_R$	Winkelgeschwindigkeit der Räder	1/s
$\ddot{\phi}_R$	Winkelbeschleunigung auf Radniveau	rad/s <sup>2</sup>
$\dot{\phi}_{x,j}$	Winkelgeschwindigkeit des Körpers j	rad/s
$\dot{\omega}_R$	Winkelbeschleunigung des Rotors	rad/s <sup>2</sup>

---

## 9. REFERENCES

1. derStandard.at. Ölland Norwegen will ab 2025 Benzin- und Dieselaautos verbieten.  
<http://derstandard.at/2000033509796/Oelland-Norwegen-will-ab-2025-Benzin-und-Dieselaautos-verbieten> (accessed on 20 March 2017).
2. Hofmann, P. *Hybridfahrzeuge*; Springer-Verlag Vienna: Vienna, 2010.
3. *Handbuch Lithium-Ionen-Batterien*; Korthauer, R., Ed.; Springer Vieweg: Berlin u.a., 2013.
4. Geringer, B.; Hofmann, P. *Skriptum zur Vorlesung Alternative Antriebe*, 2015.
5. Stan, C. *Alternative Antriebe für Automobile. Hybridsysteme, Brennstoffzellen, alternative Energieträger*; Springer-Verlag Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, 2005.
6. Burkert, A. Der ideale Elektromotor für die Elektromobilität.  
<https://www.springerprofessional.de/energietechnik/elektrotechnik/der-ideale-elektromotor-fuer-die-elektromobilitaet/6592306> (accessed on 19 April 2017).
7. Wallentowitz, H. *Unkonventionelle Kraftfahrzeugantriebe. Schriftenreihe Automobiltechnik*, 2003.
8. Axon Systems. Handbuch zur Messeinheit Axon J1 Versoin 2.2.
9. Racelogic GmbH. Informationsblatt VBOX.  
[http://www.insidegnss.com/special/elib/VBOX\\_3i\\_and\\_IMU\\_Integration\\_Article.pdf](http://www.insidegnss.com/special/elib/VBOX_3i_and_IMU_Integration_Article.pdf) (accessed on 10 March 2017).
10. BMW AG. Datenblatt BMW i3.  
<https://www.press.bmwgroup.com/deutschland/article/detail/T0189822DE/technische-daten-bmw-i3-gueltig-ab-03/2014?language=de> (accessed on 28 March 2017).
11. Daimler AG. Technische Daten des Mercedes B250e. [http://www.mercedes-benz.at/content/austria/mpc/mpc\\_austria\\_website/de/home\\_mpc/passengercars/home/new\\_cars/models/b-class/w242/facts/technicaldata/model.html](http://www.mercedes-benz.at/content/austria/mpc/mpc_austria_website/de/home_mpc/passengercars/home/new_cars/models/b-class/w242/facts/technicaldata/model.html) (accessed on 29 March 2017).
12. Volkswagen AG. Informationsmaterial e-Golf.  
[http://www.volkswagen.de/de/models/golf\\_7/brochure/catalogue.html](http://www.volkswagen.de/de/models/golf_7/brochure/catalogue.html) (accessed on 5 January 2017).
13. Firmeninterne Unterlagen. *MCE-Zyklus*.
14. Haibach, E. *Betriebsfestigkeit. Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*, 2. Aufl.; Springer: Berlin, Heidelberg, New York, Hongkong, London, Mailand, Paris, Tokio, 2002.
15. ISO 281:2007. *Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*.

- 
16. ISO 6336-6:2006-08. *Tragfähigkeitsberechnung von gerad- und schrägverzahnten Stirnrädern - Teil 6: Betriebsfestigkeitsrechnung.*
  17. DIN 3990-1:1987-12. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Einführung und allgemeine Einflussfaktoren.*
  18. DIN 3990-3:1987-12. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit.*
  19. DIN 3990-2:1987-12. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Berechnung der Grübchentragfähigkeit.*
  20. Siemens Product Lifecycle Management Software. LMS Imagine.Lab Amesim.  
[http://www.plm.automation.siemens.com/de\\_at/products/lms/Imagine-Lab/Amesim/index.shtml](http://www.plm.automation.siemens.com/de_at/products/lms/Imagine-Lab/Amesim/index.shtml)  
(accessed on 16 April 2017).
  21. Mitschke, M.; Wallentowitz, H. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, 5., überarb. u. erg. Aufl. 2014; Springer Fachmedien Wiesbaden: Wiesbaden, 2014.
  22. Florens. Volkswagen e-Golf 2013. <http://www.hybrid-autos.info/en/Elektro-Fahrzeuge/Volkswagen/volkswagene-golf2013.html> (accessed on 13 April 2017).
  23. Siemens AG. *LMS Imagine.Lab Amesim 15 Hilfe.*
  24. Schlecht, B. *Maschinenelemente 2. Getriebe, Verzahnungen und Lagerungen*; Pearson Deutschland; Pearson Studium: München, 2009.
  25. Lunze, J. *Regelungstechnik 1. Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*; Springer: Berlin, 2010.
  26. Springer, H. *Skriptum zur Vorlesung Maschinendynamik*, 2013.
  27. Kreisel Electric GmbH. Motorkennlinie Hybridsynchronmotor. <http://www.ev-cars.at/gokart> (accessed on 15 April 2017).



