The background of the cover features a series of concentric, overlapping arcs in various shades of blue, creating a sense of depth and movement. The arcs are centered towards the bottom right of the image.

# Systemanalyse einer elektrischen Achse für einen LKW-Anhänger

Tobias Zeller

# **Systemanalyse einer elektrischen Achse für einen LKW-Anhänger**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines  
**DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN  
(Dr.-Ing.)**

von der KIT-Fakultät für  
Elektrotechnik und Informationstechnik  
des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)  
angenommene

**DISSERTATION**

von

M. Sc. Tobias Zeller  
geb. in: Freiburg im Breisgau

Tag der mündlichen Prüfung:

17.11.2025

Hauptreferent:

Prof. Dr.-Ing. Martin Doppelbauer

Korreferent:

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer  
(Karlsruher Institut für Technologie)



**Karlsruher Institut für Technologie (KIT)**  
**Elektrotechnisches Institut (ETI)**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften von der KIT-Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) angenommene Dissertation von M.Sc. Tobias Zeller, geb. in Freiburg im Breisgau.

Tag der mündlichen Prüfung: 17.11.2025  
Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Martin Doppelbauer  
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer  
(Karlsruher Institut für Technologie)



Dieses Dokument, außer der Abbildung 1.1, 1.2, 2.6, 2.7, 2.9, 2.10, 2.11, 2.12, 2.13, 2.21, 3.1, 4.9, 4.10, 4.13 ist unter der Creative Commons Lizenz verfügbar Attribution-ShareAlike 4.0 International License (CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.en>



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Elektrotechnischen Institut (ETI) Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Der Fokus meiner Arbeit lag auf der Systemanalyse einer elektrischen Achse für Lastkraftwagen (LKW)-Anhänger, mit dem Ziel, ein optimales System für unterschiedliche Eingabeparameter zu bestimmen. Im Rahmen des öffentlich geförderten Projekts RekuTrAx durfte ich mich mit der Modellierung der Achse sowie der Auslegung des Generators befassen. Durch Untersuchung am Prüfstand konnte die Korrektheit der Simulationen bestätigt werden.

Diese Arbeit wäre ohne die kontinuierliche Unterstützung aus meinem beruflichen und privaten Umfeld nicht möglich gewesen. Dafür möchte ich allen danken, die zu ihrem Gelingen beigetragen haben. Für die Hilfe beim Aufbau meiner Prüfstände und die stets angenehme Zusammenarbeit bedanke ich mich herzlich bei der Werkstatt des ETI, insbesondere bei Rouven Burgert. Ebenso gilt mein Dank allen Studierenden, deren engagierter Einsatz maßgeblich zum Erfolg dieses Projekts beigetragen hat. Ein besonderer Dank gebührt meinem Doktorvater, Prof. Dr.-Ing. Martin Doppelbauer. Seine wertvolle Unterstützung und das Vertrauen, das er in mich gesetzt hat, haben mir nicht nur Freiraum für meine Forschung gegeben, sondern auch durch die fachlichen Diskussionen einen entscheidenden Beitrag zum Erfolg dieser Arbeit geleistet. Für die Übernahme des Korreferats und das große Interesse an meiner Arbeit bedanke ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer. Mein tiefster Dank gilt meinem langjährigen Freund und Bürokollegen Michael Schmitt. Für unsere täglichen Gespräche, sowohl beruflich als auch privat, bin ich besonders dankbar. Ebenso möchte ich all meinen Kolleg\*innen, insbesondere die HEV und Regelungskollegen, danken, die mir immer wieder zur Seite standen und die Zeit am Institut unvergesslich gemacht haben. Meiner Freundin Leonie gebührt ein

---

ganz besonderer Dank. Sie war mir in jeder Situation eine konstante Stütze, auf die ich immer zählen konnte. Den größten Dank schulde ich jedoch meiner Familie und meinen Eltern, die mich auf meinem gesamten Weg begleitet und unterstützt haben. Sie haben mir nicht nur das Studium ermöglicht, sondern mich auch zu dem Menschen gemacht, der ich heute bin. Ebenso danke ich allen Freunden, Verwandten und Bekannten, die mich auf diesem Weg unterstützt haben.

Tobias Zeller

Karlsruhe, im August 2025

# Kurzfassung

Die Reduzierung der Kohlenstoffdioxid ( $\text{CO}_2$ )-Emissionen stellt eine der dringlichsten Herausforderungen der gegenwärtigen Zeit dar. Zur Erreichung dieses Ziels sind weitreichende Maßnahmen in allen politischen und wirtschaftlichen Sektoren erforderlich, wobei der Verkehrssektor eine zentrale Rolle spielt. Während die Elektrifizierung von Personenkraftwagen (PKW) bereits fortgeschritten ist, steht sie bei Lastkraftwagen (LKW) noch am Anfang. Insbesondere schwere LKW tragen maßgeblich an den globalen  $\text{CO}_2$ -Emissionen bei. Neben der Elektrifizierung der Zugmaschine von LKW eröffnet die Elektrifizierung der Anhänger, beispielsweise Kühlanhänger, weiteres Potenzial zur Emissionsminderung. Obwohl bereits elektrifizierte Systeme für diesen Zweck existieren, beschränken sich die derzeit verfügbaren Marktangebote überwiegend auf die Kombination standardisierter Komponenten, ohne eine umfassende systemische Analyse vorzunehmen. Diese Dissertation stellt eine umfassende Analyse aller relevanten Systemkomponenten vor, indem alle individuell modellierten Komponenten mit MATLAB/Simulink in einer gekoppelten Simulation implementiert werden. Durch die Modellierung einzelner Komponenten und deren gekoppelte Simulation lassen sich unterschiedliche Kombinationen von Generatorleistung, Getriebeübersetzung, Batteriekapazität, Fahrzyklen und dem Energieverbrauch von Kühlaggregaten untersuchen, um auf diese Weise die optimale Gesamtkonfiguration zu ermitteln. Die bestmögliche Lösung ermöglicht eine Einsparung von etwa 20 000 l Dieselkraftstoff und 50 t $\text{CO}_2$  über die gesamte Lebensdauer eines LKW mit Kühlanhänger und erreicht dadurch eine Kostendeckung der Investitionen nach fünf Jahren Betriebsdauer. Zusätzlich zur Parameterstudie wird der aus der optimalen Konfiguration abgeleitete Generator prototypisch aufgebaut. Dessen elektromagnetische und thermische Eigenschaften werden durch Prüfstandsmessungen validiert, die eine sehr gute Übereinstimmung mit den Simulationsdaten zeigen.



# Abstract

The reduction of CO<sub>2</sub> emissions is one of the most urgent challenges of our time. Achieving this goal requires comprehensive measures across all politic and economic sectors, with the transportation sector playing a central role. While the electrification of passenger cars is already making great progress, heavy-duty trucks contribute significantly to CO<sub>2</sub> emissions. In addition to the electrification of the traction machine of trucks, the electrification of refrigerated trailers offers further potential for emission reduction. Although electrified systems for this purpose are already available, current market offerings lack a holistic system analysis and primarily focus on the non-ideal combination of off-the-shelf components. This thesis presents a comprehensive analysis of all relevant system components by implementing a coupled simulation of individually modelled components in MATLAB/Simulink. By modeling individual components and performing coupled simulations, various combinations of generator power, transmission ratio, battery capacity, driving cycles, and the energy consumption of refrigeration units can be examined to determine the optimal overall configuration. The most optimal solution yields a reduction of approximately 20 000 l of diesel fuel and 50 t of CO<sub>2</sub> over the entire lifespan of a refrigerated truck, achieving cost neutrality after five years of operation. In addition to the parameter study, the generator derived from the optimal configuration is manufactured. Finally, its electromagnetic and thermal properties are validated through test bench measurements, showing very good agreement to the simulated data.





# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b>	<b>vii</b>
<b>Abstract</b>	<b>ix</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation . . . . .	1
1.2 Zielstellung und Gliederung der Arbeit . . . . .	5
<b>2 Grundlagen</b>	<b>7</b>
2.1 Elektrische LKW Achsen . . . . .	8
2.2 Gesetzliche Regulierungen . . . . .	8
2.3 Komponenten der elektrischen Achse . . . . .	10
2.3.1 Getriebe . . . . .	11
2.3.2 Generator . . . . .	14
2.3.3 Umrichter . . . . .	15
2.3.4 Batterie . . . . .	17
2.3.5 Verbraucher . . . . .	18
2.4 Definition von Fahrzyklen und Lastkraftwagen . . . . .	19
2.4.1 Eingabeparameter . . . . .	19
2.4.2 Fahrzyklen . . . . .	20
2.4.3 Ausgabeparameter . . . . .	22
2.4.4 Verfügbare Energie . . . . .	22
2.5 Grundlagen der permanentmagneterregten Synchronmaschine . . . . .	24
2.5.1 Drehmomenterzeugung im Grundwellenmodell . . . . .	25
2.5.2 Verluste einer elektrischen Maschine . . . . .	29
2.6 Automatisierte Berechnung von Maschinen . . . . .	32
2.6.1 ETI Toolkette - Numerische Simulation . . . . .	33