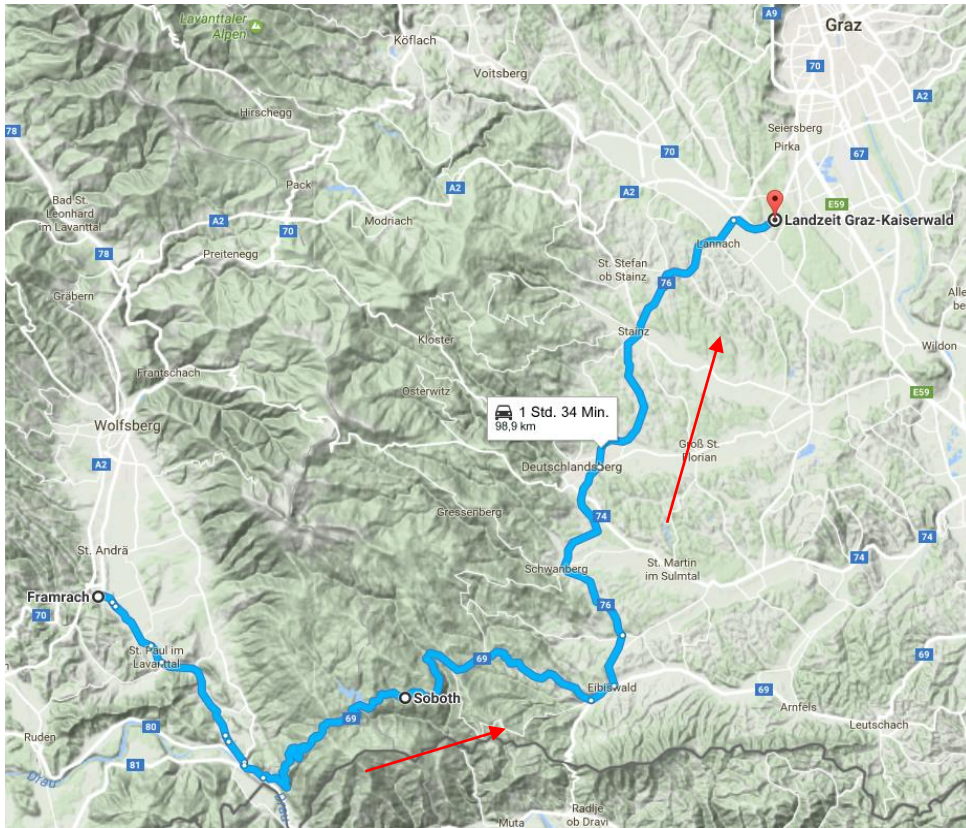
# ANHANG

## A.1 MESSTRECKEN

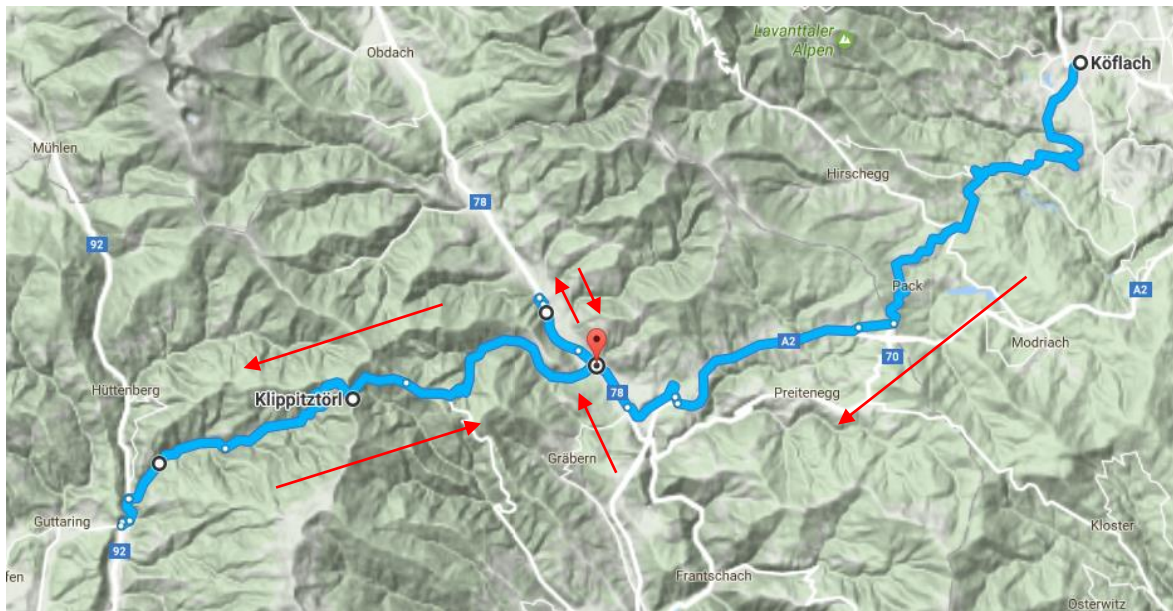
### A1.1 STRECKENFÜHRUNGEN DER MCE-ELEKTRO-MESSFAHRTEN



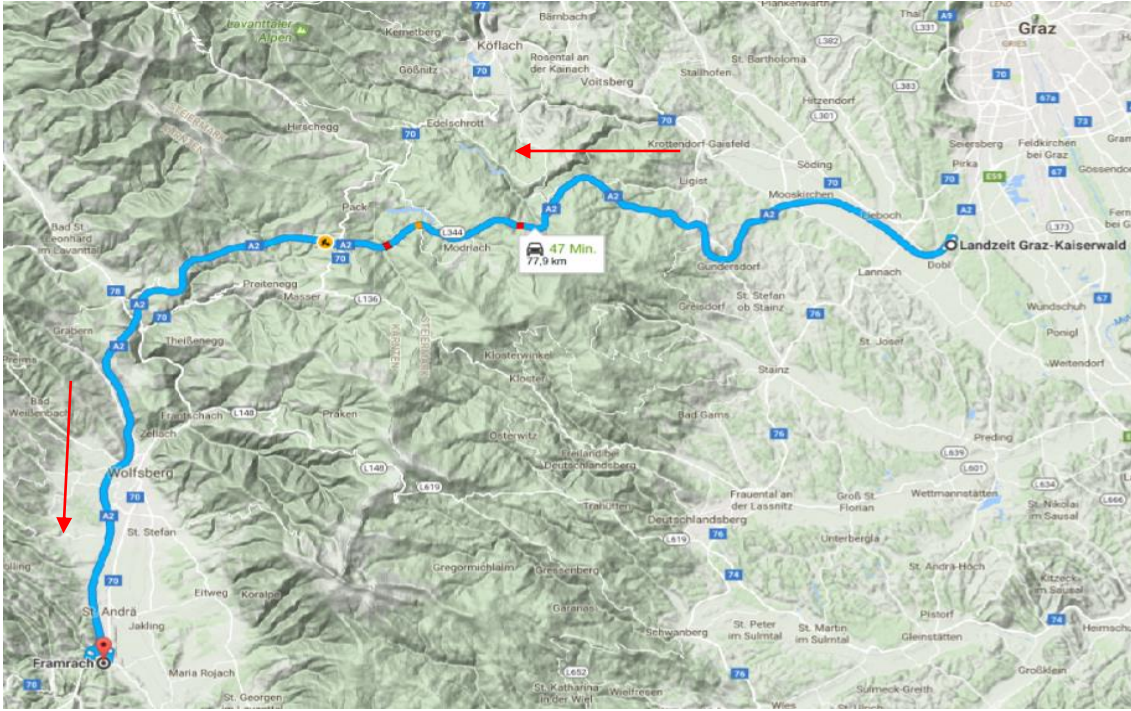
Söding – Gaberl – Pack



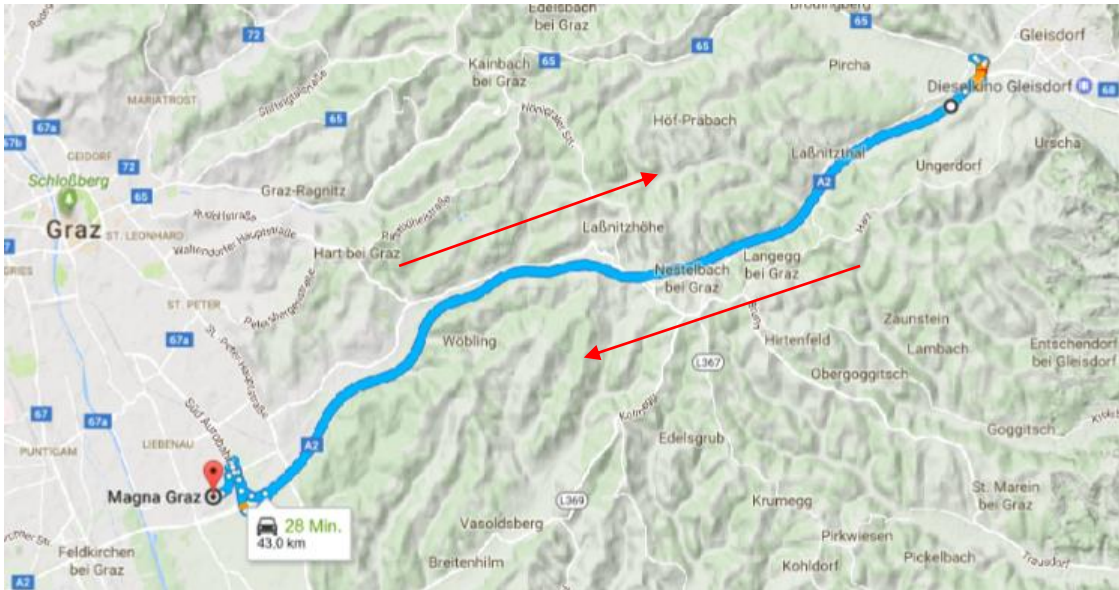
*Framrach – Soboth – A2*



*Köflach – Pack – Lavanttal - Klippitztörl – Görschitztal- Klippitztörl-Lavanttal*

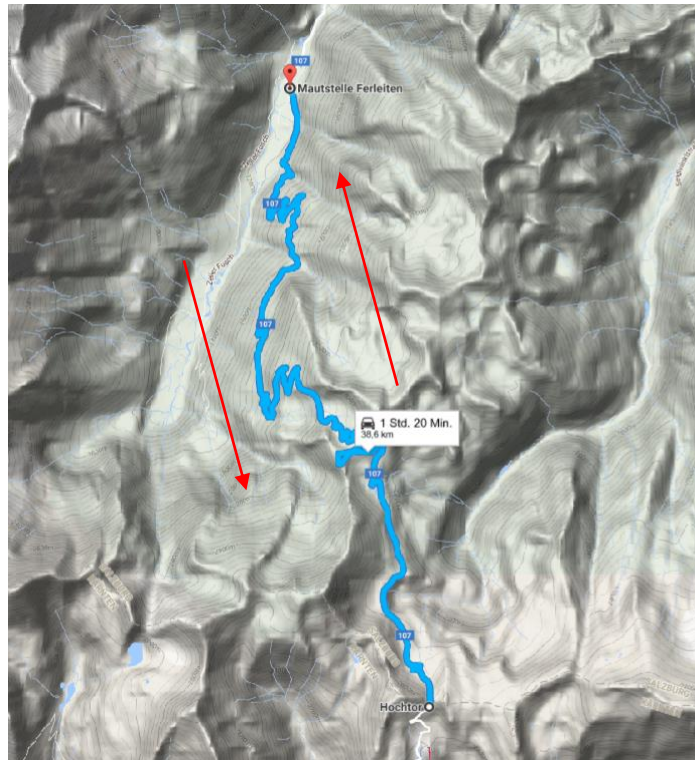


A2: Kaiserwald – Framrach

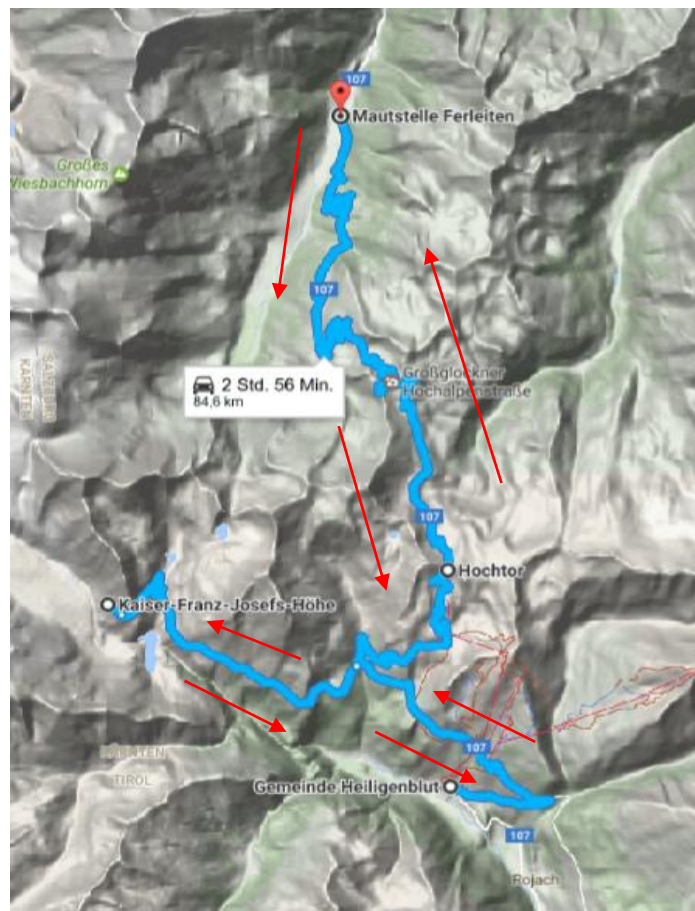


Graz – Gleisdorf – Graz





*Großglockner*



*lange Großglocknerstrecke des BMW i3*

---

## A.2 TECHNISCHE UMSETZUNG

### A2.1 ZUSAMMENSETZUNG DES MCE-ELEKTROZYKLUS

#### MCE-ELEKTROZYKLUS BMW i3

Die Strecke von Söding nach Köflach wurde nur einmal bei der Fahrt über das Gaberl (Söding – Gaberl – Pack) gefahren. Diese Strecke ist aber Teil der Pässerrunde Nord und der Pässerrunde Süd und muss daher im Gesamtzyklus zweimal vorkommen. Deshalb wird dieser Streckenabschnitt ausgeschnitten und im Zyklus ergänzt.

Für die fehlende Berg- und Talfahrt zwischen der B78 im Lavanttal und dem Klippitztörl (Seetalerhütte) werden aus der Pässerrunde Süd die Messdaten der entsprechenden Teilabschnitte aus der Fahrt Köflach – Klippitztörl – Lavanttal herangezogen.