2.7	Stand von Wissenschaft und Technik . . . . .	42
2.7.1	Konventioneller Antrieb über Riemenantrieb . . . . .	42
2.7.2	Hybride Achsantriebe . . . . .	43
2.7.3	Batterieelektrische Achsantriebe . . . . .	45
<b>3</b>	<b>Auslegung des synchronen Reluktanzgenerators</b>	<b>49</b>
3.1	Mechanische Analyse . . . . .	49
3.1.1	Randbedingungen . . . . .	51
3.2	Bestimmung von Dauerkennlinien . . . . .	55
3.2.1	Temperaturabhängige Verlustskalierung . . . . .	56
3.2.2	Berechnungsablauf zur Bestimmung von thermischen Dauerkennlinien . . . . .	57
3.2.3	Temperaturgrenze der Maschine . . . . .	58
3.2.4	Konstante und variable Strömungsgeschwindigkeit . . .	59
3.2.5	Thermische Fahrzyklusberechnung . . . . .	61
<b>4</b>	<b>Aufbau des Simulink-Modells</b>	<b>65</b>
4.1	Eingabeparameter . . . . .	67
4.2	Getriebe . . . . .	68
4.2.1	Berechnungsablauf . . . . .	68
4.2.2	Optimierung der Gesamtübersetzung . . . . .	69
4.2.3	Optimierung der Getriebetopologie . . . . .	75
4.2.4	Gesamtbewertung . . . . .	80
4.3	Generator . . . . .	83
4.4	Umrichter . . . . .	86
4.4.1	Berechnung der Schaltverluste . . . . .	87
4.4.2	Berechnung der Durchlassverluste . . . . .	88
4.5	Batterie . . . . .	89
4.6	Verbraucher - Kühltransporter . . . . .	91
4.6.1	Betriebsmodus . . . . .	93
4.6.2	Implementierung im Simulink-Modell . . . . .	95
<b>5</b>	<b>Systemoptimierung mithilfe einer Zielfunktion</b>	<b>101</b>
5.1	Definition der Zielfunktion . . . . .	101
5.1.1	Kriterium - Emissionen . . . . .	103
5.1.2	Kriterium - Kosten . . . . .	106
5.1.3	Weitere Kriterien- Pufferspeicher . . . . .	107
5.1.4	Kriterium - Fehlende Energie . . . . .	108
5.2	Gewichtung der Kriterien und deren Sensitivität . . . . .	108

<b>6</b>	<b>Auswertung der Simulationsergebnisse</b>	<b>111</b>
6.1	Voruntersuchung - Maschinendaten . . . . .	111
6.2	Simulink Ergebnisse - optimiertes Komponentendesign . . . . .	115
6.3	Optimiertes Komponentendesign unter praxisnahen Bedingungen	127
6.3.1	Erweiterte Randbedingungen . . . . .	127
6.3.2	Ergebnisse praxisnahe Bedingungen . . . . .	128
6.4	Mechanische Analyse des Generators . . . . .	130
<b>7</b>	<b>Validierung am Prüfstand</b>	<b>133</b>
7.1	Aufbau des Prototypen . . . . .	133
7.2	Aufbau des Prüfstands . . . . .	134
7.3	Vermessung des Eckpunkts . . . . .	140
7.4	Vermessung des gesamten Kennfeldes . . . . .	144
7.5	Thermische Fahrzyklusberechnung . . . . .	149
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>159</b>
8.1	Ergebnisse der Arbeit . . . . .	159
8.2	Potenziale der Weiterentwicklung . . . . .	160
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>163</b>
A.1	Parameter zu Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit . . . . .	163
A.2	NO27-15 Datenblatt . . . . .	166
A.3	Verschiedene Score-Ergebnisse für Rad- und Achsantrieb für un- terschiedliche Kombinationen . . . . .	170
A.4	TRION(3)-18xx-POWER-4 Datenblatt . . . . .	172
A.5	Dauerkennlinien von verschiedenen Fahrzyklen . . . . .	173
A.6	Berechnetes und gemessenes True-MTPL-Drehmoment . . . . .	175
A.7	Wirkungsgradkennfeld aus gemessenen Daten am Prüfstand . . . . .	176
A.8	True-MTPL-Wirkungsgradkennfeld aus gemessenen Daten am Prüfstand . . . . .	177
A.9	Berechnete und gemessene True-MTPL Verluste . . . . .	178
A.10	Einzeltemperatur des Dauerversuchs . . . . .	179
	<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>181</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>189</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>197</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>201</b>



# Kapitel 1

## Einleitung

### 1.1 Motivation

Der Klimawandel und seine Folgen stellen seit Jahrzehnten eine zentrale Herausforderung dar und prägen sowohl Alltag als auch Medien. Diese Problematik wird auch künftig bestehen. Zur Gegensteuerung hat die Europäische Union (EU) zahlreiche Maßnahmen eingeleitet, darunter das EU-Klimaschutzpaket *Fit for 55* [1]. Dessen Ziel ist es, die CO<sub>2</sub>-Emissionen der EU bis 2030 um 55% zu senken. Ein Schwerpunkt liegt auf dem Verkehrssektor, der 2021 etwa 740 Mio. tCO<sub>2</sub> ausstieß. Davon entfielen rund 207 Mio. t, beziehungsweise (bzw.) 28%, auf schwere Lastwagen und Busse [2] (siehe Abbildung 1.1). Interessanterweise stellen schwere Lastwagen (mit einem zulässigen Gesamtgewicht von bis zu 40 t) und Busse lediglich 4% des gesamten Fahrzeugbestands dar, sind jedoch, wie bereits erwähnt, für 28% der gesamten CO<sub>2</sub>-Emissionen verantwortlich [3].

Vor dem Hintergrund dieser Herausforderung werden derzeit verschiedene Lösungsansätze entwickelt und geprüft, um die Emissionen zu senken. Die meisten dieser Ansätze beinhalten eine Form der Elektrifizierung, wie beispielsweise vollelektrische oder hybride Fahrzeuge. Der Trend zur Elektrifizierung hat sich auch im Personenkraftwagen (PKW)-Sektor etabliert. Zahlreiche Studien [4–6] belegen theoretisch, dass der Einsatz von Battery Electrical Vehicles (BEVs) erhebliche Emissionseinsparungen ermöglicht. Zudem zeigen diverse Untersuchungen und Meta-Analysen, dass sowohl die Kosten als auch die Emissionen durch den Einsatz von BEVs, Hybrid Electrical Vehicles (HEVs) und/oder Plug in Hybrid Electrical Vehicles (PHEVs) signifikant reduziert werden können [7, 8]. Dies wird durch die Darstellung des Emissionsverbrauchs über den Lebens-

## Kohlendioxidemissionen im Straßenverkehr

Europäische Union 2021

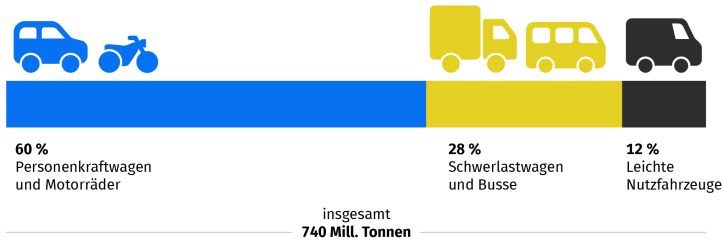


Abbildung 1.1: Kohlenstoffdioxidemission im Straßenverkehr der EU im Jahr 2021 [2].

zyklus verschiedener PKW-Antriebssysteme in Abbildung 1.2 veranschaulicht. Betrachtet man hingegen die praxisbezogenen Daten des Bundesministeriums für Digitales und Verkehr [9], zeigt sich ein abweichendes Bild: Der durchschnittliche Kraftstoffverbrauch von PKW stagniert nicht nur, sondern ist in den vergangenen Jahren teilweise sogar angestiegen. Als Hauptursachen hierfür gelten der anhaltende Trend zu größeren und leistungstärkeren Fahrzeugen sowie die zunehmende Verbreitung verbrauchserhöhender Komfort- und Assistenzsysteme, etwa Klimaanlage.

Trotz der zahlreichen Vorteile und der erfolgreichen Einführung verschiedener Elektrifizierungstechnologien im PKW-Sektor zeigt der Markt für elektrische Lastkraftwagen (LKW) weiterhin eine deutlich geringere Dynamik als erwartet. Im Jahr 2022 machten vollelektrische LKW (bis zu einem zulässigen Gesamtgewicht von 12t) lediglich 1,66% der Verkaufszahlen in der EU aus, während der Anteil schwerer LKW nur bei 0,3% lag [11]. Auch im ersten Halbjahr 2024 blieben diese Zahlen nahezu unverändert, mit einem Anteil elektrisch aufladbarer LKW (einschließlich Plug-in-Hybriden) von lediglich 1,9% [12]. Obwohl seit 2016 ein erheblicher Anstieg der Verkaufszahlen beobachtet werden kann, bleiben die Gesamtergebnisse hinter den ursprünglichen Erwartungen zurück. Angesichts der verschärften Vorschriften im EU-Klimaschutzpaket *Fit for 55* sehen sich die Hersteller einem zunehmenden Druck ausgesetzt, leistungsfähigere Systeme zu entwickeln, die den Anforderungen gerecht werden. Neben der Elektrifizierung der Zugmaschine gibt es auch alternative Ansätze zur Emissi-

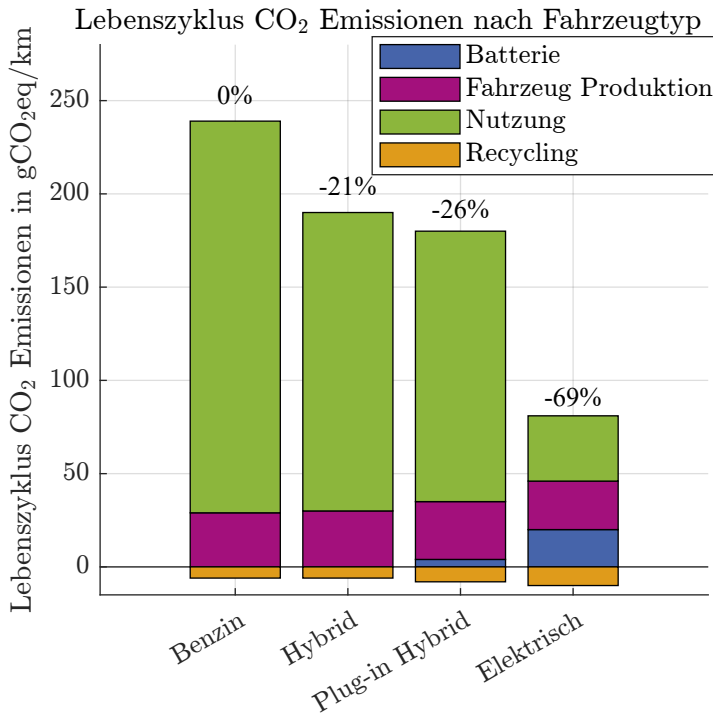


Abbildung 1.2: CO<sub>2</sub>-Emissionen verschiedener Mittelklasse PKW über den Lebenszyklus. BEV/PHEV werden mit dem durchschnittlichen Stromnetz der EU27 Mitgliedstaaten geladen [10].