Die Pässerrunden Nord und Süd enthalten gemeinsam 185 Autobahnkilometer, die gefahrenen Einzelstrecken jedoch nur 118 km. Die fehlenden 67 km Autobahnfahrt werden durch die Mehrfachverwendung der Strecke Graz – Gleisdorf – Graz (41 km) ersetzt. ( $67 \text{ km} / 41 \text{ km} = 1,6$ )

Da die Strecke Graz - Gleisdorf – Graz einmal gefahren und als Ersatzstrecke 1,6 Mal eingefügt wurde, ist sie in der Summe einer Pässerrunde Nord + Süd 2,6 Mal enthalten. Für 117 Pässerrunden muss sie daher 304 Mal verwendet werden. ( $2,6 \cdot 117 = 304,2 \sim 304$ )

Der MCE-Zyklus enthält gesamt 12.000 km Stadtfahrt. Die gefahrene Wegstrecke der Stadtrunde beträgt 64 km. Daher wurde die Stadtstrecke 187 Mal im Gesamtzyklus verwendet, um die gleiche Wegstrecke bei den Stadtfahrten wie im vorgegebenen Zyklus zu erhalten. ( $12.000 \text{ km} / 64 \text{ km} = 187,5 \sim 187$ )

Das Fahrprogramm auf der Hochgeschwindigkeitsstrecke wird an Elektroautos angepasst, die Gesamtstrecke von 20.000 km wird aber beibehalten. Die Messfahrten auf der Hochgeschwindigkeitsstrecke wurden mit den drei Fahrzeugen nicht gefahren. Die erforderlichen Daten für die weiteren Auswertungen werden daher für diese Fahrten simuliert. (siehe Kapitel 4.6.3 ab Seite 89)

Der gesamte MCE-Elektrozyklus des BMW i3 setzt sich daher aus folgenden Teilstrecken zusammen:

- 117 x Söding – Gaberl – Pack (113 km)
- 117 x Söding – Köflach (20 km)
- 117 x Framrach – Soboth – A2 (99 km)
- 117 x Köflach – Pack – Lavanttal - Klippitztörl – Görschitztal – Klippitztörl - Lavanttal (115 km)
- 117 x Lavanttal – Klippitztörl – Lavanttal (30 km)

- 
- 117 x A2: Kaiserwald – Framrach (77 km)
  - 304 x A2: Graz – Gleisdorf – Graz (41 km)
  - 187 x Graz Stadtfahrt
  - Nardo-Hochgeschwindigkeitsfahrten (20 000 km)

### MCE-ELEKTROZYKLUS VW E-GOLF

Eine Testfahrt war geplant von Köflach über die Pack ins Lavanttal und weiter über das Klippitztörl ins Görtschitztal und wieder zurück über das Klippitztörl ins Lavanttal. Das konnte mit dem VW e-Golf nicht bis zum Ziel gefahren werden, weil die Reichweite des Autos nicht groß genug ist. Daher wurden am Rückweg die letzten 5 km auf das Klippitztörl und die Abfahrt ins Lavanttal nicht mehr gefahren. Es wurden 330 Höhenmeter zu wenig bergauf und 980 Höhenmeter zu wenig bergab gefahren. Um das zu kompensieren, werden die Messdaten der letzten 330 Höhenmeter der Auffahrt vom Lavanttal auf das Klippitztörl (Hinfahrt) ausgeschnitten und ergänzt. Ebenso wird die gesamte Abfahrt vom Klippitztörl ins Görtschitztal (aus der Hinfahrt) an die Messstrecke ergänzt. Die letzten 45 Höhenmeter Bergabfahrt werden ein weiteres Mal an die Messstrecke ergänzt, um die Höhendifferenz zwischen den Tälern zu kompensieren.

In der Pässerrunde Süd ist die Strecke vom Lavanttal auf das Klippitztörl und wieder zurück zu ergänzen. Die Daten der Auffahrt vom Lavanttal auf das Klippitztörl können direkt aus der Messfahrt übernommen werden. Die Abfahrt zurück wird durch die Daten der Abfahrt ins Görtschitztal und durch Ergänzen von 45 Höhenmetern Bergabfahrt ersetzt.

Der MCE-Elektrozyklus enthält 185 km Autobahnfahrt. Es wurde allerdings nur eine einzige Autobahnfahrt Graz - Gleisdorf - Graz auf der A2 absolviert. Diese Strecke ist 41,5 km lang. Darum wird diese Strecke 4,45 mal in dem Zyklus verwendet, um die nicht gefahrenen Autobahnstrecken zu ersetzen. Das ergibt eine Gesamtzahl von 521 Fahrten dieser Strecke.

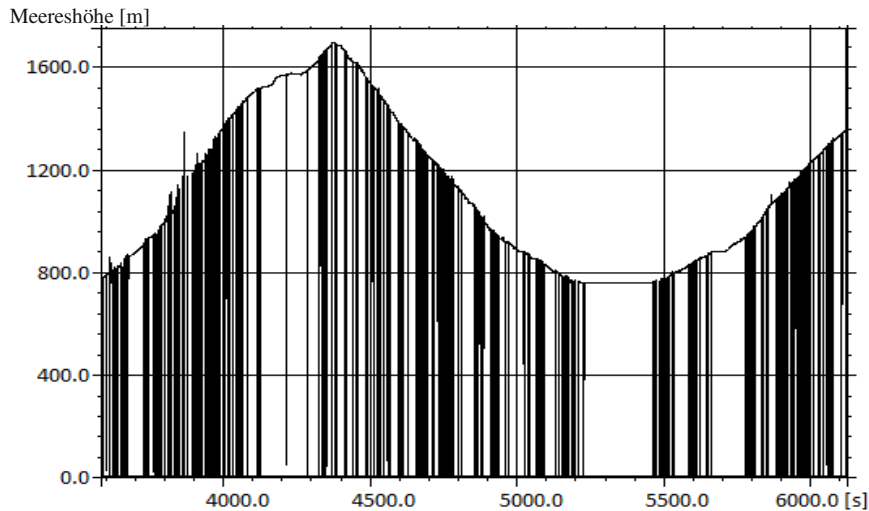


Abbildung 61: GPS-Höhenverlauf über das Klippitztörl bis zum Abbruch der Messfahrt

### MCE-ELEKTROZYKLUS MB250E

Während der Messfahrten von MB250E und VW e-Golf fahren die Autos hintereinander, sodass die Zusammenstellung der Strecken im MCE-Elektrozyklus für den MB250E gleich wie beim VW e-Golf erfolgen kann.