onseinsparung, die keine vollständige Umstellung des Antriebsstrangs erfordern. Dazu gehört beispielsweise (bspw.) die Einführung von hybriden oder vollelektrischen Systemen am Anhänger. In diesem Zusammenhang eröffnet sich ein völlig neuer Bereich von Möglichkeiten. Der Fokus auf Emissionseinsparungen muss sich nicht ausschließlich auf die Zugmaschine konzentrieren, sondern kann auch den Anhänger als eigenständiges System betrachten und optimieren. Ein Beispiel hierfür sind die Kühlsysteme, die im Straßengüterverkehr eingesetzt werden. Diese LKW werden für den Transport verderblicher Güter wie Lebensmittel oder Medikamente verwendet und sind in der Regel mit Kühlaggregaten ausgestattet, die üblicherweise von einem kleinen Dieselmotor im Anhänger

betrieben werden. Obwohl dieser Dieselgenerator wesentlich kleiner ist als ein typischer LKW-Motor in der Zugmaschine, verursacht er dennoch zwischen 15% und 24% des gesamten Kraftstoffverbrauchs [13] von Kühlfahrzeugen während eines Arbeitstags, siehe Tabelle 1.1 [14].

Betriebsart	0 °C	−20 °C
Diesel Hochgeschwindigkeit	4,21 h <sup>−1</sup> (±15%)	31 h <sup>−1</sup> (±25%)
Diesel mit niedriger Drehzahl	2,51 h <sup>−1</sup> (±20%)	1,91 h <sup>−1</sup> (±15%)
Elektrisches Standby	11,4 kW h <sup>−1</sup> (±25%)	7,1 kW h <sup>−1</sup> (±15%)

Tabelle 1.1: Energieverbrauch pro Nettobetriebsstunde auf der Grundlage von ATP-Testwerten [15] von TRU bei 30 °C Umgebungstemperatur.

Mit der konstant steigenden Anzahl an Zulassungen von temperaturgeführten LKW – im Jahr 2021 waren es knapp 62.000 [16, S. 17] – nehmen auch die Kohlenstoffdioxid-äquivalenten (CO<sub>2</sub>eq)-Emissionen weiter zu. Die Anhänger, die in der temperaturgeführten Logistik verwendet werden und über isolierte Wände sowie Kühlung verfügen (mit den Klassenbezeichnungen O3 und O4), tragen derzeit zur Erhöhung der Treibhausgas (THG)-Emissionen in der Kühllogistik mit 4,54 Mio. t CO<sub>2</sub>eq pro Jahr bei [16]. Betrachtet man zusätzlich die kleinen Nutzfahrzeugklassen (wie N2 und N3 mit einer zulässigen Gesamtmasse von 3,5 t bis 12 t), lässt sich das Einsparpotenzial an THG-Emissionen in der temperaturgeführten Logistik auf insgesamt rund 7,43 Mio. t CO<sub>2</sub>eq pro Jahr schätzen [16, S.63-64].

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein MATLAB/Simulink-Modell vorgestellt, das die verschiedenen Komponenten einer elektrischen Achse – bestehend aus Getriebe, Generator und Batteriesystem – für einen LKW-Anhänger optimiert, um die CO<sub>2</sub>eq-Emissionen zu reduzieren. Das entwickelte System ermöglicht die Energierückgewinnung über Rekuperation oder den Schleppbetrieb und generiert damit elektrische Energie über die am LKW integrierte elektrische Achse. Bei der Rekuperation wird Energie, die normalerweise durch die mechanische Bremse als Wärme dissipiert, effizient in elektrische Energie umgewandelt und in der Batterie zwischengespeichert. Die Implementierung dieses Systems eliminiert die Notwendigkeit eines zusätzlichen Dieselgenerators am LKW-Anhänger,



was zu einer signifikanten Reduzierung der gesamten CO<sub>2</sub>-Emissionen der LKW führt.

## 1.2 Zielstellung und Gliederung der Arbeit

Die Zielsetzungen dieser Arbeit umfassen die Entwicklung und Implementierung eines modularen Modellbaukastensystems in MATLAB/Simulink, das eine präzise Dimensionierung der einzelnen Teilkomponenten einer elektrischen Achse ermöglicht. Dieser Modellbaukasten soll die optimale Bestimmung der folgenden Parameter ermöglichen: Getriebeübersetzung, Generatorgröße, Umrichterleistung und Batteriegröße, unter Berücksichtigung eines Fahrzyklus und eines Verbrauchers in Form eines Kühlwagens. Darüber hinaus soll aufgezeigt werden, dass sich mit einem solchen System der CO<sub>2</sub>-Ausstoß eines LKW bei gleichbleibenden Kosten reduzieren lässt. Der strukturelle Aufbau der Arbeit ist in Abbildung 1.3 dargestellt. In Kapitel 2 erfolgt eine detaillierte Erläuterung der theoretischen Grundlagen des Systems sowie seiner Teilkomponenten. Dies umfasst auch die Definition der verwendeten Fahrzyklen und des LKW. Besondere Beachtung finden die Grundlagen von Permanentmagnet-regter Synchronmotors (PMSMs), wobei die Schenklichkeit der Synchrone Reluktanzmaschine (synRM) als wesentlicher Bewertungsfaktor hervorgehoben wird. In den Grundlagen werden ebenfalls bestehende Systeme präsentiert, die bereits auf dem Markt erhältlich sind. Für die automatisierte Auslegung von synRM werden die notwendigen Grundlagen in Kapitel 3 erläutert. Hierbei kommt die am Elektrotechnisches Institut (ETI) entwickelte Toolkette zur Anwendung. In Kapitel 4 wird das entwickelte Simulink-Modell umfassend vorgestellt. Besonderes Augenmerk liegt auf den Verbindungen der einzelnen Teilkomponenten, dem Aufbau dieser Komponenten sowie der Steuerung des Systems. Das folgende Kapitel 5 beschäftigt sich mit der Zusammenfassung und Bewertung der Daten mittels einer Zielfunktion, um einen einzelnen Wert zu erhalten, der den Vergleich der unterschiedlichen Ergebnisse ermöglicht. Nach der ausführlichen Erörterung des Systems und des Bewertungsschemas werden die Ergebnisse in Kapitel 6 dargestellt. Dabei wird eine Unterscheidung zwischen den numerischen Simulationsergebnissen und den unter praxisnahen Bedingungen erzielten Simulationsergebnissen vorgenommen.

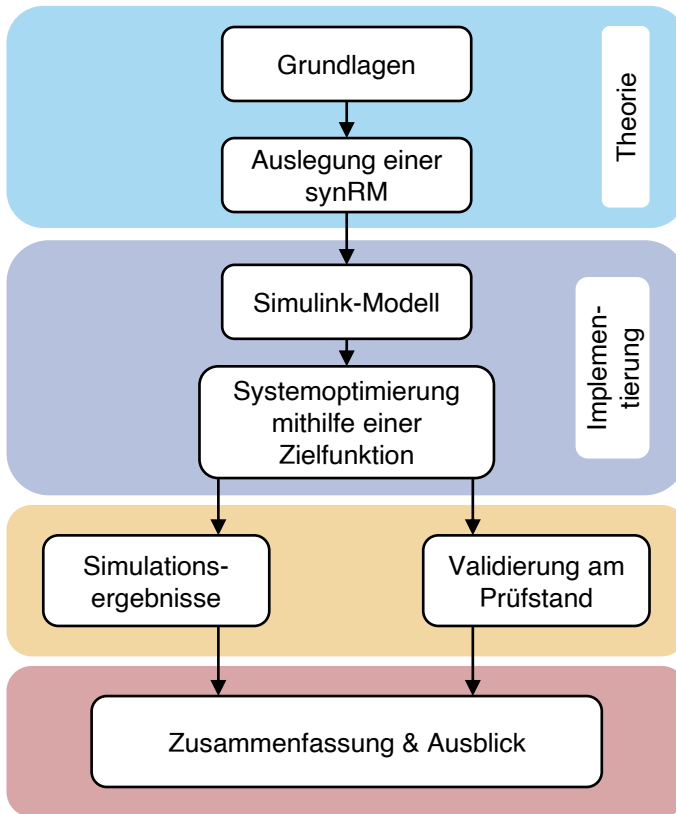


Abbildung 1.3: Gliederung der Dissertation.

Im Anschluss an die Diskussion und Bewertung der Simulationsergebnisse erfolgt in Kapitel 7 die Validierung am Prüfstand, um die ermittelten Ergebnisse zu verifizieren. Abschließend fasst Kapitel 8 die Ergebnisse zusammen und gibt einen Ausblick auf mögliche zukünftige Entwicklungen.