Nur bei der Rückfahrt über das Klippitztörl hatte der MB250E eine größere Reichweite. Die Fahrt wurde erst auf 1514 m Höhe abgebrochen. Dort wurde gewendet und 90 Höhenmeter zurück zu einer Ausweichstelle gefahren. Daher müssen bei der Fahrt des MB250E auf das Klippitztörl 182 Höhenmeter Bergauffahrt weniger als bei der Fahrt mit dem VW e-Golf ergänzt werden. Die Kompensation der zweimal 45 Höhenmeter Berabfahrt aufgrund der Höhendifferenz der Täler entfällt, da ohnehin 90 Höhenmeter zusätzliche Bergabfahrt zur Ausweichstelle aufgezeichnet wurden.

Beim VW e-Golf und dem MB250e wird der MCE-Elektrozyklus aus folgenden Strecken zusammengesetzt.

- 117 x Söding – Gaberl – Pack (113 km)
- 117 x Söding – Köflach (20 km)
- 117 x Framrach – Soboth – A2 (99 km)
- 117 x Köflach – Pack – Lavanttal - Klippitztörl – Görschitztal – Klippitztörl - Lavanttal (115 km)  
(wie beschrieben ergänzt)
- 117 x Lavanttal – Klippitztörl – Lavanttal (30 km) (wie beschrieben ergänzt)
- 521 x A2: Graz – Gleisdorf – Graz (41 km)
- 187 x Graz Stadtfahrt
- Nardo-Hochgeschwindigkeitsfahrten (20 000 km)



---

## A2.2 DATENKONVERTIERUNG

### BMW i3

Beim BMW i3 wurden im Zuge der Messfahrten drei Speichergruppen gemessen, die mit unterschiedlichen Frequenzen aufgezeichnet wurden. Für die Auswertung der Lastdaten ist allerdings nur jene Speichergruppe relevant, die mit 100 Hz aufgezeichnet wurde. Daher wird nur diese Speichergruppe konvertiert. Sie enthält Motordrehzahl, Motormoment, Momente der Drehmomentenmesswelle, GPS-Daten, Fahr- und Bremspedalstellungen etc.

Verwendete Einstellungen für die Konvertierung:

- Abtastfrequenz: 100 Hz
- Dateiformat: RPCIII

Bei der vorliegenden Diplomarbeit wird ein von Magna entwickeltes Datenverarbeitungsprogramm namens Femfat Lab in der Version 3.12o2 verwendet.

Es wird das Dateiformat RPCIII verwendet, weil damit die Weiterverarbeitung im Programm Femfat-Lab am besten funktioniert.

Bei der Verarbeitung der Messdaten in Femfat Lab ist darauf zu achten, dass die Abtastfrequenz korrekt eingestellt ist, um einen Skalierungsfehler der Zeitachse zu vermeiden.

### MERCEDES B-KLASSE

Bei der Mercedes B-Klasse sind zwei Speichergruppen für die Auswertung erforderlich. Die Raddrehzahlen wurden mit einer Frequenz von 50 Hz aufgezeichnet. Die sonstigen Messsignale wie Drehmomente, Motordrehzahl, GPS-Signale etc. wurden mit 100 Hz aufgezeichnet.

Um die 50 Hz und 100 Hz Speichergruppen in einer einzigen Datei in Femfat Lab zusammenfügen zu können, müssen sie dieselbe Anzahl an Messpunkten aufweisen. Dazu wurden beide Speichergruppen mit 100 Hz konvertiert. Jeder Messwert des 50 Hz Signals wird dabei doppelt verwendet, um auf dieselbe Anzahl von Messpunkten wie bei einem 100 Hz Signal zu kommen.

### VW E-GOLF

Die Messfahrten wurden mit einem VW e-Golf von der Firma Magna Steyr in Graz durchgeführt. Daher wurden die Messdaten auch von Magna Steyr konvertiert. Die Daten wurden mit 31 Messkanälen pro Messfahrt in einem Diadem-Format zur Verfügung gestellt. Die Abtastfrequenz der Messdaten beträgt 1kHz. Für die Auswertung der Lastdaten werden die Daten im Diadem-Format verwendet. Für das

---

Exportieren der GPS-Signale in einem .klm- oder .gpx-File mit Femfat Lab ist es erforderlich, die Daten zuvor in das Format RPCIII zu konvertieren.

### A2.3 AUFBEREITUNG DER SOLLGESCHWINDIGKEIT FÜR DIE SIMULATION

Die Aufbereitung der Fahrgeschwindigkeit wird in Femfat Lab durchgeführt. Das Modell soll nur die Vorwärtsfahrt eines Fahrzeugs simulieren. Deshalb werden alle Messpunkte mit Geschwindigkeiten  $< 0$  km/h auf 0 km/h gesetzt. Außerdem wird die zurückgelegte Wegstrecke berechnet, indem die Fahrgeschwindigkeit integriert wird. Diese Verläufe in Femfat Lab liegen in Abhängigkeit von der Zeit vor. Die Eingangsgrößen müssen aber in der Simulation in Abhängigkeit von der Wegstrecke angegeben werden. Die zurückgelegte Wegstrecke, die Fahrgeschwindigkeit und der Höhenverlauf werden dazu in eine Excel-Datei exportiert. Aus dieser Datei werden die Daten in eine Matrix in Matlab eingelesen. Die erzeugte Matrix enthält drei Spalten für den Weg, die Geschwindigkeit und die Höhe. Jede Zeile entspricht einem Abtastzeitpunkt (Schrittweite 0,01 s). Die Verläufe werden mit einer Schrittweite von 1 m diskretisiert und die entsprechenden Werte von Geschwindigkeit und Meereshöhe zugeordnet. Zwischen den Messpunkten wird interpoliert.

Das Geschwindigkeitsprofil wird mit einem Tiefpassfilter geglättet, um physikalisch unplausible, hochfrequente Messfehler herauszufiltern.