# Kapitel 2

## Grundlagen

Um ein fundiertes Verständnis der Funktionsweise einer elektrischen Achse in einem LKW zu entwickeln, werden in diesem Kapitel die erforderlichen theoretischen Grundlagen zu Getrieben, elektrischen Maschinen, Verlustberechnungen sowie Fahrzyklen systematisch dargestellt. Darüber hinaus werden zentrale Begriffe wie Schenklichkeit, Übersetzung und Leistung präzise definiert und erläutert. In Abschnitt 2.1 wird die elektrische Achse anhand eines schematischen Aufbaus beschrieben und ihre grundlegenden Komponenten systematisch erläutert. Im Anschluss werden in Abschnitt 2.2 die geltenden gesetzlichen Rahmenbedingungen und allgemeinen Vorschriften erläutert. Anschließend erfolgt in Abschnitt 2.3 eine detaillierte Darstellung der zentralen Komponenten der Achse, wie Getriebe, Generator, Umrichter, Batterie und Verbraucher. Dabei wird jede Komponente hinsichtlich ihrer Funktion und Bedeutung innerhalb des Gesamtsystems ausführlich beschrieben. Abschnitt 2.4 widmet sich den eingesetzten Fahrzyklen, die definiert und analysiert werden, um die Leistungsfähigkeit der elektrischen Achse zu bewerten. Zusätzlich werden die Merkmale der betrachteten LKW spezifiziert, um die Anwendungsbereiche zu konkretisieren. In diesem Kontext werden auch die Ein- und Ausgabeparameter der Fahrzyklen beschrieben, die eine zentrale Rolle in der Analyse spielen. In Abschnitt 2.5 werden die theoretischen Grundlagen der PMSM behandelt. Dazu gehört eine Erklärung der Drehmomenterzeugung anhand des Grundwellenmodells sowie eine Definition der wesentlichen Verlustmechanismen in der Maschine. Diese Aspekte bilden die Grundlage für die Berechnung der erzeugten Energie und die Bewertung der Effizienz. Abschließend wird in Abschnitt 2.6 die Methodik zur

automatisierten Maschinenberechnung detailliert beschrieben, die für die weiteren Untersuchungen von zentraler Bedeutung ist.

## 2.1 Elektrische LKW Achsen

Eine elektrische Achse an einem LKW-Anhänger erfüllt sowohl Rekuperations- als auch Schleppfunktionen und trägt somit zur zusätzlichen Erzeugung elektrischer Energie bei. Das System ist darauf ausgelegt, beim Bremsen oder Verzögern kinetische Energie in elektrische Energie umzuwandeln, anstatt sie als Wärme zu verlieren. Diese elektrische Energie kann anschließend für den Betrieb von Kühlsystemen oder anderen Nebenantrieben genutzt werden. Die Verwendung eines solchen Systems steht im Einklang mit dem übergeordneten Trend zur Elektrifizierung von Nutzfahrzeugen, der durch die Notwendigkeit der Reduzierung von Treibhausgasemissionen und der Eindämmung des globalen Klimawandels vorangetrieben wird (siehe hierzu die eingeleitete Motivation in Abschnitt 1.1). Zur grundlegenden Beschreibung einer elektrischen Achse, deren Hauptaufgabe das Rekuperieren und/oder Schleppen zur Energiegewinnung ist, besteht grundsätzlich aus fünf Bauteilen: Getriebe, Generator, Umrichter, Batterie und Verbraucher. In Abbildung 2.1 wird eine schematische Darstellung des Systems gezeigt.

## 2.2 Gesetzliche Regulierungen

Straßenfahrzeuge, einschließlich Anhänger, unterliegen gesetzlichen Regulierungen. Neben standardisierten Spezifikationen wie Breite, Höhe, Gewicht und so weiter (usw.) unterliegen auch die Achsen spezifischen rechtlichen Vorgaben. Zum aktuellen Zeitpunkt (Stand 2024) werden LKW-Anhänger innerhalb der EU gemäß der Verordnung 2018/858 [17] und der Richtlinie 97/27/EG reguliert. Gemäß Abschnitt 2.2.1 dieser Richtlinie (sowie Artikel 3 Abschnitt 17 der Verordnung 2018/858) wird ein Anhängerfahrzeug („Anhänger“) als ein Fahrzeug ohne eigenen Antrieb definiert, das dazu bestimmt und konstruiert ist, von einem Kraftfahrzeug gezogen zu werden [18]. Die EU-Richtlinie legt fest, dass Anhänger keinen eigenen Antrieb besitzen dürfen und somit auch die elektrische Achse keinen Vortrieb erzeugen darf. Diese Vorgabe ist für den weiteren Verlauf der Arbeit von zentraler Bedeutung, da die elektrische Achse folglich ausschließlich zur Energieerzeugung durch Rekuperation oder Schleppbetrieb eingesetzt werden darf. Zusätzlich zur EU-Richtlinie definiert

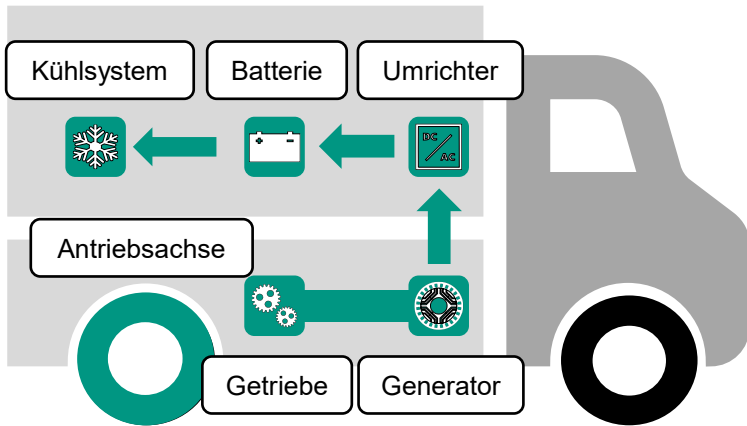


Abbildung 2.1: Schematischer Aufbau einer elektrischen Achse mit Kühlsystem als Beispielverbraucher.

die ISO 3833 in ähnlicher Weise ein „towed vehicle“. Unter Abschnitt 3.2 wird erklärt:

„A non-power-driven road vehicle which, [...], is used to transport persons or goods and is intended to be towed by a motor vehicle; [...]“ [19].

Übersetzt bedeutet dies, dass ein Anhänger ein nicht angetriebenes Straßenfahrzeug ist. Aktuell arbeiten diverse Institutionen und Unternehmen an Gesetzesvorschlägen, um diese Regelung für die Zukunft zu ändern. Besonders relevant ist dabei die Verordnung 2018/858 [17], da sie eine übergeordnete Rolle spielt. Eine endgültige Entscheidung darüber steht noch aus. Es gibt bereits erste Anhaltspunkte für Gesetzentwürfe zur Festlegung der maximalen Leistung und Bremsrate. Aktuell gibt es in Regulation Nr. 13, die auch für LKW-Anhänger der Klasse O gilt, keine spezifischen Vorgaben zur Leistung oder Bremsrate [20]. Im Jahr 2022 präsentierte das International Association of the Body and Trailer Building Industry (franz. Comité de Liaison de la Construction de Carrosseries et de Remorques) (CLCCR) auf der Working Party on Automated/Autonomous and Connected Vehicles (franz. Groupe des Rapporteurs Véhicules Automati-

sés) (GRVA) WP29 einen ersten Entwurf, der folgende wichtige Punkte umfasste [21]:

- Elektrische Anhänger mit Achsen, die eine begrenzte Rekuperationsleistung (maximal 20 kW bei schweren Anhängern) und eine maximale Verzögerungsrate von 0,04 pro Achse auf Eis aufweisen, könnten ohne weitere Anforderungen zugelassen werden.
- Jedoch sollte bei Geschwindigkeiten unter  $15 \text{ km h}^{-1}$  das Blockieren der Räder vermieden werden.
- Elektrische Anhänger mit Achsen, die eine höhere Rekuperationsleistung bieten, müssten zusätzliche Anforderungen erfüllen.

Dies bedeutet, dass Systeme mit einer Leistung von bis zu 20 kW ohne zusätzliche Genehmigung im Straßenverkehr zugelassen werden könnten, sofern sichergestellt ist, dass ein Blockieren der Räder auch im Zusammenspiel mit elektrischen Achsen und Bremssystemen verhindert wird.

## 2.3 Komponenten der elektrischen Achse

Die fünf elementaren Komponenten einer elektrischen Achse sollen im Folgenden im Detail beschrieben und erläutert werden. Die Abfolge der Bauteile entspricht dem Weg, den die Energie im System nimmt. Die Energie wird von der Fahrbahn über das Rad in die Achse geleitet. Das Getriebe nimmt die mechanische Leistung vom Rad auf und wandelt das hohe anliegende Drehmoment bei niedriger Drehzahl in ein geringeres Drehmoment bei höherer Drehzahl um, um die Effizienz des Generators zu steigern. Der Generator wandelt anschließend die mechanische Energie in elektrische Energie um. Dies geschieht, indem die Bewegung des Rotors eine Änderung des magnetischen Flusses im Stator erzeugt, wodurch eine Spannung induziert wird. Diese induzierte Spannung treibt bei einer angeschlossenen Last einen elektrischen Strom, der als nutzbare elektrische Energie bereitgestellt wird. Der nachgeschaltete Umrichter wandelt den erzeugten Wechselstrom des Generators in Gleichstrom um, sodass dieser anschließend in der Batterie gespeichert werden kann. Die Batterie speichert die elektrische Energie und stellt sie für den späteren Gebrauch als Pufferspeicher bereit. Ein Verbraucher, wie in diesem Fall ein Kühlsystem, entnimmt schließlich die gespeicherte elektrische Energie aus der Batterie, wodurch der Energiespeicher entladen wird.

### 2.3.1 Getriebe

Die primäre Funktion eines Getriebes besteht in der Transformation der Drehzahl und des Drehmoments. Dabei gilt das Übersetzungsverhältnis als fundamentale Kenngröße, die gemäß der Definition von [22, S. 131] wie folgt formuliert ist:

$$i = \frac{n_{\text{Antrieb}}}{n_{\text{Abtrieb}}} = \frac{\omega_{\text{Antrieb}}}{\omega_{\text{Abtrieb}}} \quad (2.1)$$

Über den Zusammenhang  $\omega = 2\pi \cdot n$  können anstelle der Drehzahlen auch die entsprechenden Winkelgeschwindigkeiten herangezogen werden, sodass sich Gleichung 2.1 ergibt.