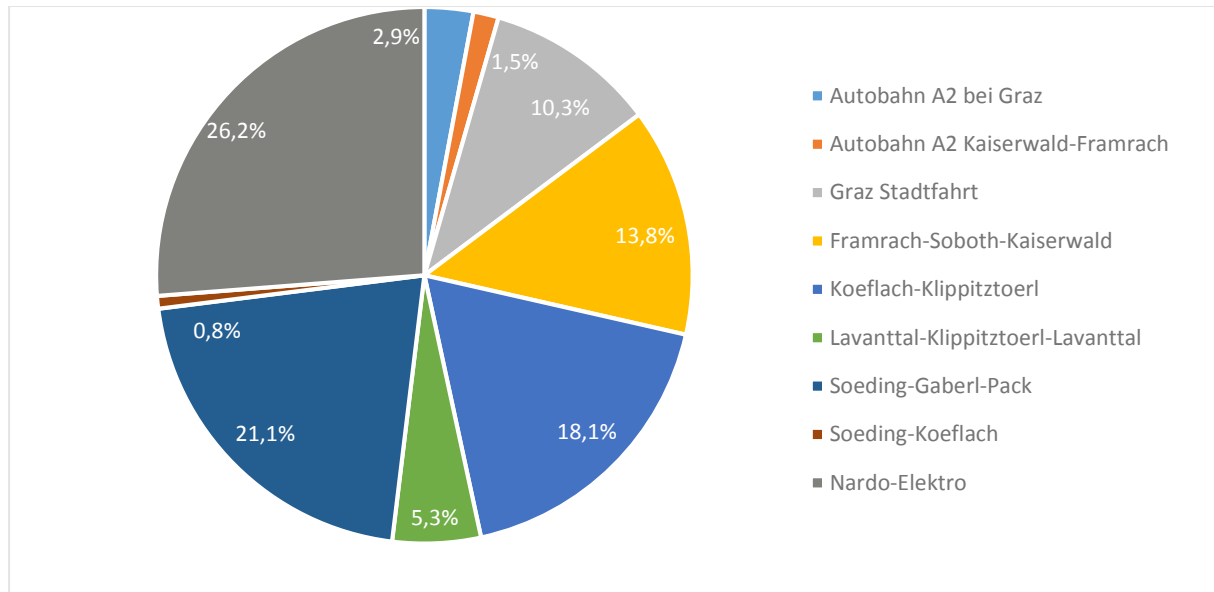
Das gefilterte Signal wird in einer Textdatei ausgegeben, die in LMS Amesim eingelesen werden kann. In dieser Datei sind die Wegstrecke (1 m Schritte) und die zugehörige Fahrgeschwindigkeit angegeben.

## A.3 ANTEILE DER BELASTUNGEN DER EINZELSTRECKEN AN DER GESAMTBELASTUNG

### A3.1 MCE-ZYKLUS

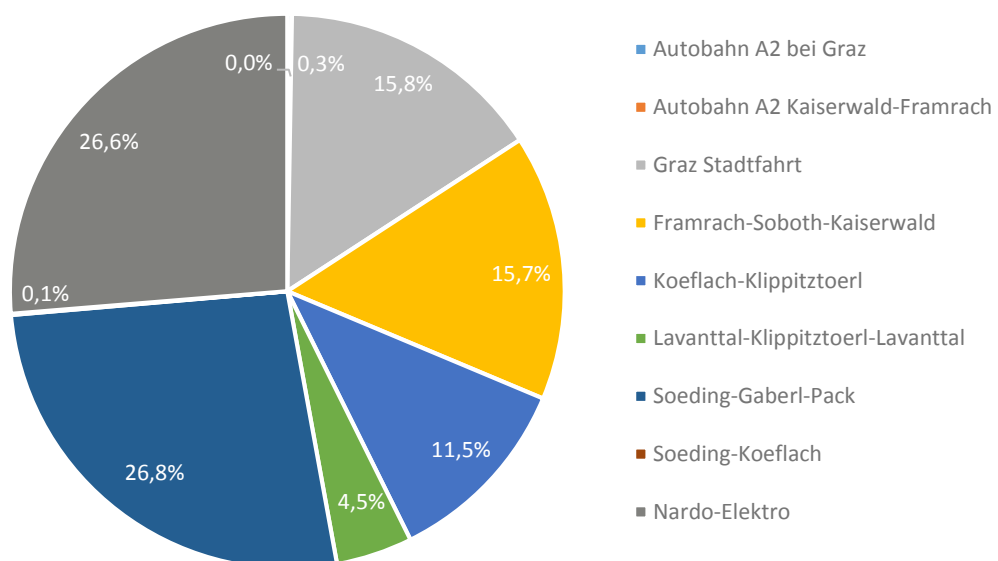
#### BMW i3

##### Kugellager:



Anteile der der Belastung der Einzelstrecken an der Gesamtbelastung im Zugbetrieb für Kugellager  
(MCE-Elektrozyklus BMW i3)

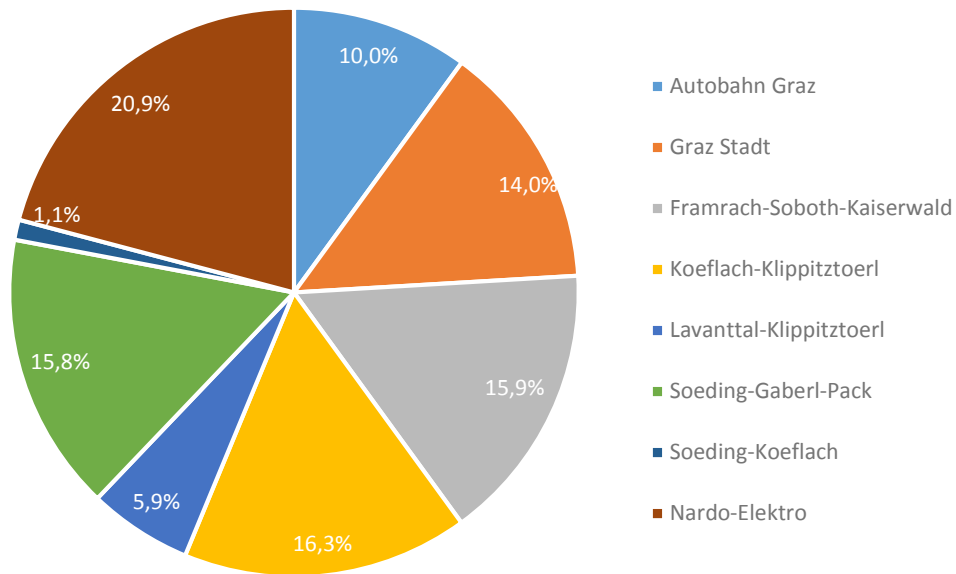
##### Verzahnungen:



Anteile der der Belastung der Einzelstrecken an der Gesamtbelastung im Zugbetrieb für Verzahnungen  
(MCE-Elektrozyklus BMW i3)