Entgegen der allgemeinen Konvention wie in [22–24]) wird im folgenden nicht zwischen einer positiven Übersetzung (Gleichlauf) und einer negativen Übersetzung (Gegenlauf) unterschieden, sondern es wird mit dem Kehrwert aus Gleichung 2.1 gerechnet. Die Definition des Getriebes für diese Arbeit wie folgt festgelegt:

$$i = \frac{n_{\text{Abtrieb}}}{n_{\text{Antrieb}}} = \frac{\omega_{\text{Abtrieb}}}{\omega_{\text{Antrieb}}} \quad (2.2)$$

Synchrone Reluktanzmaschinen weisen in der Regel hohe Drehzahlenanforderungen auf, um hohe Leistungen zu erreichen und die Maschine effizient zu betreiben. Die Eingangsleistung  $P_{\text{in}}$  wird anhand des Eingangsdrehmoments  $M_{\text{in}}$  und der Eingangskreisfrequenz  $\omega_{\text{in}}$  am Rad berechnet und entspricht der Multiplikation aus Ausgangsdrehmoment  $M_{\text{out}}$  und Ausgangskreisfrequenz  $\omega_{\text{out}}$ .

$$P_{\text{in}} = M_{\text{in}} \cdot \omega_{\text{in}} = M_{\text{out}} \cdot \omega_{\text{out}} = P_{\text{out}} \quad (2.3)$$

Es gibt eine Vielzahl an Konstruktionsprinzipien für Getriebe, zu denen unter anderem Zykloidgetriebe, Kegelradgetriebe, Stufenloses Getriebe (engl. Continuously Variable Transmission) (CVT)-Getriebe, Planetenradgetriebe und Stirnradgetriebe gehören. Im Kontext der Fahrzeugantriebstechnik und im Rahmen dieser Arbeit werden - zur Reduzierung der Modellkomplexität - ausschließlich Planetenrad- und Stirnradgetriebe betrachtet. Diese beiden Getriebearten werden in den folgenden Abschnitten detaillierter beschrieben.

#### Stirnradverzahnung

Stirnradgetriebe stellen die einfachste und am weitesten verbreitete Methode zur Realisierung von Getrieben dar. Dabei greifen die Zähne der Stirnräder formschlüssig ineinander und übertragen somit Leistung. Die Anpassung von

Drehzahl und Drehmoment erfolgt über die Differenz der Durchmesser der Stirnräder. Es besteht die Möglichkeit, verschiedene Flankenlinien, wie Gerad- und Schrägverzahnungen, bei Stirnrädern einzusetzen.

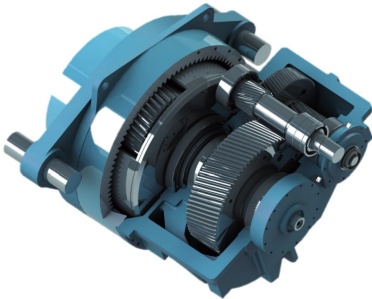


Abbildung 2.2: Beispiel eines kombinierten Getriebes aus zweistufigen Stirnradverzahnung rechts und einer Planetenradstufe links [25].

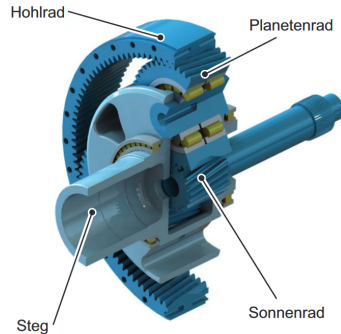


Abbildung 2.3: Beispiel eines Planetenradgetriebes mit den wichtigsten Elementen: Hohlrad, Planetenrad, Sonnenrad und dem Steg [25].

Die weitverbreitete Verwendung von Stirnradgetrieben basiert grundlegend auf zwei Vorteilen. Zum einen sind die Kosten aufgrund ihres einfachen Aufbaus mit mindestens zwei Wellen und zwei Zahnrädern vergleichsweise gering. Zum anderen zeichnet sich ihre Effizienz bei einstufigen Getrieben aus:

- Gerad verzahnte Stirnradstufe  $\eta = 99 \%$  [26, S. 14, 27, S. 784]
- Schräg verzahnt Stirnradstufe  $\eta = 97$  bis  $98 \%$  [27, S. 784]

Trotz ihres im Vergleich geringeren Wirkungsgrads werden schrägverzahnte Stirnräder aufgrund ihres deutlich reduzierten Geräuschverhaltens in praktisch jedem PKW eingesetzt. Bei einem Zahnradpaar aus schrägverzahnten Stirnrädern erfolgt im Vergleich zur Geradverzahnung der Ein- und Austritt der Zähne nicht synchron über die gesamte Zahnbreite, sondern entlang der Berührungslinie und üblicherweise über mehrere Zahnpaare hinweg verteilt. Die erhöhte



Anzahl der Zahnpaare im Eingriff verbessert in der Regel die Laufruhe und Tragfähigkeit der Stirnräder, was der hauptsächliche Grund für ihren Einsatzbereich in PKW ist [28]. Die durch Stirnradgetriebe in einer Stufe realisierbaren Übersetzungen sind dabei im Vergleich zu Zykloid- und Planetengetrieben eher begrenzt. Sie befinden sich typischerweise im Bereich von  $i = 0,5$  bis 6 [25, S. 84].

### Planetenradverzahnung

Eine komplexere Variante von Getrieben sind Planetenradgetriebe, auch bekannt als Planetengetriebe oder Umlaufgetriebe. Diese Getriebeart ist ein mechanisches System, bestehend aus einem zentralen Sonnenrad, einem oder mehreren Planetenrädern sowie einem äußeren Hohlrad. Eine Beispieldarstellung ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Der Aufbau und das Funktionsprinzip eines Planetengetriebes kann wie folgt beschrieben werden: Im Zentrum des Getriebes befindet sich das Sonnenrad, während die Planetenräder kleinere Zahnradräder sind, die gleichmäßig um das Sonnenrad angeordnet sind und mit diesem sowie dem Hohlrad in Eingriff stehen. Diese Planetenräder sind durch einen Steg, auch bekannt als Planetenträger, miteinander verbunden. Das Hohlrad ist wiederum mit den Planetenrädern in Eingriff. Jede der Wellen (Sonnenwelle, Stegwelle und Hohlradwelle) kann grundsätzlich als An- oder Abtrieb verwendet werden. Es ist ebenfalls möglich, zwei Wellen gleichzeitig als Antrieb oder Abtrieb zu nutzen, um Leistungsflüsse zu addieren oder zu verteilen. Im Folgenden werden nur Konfigurationen betrachtet, bei denen eine der Wellen mit dem Gehäuse verbunden ist und die anderen beiden als Antriebs- bzw. Abtriebswellen fungieren. Durch die spezielle Bauweise des Getriebes ist es möglich, die Hauptfunktionen, nämlich Momentenübertragung und Drehzahländerung, auf einem besonders kleinen Bauraum zu realisieren und gleichzeitig eine hohe Leistungsdichte zu erzielen. Im Vergleich zu einem Stirnradgetriebe kann dabei ein Gewichtsvorteil von 50% und ein Volumenvorteil von 40% erreicht werden [25, S. 100]. Ein logischer Nachteil dieser Bauweise sind jedoch die entsprechend höheren Kosten und die erforderliche Fertigungsgenauigkeit, um eine möglichst gleichmäßige Lastverteilung auf die Zahnflanken der Sonne-Planet- und Planet-Hohlrad-Eingriffe zu gewährleisten. Wenn man den Wirkungsgrad betrachtet, wird deutlich, dass Planetengetriebe in Relation zur Bauhöhe der möglichen Übersetzung einen hohen Wirkungsgrad aufweisen. Eine erste Einschätzung des Wirkungsgrads von Planetengetrieben kann anhand der folgenden Werte vorgenommen werden [26, S. 14]:

- Stirnradstufe (Planetenrad auf Sonnenrad):  $\eta = 99 \%$

- Hohlradstufe (Hohlrad auf Planetenrad):  $\eta = 99,5 \%$

Diese Wirkungsgrade gelten jedoch nur für Planetengetriebe mit Standgetriebe, bei denen der Antrieb vom Hohlrad über die Planetenräder an den Abtrieb am Sonnenrad weitergeleitet wird. Allgemein gestaltet sich die Bestimmung sinnvoller Übersetzungen bei Planetengetrieben etwas komplexer als beim Stirnradgetriebe, da grundsätzlich die Antriebs- und Abtriebswelle frei gewählt werden können. Im Anwendungsfall hingegen wird das Hohlrad als Bestandteil des Gehäuses verwendet und somit fest fixiert. Eine zentrale Kenngröße aller Planetengetriebe ist die Standübersetzung, die sich ergibt, wenn der Antrieb über das Sonnenrad und der Abtrieb über das Hohlrad erfolgt. Die Standübersetzung  $i_{12}$  kann durch die Gleichung 2.4 definiert werden [25].

$$i_{12} = \frac{n_{\text{Sonne}}}{n_{\text{Hohlrad}}} \quad (2.4)$$

In den folgenden Analysen werden ausschließlich Konfigurationen berücksichtigt, bei denen das Hohlrad feststeht und die Planeten umlaufen, da umfangreiche Untersuchungen von [29] gezeigt haben, dass diese Konfigurationen bei den betrachteten Übersetzungsverhältnissen die höchsten Wirkungsgrade erzielen können. Obwohl das Verhalten etwas komplexer ist, kann gemäß [25, S. 84] ein sinnvoller Übersetzungsbereich mit einer maximalen Standübersetzung von  $i_{12} = 14$  definiert werden. Das bedeutet, dass für eine einzelne Stufe die Übersetzung etwa doppelt so hoch ist wie bei einem Stirnradgetriebe.

### 2.3.2 Generator

Das Getriebe ist über eine Achse direkt mit dem Generator verbunden, dessen primäre Funktion darin besteht, während der Fahrt elektrische Energie zu erzeugen, sei es durch Bremsvorgänge (Rekuperation) oder im Schleppbetrieb. Eine elektrische Maschine kann stets in zwei Betriebsmodi betrieben werden: Motorbetrieb und Generatorbetrieb. Beim Generatorbetrieb wird mechanische Arbeit in Form des rotierenden Rotors in das System eingebracht und es wird elektrische Energie entnommen. Wenn sich der Rotor dreht, verändert sich das von ihm erzeugte Magnetfeld im Stator. Diese zeitliche Änderung des Magnetfeldes induziert gemäß den Gesetzen der elektromagnetischen Induktion eine elektrische Spannung in den Statorspulen. Die induzierte Spannung in den Statorspulen erzeugt einen elektrischen Strom, der abgeleitet werden kann und somit dazu genutzt werden kann, elektrische Geräte anzutreiben [30–32]. Der Unterschied zwischen dem Motor- und dem Generatorprinzip lässt sich auch an-

hand eines Kennfelds veranschaulichen. Die Abbildung 2.4 zeigt das berechnete Drehmoment-Drehzahl-Kennfeld einer synRM, die für den elektrischen Antrieb eines LKW ausgelegt wurde. Die obere Hälfte des Diagramms zeigt den Motorbetrieb, während die untere Hälfte den Generatorbetrieb darstellt.

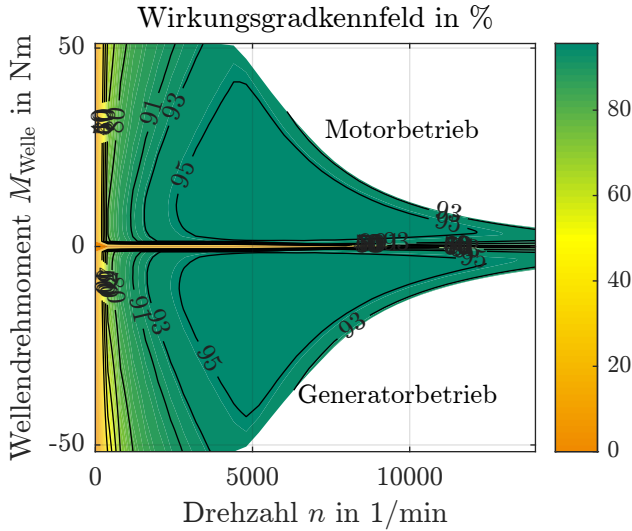


Abbildung 2.4: Simuliertes Kennfeld einer synRM für die elektrische Antriebsachse eines LKW mit einer maximalen Leistung von 21 kW.

### 2.3.3 Umrichter

Umrichter sind elektronische Geräte, die elektrische Energie von einer Form in eine andere umwandeln können. Typischerweise werden sie verwendet, um die Spannung, die Frequenz oder die Art des elektrischen Stroms zu ändern. Dies ermöglicht es, Energie zwischen verschiedenen Arten von Stromnetzen, Geräten oder Maschinen zu übertragen oder anzupassen. Allgemein werden vier unterschiedliche Arten unterschieden: Gleichrichter, Wechselrichter, Gleichstromumrichter und Wechselstromumrichter. Aufgrund der Vielfalt der Anwendungen von elektrischer Energie, bspw. in Form von Gleichstrom, Wechselstrom oder Drehstrom, sind bei der Umwandlung der Energie verschiedene Funktionen erforderlich. Diese Varianten sind in Abbildung 2.5 dargestellt.

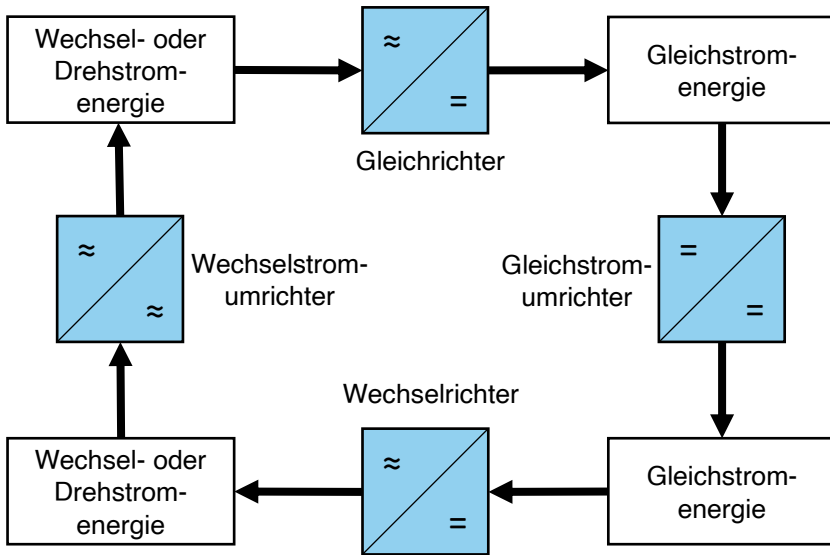


Abbildung 2.5: Energieumformung durch die Leistungselektronik nach [33].

Ein häufiger Anwendungsbereich von Umrichtern ist die Steuerung von Elektromotoren in industriellen Anlagen. Durch den Einsatz von Umrichtern können Motoren mit variabler Geschwindigkeit betrieben werden, was eine präzisere Steuerung und eine höhere Energieeffizienz ermöglicht. Darüber hinaus werden Umrichter auch in erneuerbaren Energiesystemen wie Solar- und Windkraftanlagen eingesetzt, um den erzeugten Strom in das Stromnetz einzuspeisen [34]. Umrichter können verschiedene Topologien und Technologien verwenden, darunter thyristorgesteuerte Umrichter (zum Beispiel (z.B.) für Hochspannungs-Gleichstromübertragung), gepulste Umrichter, frequenzgeregelter Umrichter und moderne leistungselektronische Umrichter mit Halbleiterbauelementen wie Transistoren oder Bipolartransistor mit isolierter Gate-Elektrode (engl. Insulated-Gate Bipolar Transistor)s (IGBTs) [33].

Da die abgegebene elektrische Energie des rotierenden Generators von der Drehzahl des Rads abhängt, ist eine direkte Batterieladung nicht möglich. Insbesondere bei Lithium-Ionen-Batterien ist eine konstante Gleichspannung für effizientes Laden erforderlich [35]. Diese konstante Spannung ist auch ent-

scheidend für die Schätzung der verbleibenden Kapazität von Lithium-Ionen-Batterien, um Sicherheit und Zuverlässigkeit zu gewährleisten [36]. Aus diesen Erwägungen ergibt sich die Notwendigkeit eines Umrichters, der die von der Motorquelle kommende Wechselspannung in Gleichspannung umwandelt und das Spannungsniveau stabil hält. Dies sollte natürlich unter der Prämisse eines hohen Wirkungsgrades erfolgen

### 2.3.4 Batterie

Der Generator kann nicht kontinuierlich den Energiebedarf des Systems decken (z.B. während Staus oder speziellen Bereichen des Fahrzyklus). Gleichzeitig benötigt der Verbraucher nicht ständig Energie. Daher ist ein Zwischenspeicher notwendig, um diese Bereiche zu überbrücken. Die zwei wichtigsten Kenngrößen eines Energiespeichers sind seine Energie- und Leistungsdichte. Die Kombination aus diesen beiden Parameter bestimmen, ob ein Energiespeicher kurzzeitig oder über eine lange Zeit, viel oder wenig Energie liefern kann.

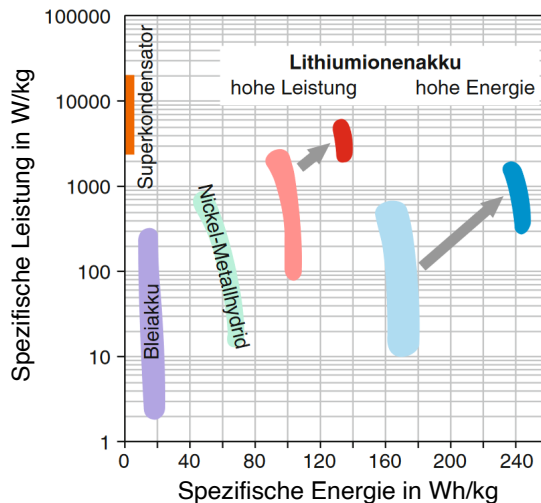


Abbildung 2.6: Ragone-Diagramm typischer elektrochemischer Zellen sowie speziell die Entwicklung der Lithiumionen-Technik der 1. und 2. Generation im Vergleich zu Superkondensatoren, Bleiakku und Nickel-Metallhydrid-Akku [37, S. 232].

In Abbildung 2.6 ist deutlich zu erkennen, wie sich Energiespeicher mit geringer spezifischer Energie und hoher spezifischer Leistung von solchen mit hoher spezifischer Energie und geringer Leistung unterscheiden. Ein Beispiel für Erstere ist der Superkondensator, der in der Regel in Umrichtern verwendet wird. Derzeit wird er auch in Kombination mit Batterien im Verkehrssektor untersucht [38], während Letztere auf Lithium-Ionen-Batterien zutreffen. Speziell die Lithium-Ionen-Batterien sind im Einsatz von BEVs oder HEVs heute Stand der Technik. Die gegenwärtig leistungsfähigsten Lithium-Ionen-Batteriezellen, die in Fahrzeugen verwendet werden können, erreichen gravimetrische Energiedichten von etwa  $350 \text{ Whkg}^{-1}$  bzw. volumetrische Energiedichten von circa (ca.)  $700 \text{ Whl}^{-1}$  zukünftige Entwicklungen deuten in Richtung über  $400 \text{ Whkg}^{-1}$  und  $1000 \text{ Whl}^{-1}$  [30, 39]. Angesichts der Fortschritte in den letzten Jahrzehnten und der zukünftigen Forschung in diesem Bereich erscheinen Lithium-Ionen-Batterien als eine naheliegende Option für den Einsatz in einem LKW-Kühlaggregat (engl. Transport oder Truck Refrigeration Unit) (TRU).