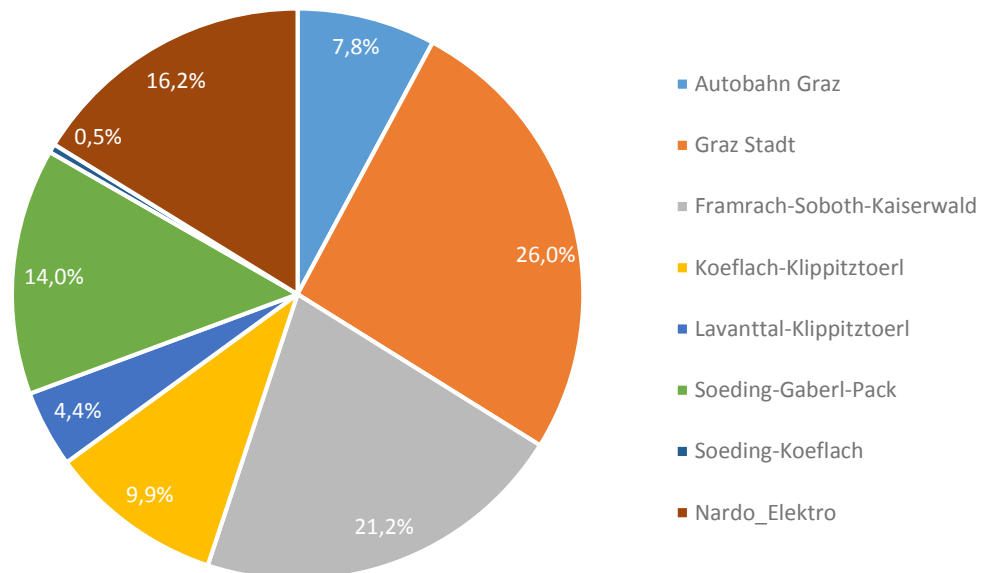
## MB250E

### Kugellager:



Anteile der der Belastung der Einzelstrecken an der Gesamtbelastung im Zugbetrieb für Kugellager  
(MCE-Elektrozyklus MB250e)

### Verzahnungen:



Anteile der der Belastung der Einzelstrecken an der Gesamtbelastung im Zugbetrieb für Verzahnungen  
(MCE-Elektrozyklus MB250e)

## A.4 ECS-ZYKLUS DES BMW I3

Es wird die Anzahl der gefahrenen Kilometer der einzelnen Streckentypen (Bundesstraße, Autobahn, Berg- und Stadtfahrt) aus dem MCE-Zyklus für den ECS-Zyklus übernommen und aus den gefahrenen Teststrecken nachgebildet. Die Hochgeschwindigkeitsstrecke in Nardo bleibt gleich wie im MCE-Elektrozyklus und wird daher nicht berücksichtigt.

*Tabelle 39: Distanz der einzelnen Streckentypen beim MCE-Zyklus*

Streckentyp	Autobahn	Stadt	Bundesstraße	Pass
Distanz im MCE-Zyklus in km	22030	11946	16322	27438

Folgende Strecken werden für die Zyklusabmischung beim BMW i3 herangezogen:

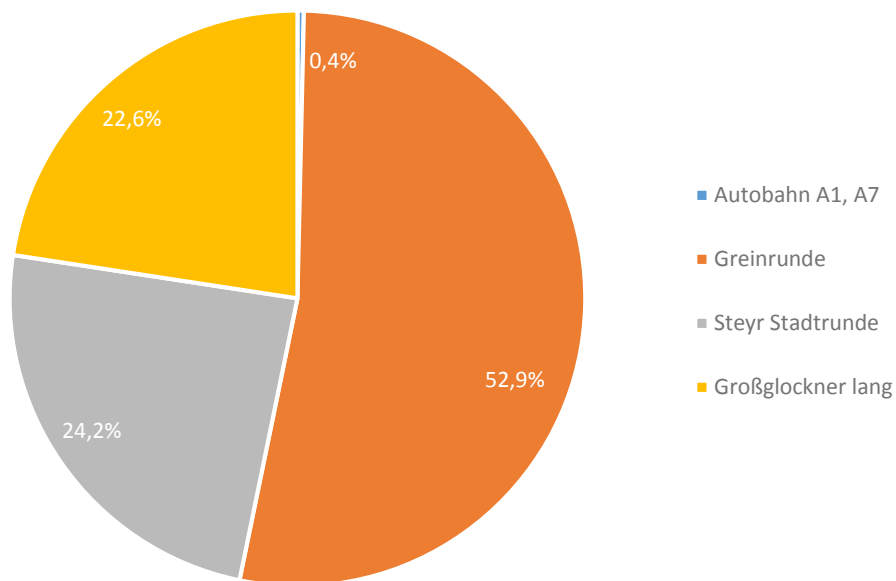
*Tabelle 40: Eigenschaften der Strecken, die für den ECS-Zyklus des BMW i3 herangezogen werden*

Strecke	Distanz	Streckentyp
ECS-Autobahnfahrt A1	158	Autobahn
Greinrunde	20	Bundesstraße
Steyr Stadt	30	Stadtstrecke
Lange Großglocknerfahrt (Ferleiten - Hochtör – Kaiser-Franz-Josef-Höhe - Heiligenblut - Hochtör – Ferleiten)	84	Passstraße

Es werden die Teilstrecken mehrfach addiert, um die geforderte Gesamtkilometerzahl der Streckentypen im Zyklus zu erhalten.

Für diese Streckenzusammensetzung des ECS-Zyklus wird die schädigungsrelevante Belastung für Zug und Schub bei Verzahnungen, Kugellager und Rollenlager ermittelt. Bei Strecken, die mehrfach gefahren wurden (Steyr Stadtstrecke, Greinrunde), wird der Mittelwert der schädigungsrelevanten Belastung zur Auswertung herangezogen.

Der Vergleich mit den Ergebnissen für Belastungen des MCE-Elektrozyklus zeigt, dass die Werte beim ECS-Zyklus zu hoch sind. Es liegt beispielsweise das äquivalente Moment im Zugbetrieb für Verzahnungen bei 1675 Nm, gegenüber 1270 Nm beim MCE-Zyklus. Die Greinrunden verursachen im ECS-Zyklus 52,9 % der schädigungsrelevanten Belastung. Auch die Steyrrunden schädigen mit 24,1 % mehr als die Großglocknerfahrten, welche die Summe aller Passfahrten repräsentieren. Der Grund dafür ist die forcierte Fahrweise bei der Greinrunde und der Steyr Stadtrunde.



Anteile der der Belastung der Einzelstrecken an der Gesamtbelastung im Zugbetrieb für Verzahnungen  
(ECS-Zyklus BMW i3)

## A.5 MESSFAHRTEN AUF DEN ECS-STRECKEN

### BMW i3

Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	TB	normal
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	TB	normal
Hochtor - KFH - Heiligenblut - Hochtor - Fusch	TB	normal
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor - KFH - Heiligenblut - Hochtor - Fusch	VB	normal
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor - Fusch	VB	normal
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor - KFH - Heiligenblut - Hochtor - Fusch	VB	forciert
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor - Fuscher Törl (Laden eTankstelle)	VB	forciert
Fuscher Törl (Laden eTankstelle) - Fusch	VB	forciert
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor - KFH - Heiligenblut - Hochtor - Fusch	TB	forciert
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor - Fusch	TB	forciert
Katschberg 2x	TB	normal
Katschberg 2x	TB	forciert
Katschberg 2x	VB	normal
Katschberg 2x	VB	forciert
Schaukel Katschberg - Tauern	VB	normal
Schaukel Katschberg - Tauern	TB	normal
Greinrunde 2x	TB	forciert
Greinrunde 2x	VB	forciert
Steyr Stadtrunde 2x	TB	forciert
Steyr Stadtrunde 2x	VB	forciert
Autobahnfahrt A1 und A7	VB	normal

Bei den Fahrten über den Großglockner wurden unterschiedliche Streckenvarianten gefahren. Die lange Großglocknerrunde (Ferleiten - Kaiser-Franz-Josefs-Höhe – Heiligenblut – Hochtor – Ferleiten) wurde nur mit dem BMW i3 durchgeführt.