### 2.3.5 Verbraucher

Bei der Betrachtung des Einsatzes von elektrischen Achsen in LKW eröffnen sich zahlreiche Anwendungsmöglichkeiten, darunter Müllfahrzeuge, Betonmischer, Mähmaschinen, Kühlfahrzeuge et cetera (etc.). Jedes dieser Anwendungsmöglichkeiten weist spezifische Merkmale und Eigenschaften in Bezug auf Verbrauch, Fahrstrecke und Einsatzgebiet auf. Daher ist es nicht sinnvoll, eine übergeordnete Betrachtungsweise zu verfolgen, die alle diese unterschiedlichen Fahrzeugtypen einschließt. Für diese Arbeit wird das Beispiel eines TRU verwendet. Sie sind heute ein wichtiger Bestandteil der Lebensmittelverteilungsindustrie. Normalerweise werden TRUs in speziell konstruierte, isolierte Anhänger eingebaut und bestehen aus vier Hauptkomponenten: Verdampfer, Kompressor, Verflüssiger und Regelventil [40, S.4-1].

Im folgenden Abschnitt wird die Kältemittelverdichtung erläutert, wie sie in Kühlsystemen erfolgt. Das Kältemittel wird zunächst durch einen Kompressor auf einen höheren Druck gebracht, wodurch seine Temperatur ansteigt. Anschließend wird das erhitzte Kältemittel abgekühlt und in flüssiger Form kondensiert. Diese Flüssigkeit wird durch ein Expansionsventil geleitet, wo ein plötzlicher Druckabfall stattfindet, was zu einer Temperaturreduktion führt. Das abgekühlte Kältemittel gelangt dann in den Verdampfer, wo es die Luft im zu kühlenden Raum abkühlt. Dabei verdampft das Kältemittel erneut und der Zyklus beginnt von vorne [41]. Die Energie für diesen Prozess wird üblicherweise durch einen

Dieselmotor oder aus dem Stromnetz bereitgestellt. Alternativen dazu werden im weiteren Verlauf der Arbeit vorgestellt.

## 2.4 Definition von Fahrzyklen und Lastkraftwagen

Um das Verhalten eines LKW auf einer bestimmten Fahrstrecke zu simulieren, wird ein geeignetes Simulationswerkzeug benötigt. Vehicle Energy Consumption calculation TOol (VECTO) stellt eine solche Lösung dar. VECTO wurde im Mai 2017 als offizielles Instrument zur Zertifizierung und Überwachung des Kraftstoffverbrauchs sowie der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Heavy-Duty Vehicles (HDVs) in das europäische Fahrzeug-Typgenehmigungssystem eingeführt. Es ist in Europa für die CO<sub>2</sub>-Zertifizierung von HDVs gemäß der Verordnung 2017/2400/EU [42] vorgeschrieben. Neben dieser primären Anwendung zur Erreichung politischer Ziele kann VECTO auch in anderen Bereichen eingesetzt werden. Dies umfasst unter anderem Folgenabschätzungsstudien, Analysen der potenziellen Auswirkungen bestimmter Technologien auf den Kraftstoffverbrauch und die CO<sub>2</sub>-Emissionen sowie die Entwicklung und Bewertung zukünftiger politischer Szenarien.

Zwischen den Jahren 2013 und 2022 (Stand 2024) wurden mehrere Veröffentlichungen zur Anwendung und kontinuierlichen Weiterentwicklung von VECTO verfasst. Diese Arbeiten bieten detaillierte Beschreibungen und Analysen des Simulationswerkzeugs [43–47]. Seit dem 1. Januar 2019 wird das Tool gemäß den Zertifizierungsvorschriften für neue LKW bestimmter Fahrzeugkategorien eingesetzt.

### 2.4.1 Eingabeparameter

VECTO bietet drei unterschiedliche Eingabemodi: Engineering, Deklaration und Zertifizierung [48]. In dieser Arbeit wird ausschließlich der *Engineering-Modus* unter Verwendung der Standardwerte von VECTO genutzt. Dabei können die Fahrzeugbeladung und die Fahrzyklen für die spätere Analyse der Ergebnisse angepasst werden. Die wesentlichen Kenndaten sowie Eingabeparameter werden in Abschnitt 4.1 ausführlich definiert.

Im *Engineering-Modus* haben die Nutzer die Möglichkeit, ihre LKW detailliert nach spezifischen Anforderungen zu konfigurieren. Hierbei können verschiedene LKW-Typen - wobei „Typen“ die maximale Zuladung der LKW beschreibt - mit

unterschiedlichen Motoren, Getrieben, Schaltmustern und weiteren Komponenten kombiniert werden. Ein kleiner Teil des VECTO-Berechnungsprozesses wird in Abbildung 2.7 zusammengefasst.

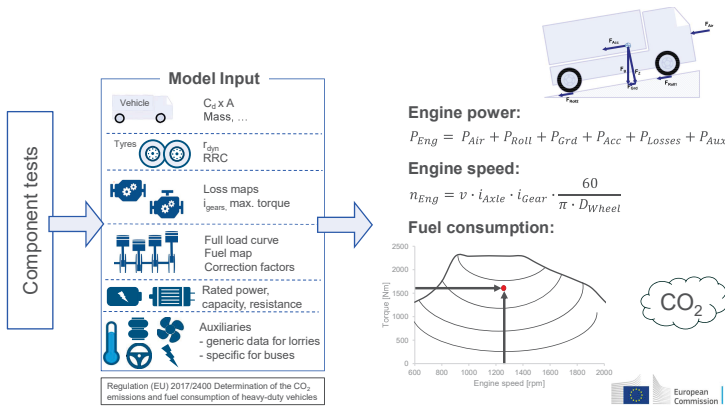


Abbildung 2.7: Berechnungsüberblick des Kraftstoffverbrauchs in VECTO [48] [49].

## 2.4.2 Fahrzyklen

Nach der Definition des LKW stellt die Auswahl der Fahrzyklen den abschließenden Schritt vor der eigentlichen Durchführung der VECTO-Simulation dar. Abhängig von der spezifischen Fahrzeuggruppe wird ein LKW üblicherweise für bestimmte Zwecke eingesetzt. Die Fahrzyklen, auch als Einsatzprofile gemäß der VECTO-Definition bekannt, repräsentieren unterschiedliche Nutzungsprofile. Der genannte *Engineering-Modus* bietet die Möglichkeit, individuelle Fahrzyklen zu konfigurieren, um spezifischere Analysen zu ermöglichen. Die Möglichkeit, beliebige Fahrzyklen mit verschiedenen Typen von LKW zu kombinieren, ist äußerst vorteilhaft für die Erstellung vielfältiger Szenarien. Auch wenn einige dieser Szenarien möglicherweise nicht für bestimmte LKW realistisch sind, liefern sie dennoch alle relevanten Eingangsdaten und dienen als Referenz für die extremsten Fälle. Beispielsweise wurden alle *Urban*-Zyklen, mit Ausnahme des *Urban Delivery*-Zyklus, ursprünglich für Busse und nicht für LKW entwickelt. Die von VECTO definierten Fahrzyklen sowie die zugehörigen Geschwindigkeitsprofile sind in Abbildung 2.8 dargestellt.



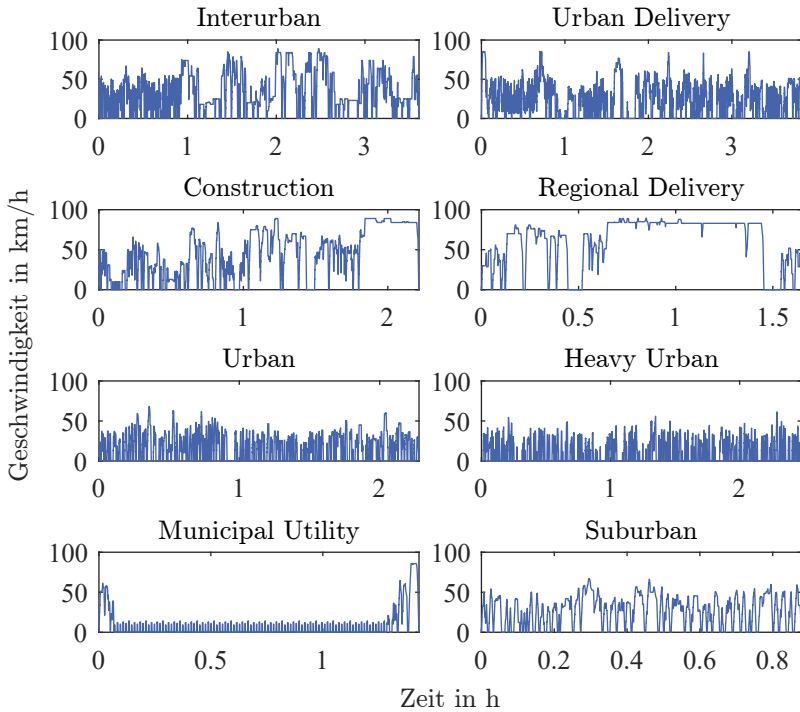


Abbildung 2.8: Verschiedene in VECTO implementierte Fahrzyklen.