Die ECS Autobahnfahrt wurde ebenfalls nur mit dem BMW i3 gefahren.

## VW E-GOLF

Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	TB	normal
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	TB	normal
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	TB	normal
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	TB/VB	normal
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	VB	normal
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	VB	normal
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	VB	normal
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	VB	forciert
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	VB	forciert
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	VB	forciert
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	VB	forciert
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	TB	forciert
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	TB	forciert
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	TB	forciert
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	TB	forciert
Katschberg 2x	TB	normal
Katschberg 2x	TB	forciert
Katschberg 2x	VB	normal
Katschberg 2x	VB	forciert
Schaukel Katschberg - Tauern	VB	normal
Schaukel Katschberg - Tauern	TB	normal
Greinrunde	TB	forciert
Greinrunde	VB	forciert
Greinrunde	TB	normal
Greinrunde	VB	normal
Steyr Stadtrunde	TB	forciert
Steyr Stadtrunde	VB	forciert
Steyr Stadtrunde	TB	normal
Steyr Stadtrunde	VB	normal



## MB250E

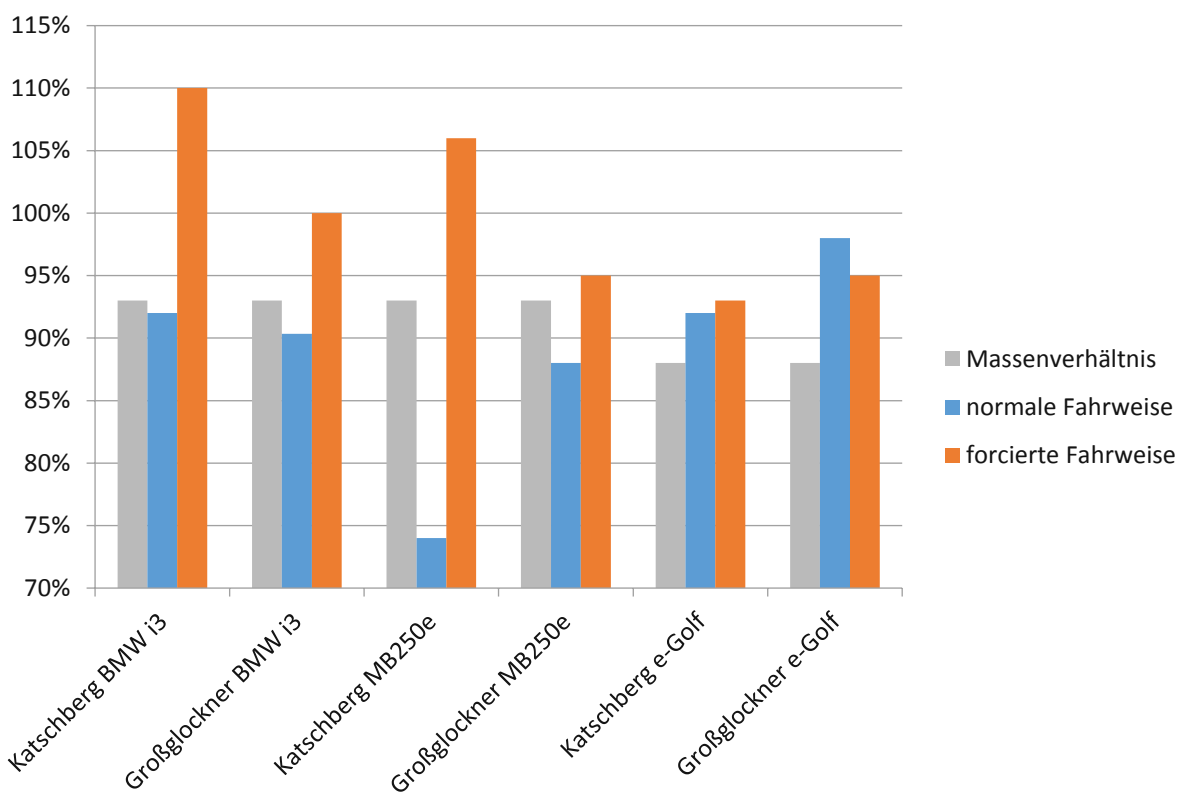
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	TB	normal
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	TB	normal
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	TB	normal
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	TB/VB	normal
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	VB	normal
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	VB	normal
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	VB	normal
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	VB	forciert
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	VB	forciert
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	VB	forciert
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	VB	forciert
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	TB	forciert
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	TB	forciert
Fusch - Fuscher Törl - Hochtor	TB	forciert
Hochtor - Fuscher Törl - Fusch	TB	forciert
Katschberg 2x	TB	normal
Katschberg 2x	TB	forciert
Katschberg 2x	VB	normal
Katschberg 2x	VB	forciert
Schaukel Katschberg - Tauern	VB	normal
Schaukel Katschberg - Tauern	TB	normal
Greinrunde 2x	TB	forciert
Greinrunde 2x	VB	forciert
Steyr Stadtrunde 2x	TB	forciert
Steyr Stadtrunde 2x	VB	forciert

## A.6 EINFLUSS DER FAHRZEUGMASSE

Verhältnisse der äquivalenten Momente

Verhältnis des äqu. Moments (TB/VB)	Katschberg VB 1	Katschberg VB 2	Katschberg TB 1	Katschberg TB 1	Durchschnitt
Schub Verzahnung	95,6%	95,3%	95,1%	95,6%	95,4%
Schub Kugellager	94,4%	94,2%	94,0%	94,4%	94,3%
Schub Rollenlager	94,5%	94,3%	94,1%	94,5%	94,4%
Zug Verzahnung	93,2%	93,5%	93,3%	93,3%	93,3%
Zug Kugellager	93,2%	93,3%	93,4%	93,3%	93,3%
Zug Rollenlager	93,2%	93,3%	93,3%	93,2%	93,2%

## A.7 VERHÄLTNIS DES ÄQUIVALENTEN MOMENTS BEI EINER ÄNDERUNG DER MASSE



Verhältnis des äquivalenten Moments (TB/VB) für Verzahnungen bei normaler und forcierter Fahrweise