Die Unterschiede in der durchschnittlichen Geschwindigkeit und der Dauer der aufgezeigten Fahrzyklen sind unmittelbar erkennbar und haben signifikante Auswirkungen auf verschiedene Aspekte des Fahrzeugbetriebs und der Leistung. Dynamische Fahrzyklen, die typischerweise innerstädtischen Verkehr darstellen, erfordern eine hohe Beschleunigungs- und Bremsleistung sowie häufige Geschwindigkeitswechsel, was sich negativ auf den Kraftstoffverbrauch und die Abgasemissionen auswirken kann. Im Gegensatz dazu erfordern Fahrzyklen auf Landstraßen und Autobahnen eine konstantere Geschwindigkeit und weniger stockender Verkehr, was potenziell zu einer effizienteren Kraftstoffnutzung führen kann. Die Berücksichtigung dieser unterschiedlichen Fahrzyklusarten ist daher entscheidend für die Entwicklung und Bewertung von Fahrzeugen, insbesondere hinsichtlich ihrer Umweltauswirkungen und Kraftstoffeffizienz. Die

unterschiedlichen Fahrzyklen lassen sich grob in drei Kategorien einteilen. Die erste Kategorie umfasst Fahrzyklen mit dynamischem Verhalten, die typischerweise den innerstädtischen Verkehr repräsentieren, bei dem der LKW über längere Zeiträume keine konstante Geschwindigkeit aufrechterhält: *Interurban*, *Urban Delivery*, *Urban*, *Heavy Urban* und *Suburban*. Die zweite Kategorie repräsentiert Fahrzyklen, bei denen das Fahrzeug längere Strecken auf Landstraßen oder Autobahnen zurücklegt, typischerweise im außerstädtischen Verkehr: *Construction* und *Regional Delivery*. Die dritte Kategorie umfasst Spezialfälle wie den *Municipal Utility*-Fahrzyklus. Obwohl dieser Fahrzyklus kein Standard-Szenario für Kühlanhänger darstellt, dient er im Verlauf der Arbeit als Modell für Fahrzeugverhalten im Stau und trägt somit zur Verbesserung der Robustheit und Zuverlässigkeit der Fahrzeuge bei. Er wird als Extremfall herangezogen, um die Leistung unter ungünstigsten Betriebsbedingungen zu bewerten.

### 2.4.3 Ausgabeparameter

Nach Abschluss aller Simulationen erzeugt VECTO zwei Typen von Ausgabedateien: *Modale Ergebnisse* und *Zusammenfassende Ergebnisse*. Die *Modalen Ergebnisse* werden für jeden einzelnen Zyklus erstellt und enthalten die Antriebsstrang Werte über die Gesamtdauer des Zyklus, unterteilt in Zeitintervalle von etwa 500 ms. Jeder Wert stellt den Mittelwert innerhalb des jeweiligen Zeitintervalls dar [50]. Die aggregierten Ergebnisse liefern die erforderlichen Daten für die Systemsimulation und ermöglichen die Auswertung des gesamten Fahrzyklus. Die *Zusammenfassende Ergebnisse* fasst die Gesamt- und Durchschnittswerte je Zykluslauf zusammen und dient als Grundlage für das Simulink-Modell.

### 2.4.4 Verfügbare Energie

Für ein vertieftes Verständnis sowie zur Vorbereitung der weiterführenden Analysen – insbesondere zur Bestimmung der potenziell rekuperierbaren Energie und der Schleppenergie – ist eine umfassende Darlegung der in VECTO implementierten Berechnungsvorschriften für Leistung, Drehmoment, Verluste und Emissionen des LKW erforderlich. Diese Berechnungen basieren auf den in zahlreichen Fachbüchern beschriebenen Fahrzeugverlusten [30, 51–53].

Verschiedene Strategien wurden bereits entwickelt und diskutiert, wie in früheren Arbeiten dargelegt wurde [30, 54]. Ein wesentlicher erster Schritt besteht darin, die verfügbare Leistung für die Rekuperation zu bestimmen. Zu jedem Zeitpunkt während der Fahrt entspricht die benötigte Antriebsleistung  $P_1$  der

Summe aller auf den Lastkraftwagen wirkenden Kräfte  $F_{\text{Traction}}$ , multipliziert mit der Geschwindigkeit  $v_{\text{LKW}}$ :

$$P_t = F_{\text{Traction}} \cdot v_{\text{LKW}} \quad (2.5)$$

Die Summe aller am Antriebsrad des LKW anliegenden Kräfte sind in Gleichung 2.6 zusammengefasst und bestehen aus:

- Luftwiderstand:  $F_{\text{Luft}}$
- Rollwiderstand:  $F_{\text{Roll}}$
- Steigungswiderstand:  $F_{\text{Steig}}$
- Beschleunigungswiderstand:  $F_{\text{Beschl}}$

$$F_{\text{Traction}} = F_{\text{Luft}} + F_{\text{Roll}} + F_{\text{Steig}} + F_{\text{Beschl}} \quad (2.6)$$

Positive Werte von  $F_{\text{Traction}}$  und  $v_{\text{LKW}}$  werden als Indikatoren für den motorischen Betrieb betrachtet, was bedeutet, dass der Lastkraftwagen Energie aufwenden muss, um sich fortzubewegen. Im Gegensatz dazu weist ein negativer Wert von  $F_{\text{Traction}}$  auf eine Bremsphase hin [55, S. 3]. Das Vorhandensein einer Bremskraft signalisiert, dass in diesem Moment eine Rekuperation technisch möglich ist.

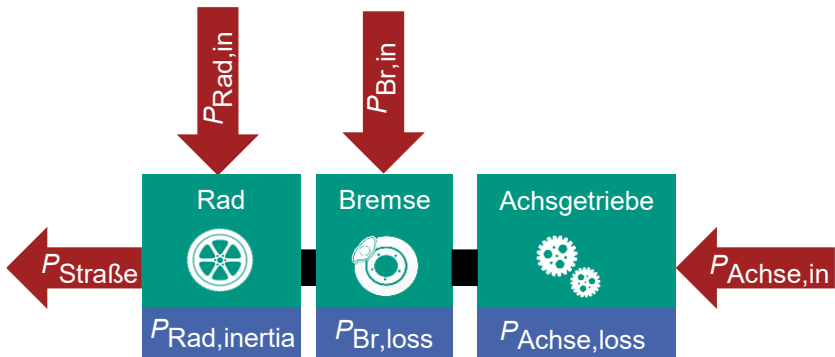


Abbildung 2.9: Ermittlung der Antriebsstrangwerte in VECTO [50].

Alle relevanten Werte gemäß Gleichung 2.6 sind auch in der Ergebnisdatei von VECTO verfügbar, dargestellt als Leistungswerte. Abbildung 2.9 erläutert die verschiedenen Komponenten in VECTO, einschließlich ihrer Eingabe- und Ausgabewerte sowie der dabei entstehenden Verluste. Die Größe  $P_{\text{Straße}}$  in Abbildung 2.9 entspricht der Zugleistung  $P_t$  gemäß Gleichung 2.5. Da in der Systemdarstellung der Pfeil nach außen zeigt, wird in VECTO ein motorischer Betrieb angenommen. Daher muss die Traktionsleistung  $P_t$  für eine potenzielle Rekuperation negativ sein.

Der Schleppbetrieb kann deutlich einfacher realisiert werden, da er immer dann möglich ist, wenn keine Rekuperation stattfindet und das Fahrzeug eine bestimmte Mindestgeschwindigkeit erreicht. Innerhalb dieser Parameter kann der Schleppbetrieb jederzeit aktiviert werden, wenn dies erforderlich ist. Die zusätzliche Energie des Generators wird dann auf die Verbrennungskraftmaschine (VKM) gerechnet, und der zusätzliche Energie- und Kraftstoffverbrauch wird in den Ergebnissen dokumentiert.

Die letzte Möglichkeit zur Energieerzeugung ist die Lastpunktanhebung. Dies ist ein Spezialfall des Schleppbetriebs. Bei dieser Technik wird der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors (Lastpunkt) gezielt verschoben, um ihn in einen Bereich zu bringen, in dem der Motor effizienter arbeitet [30]. Dieses Konzept wird durch die Abbildung 2.10 veranschaulicht. Hier ist deutlich zu sehen, wie der Motor sein Drehmoment erhöht, während der spezifische Kraftstoffverbrauch (dargestellt durch die schwarzen Linien) abnimmt. Ein Teil der erzeugten Leistung, in Form von elektrischer Energie, kann dann an die Batterie abgegeben werden. Dies führt zu einer effizienteren Energieumsetzung, kann jedoch den absoluten Kraftstoffverbrauch der VKM erhöhen.

## 2.5 Grundlagen der permanentmagneterregten Synchronmaschine

In einer PMSM treten grundsätzlich zwei Drehmomentanteile auf: das Synchronmoment und das Reluktanzmoment. Die Form des Rotors definiert dabei, wie stark jeweils die entsprechenden Drehmomente einwirken. Da bei der synRM durch das Fehlen von Permanentmagneten kein Magnetfluss vorherrscht, fehlt auch das entsprechende Synchronmoment, somit herrscht ausschließlich das Reluktanzmoment vor. Aus diesem Grund kann die Reluktanzmaschine als eine Variante der PMSM bezeichnet werden.

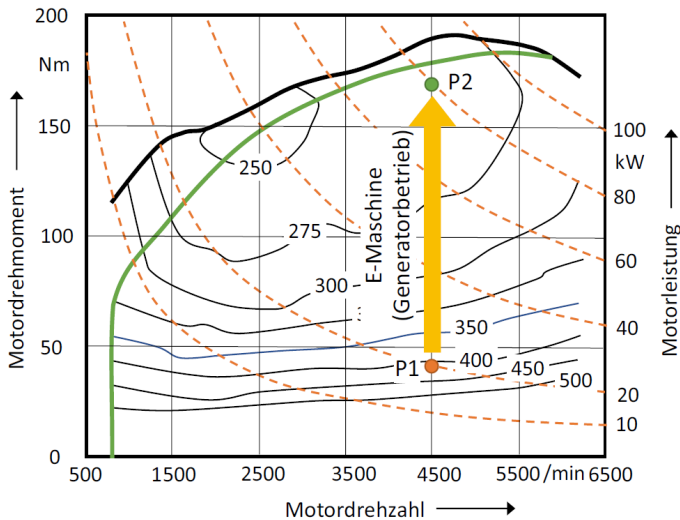


Abbildung 2.10: Anhebung des Lastpunkts von P1 nach P2 durch zusätzliche Generatorleistung, wodurch der Verbrauch reduziert wird [30].

### 2.5.1 Drehmomenterzeugung im Grundwellenmodell

Das sogenannte Grundwellenmodell ist eine mathematische Beschreibung, die die einfachste Form der Kopplung zwischen Stator und Rotor über den Luftspalt beschreibt. Die beschriebene Herleitung der Drehmomentgleichung über die Strangspannungen ist aus [31, 32, 56] entnommen. Allgemein unterscheidet man zwischen drei Bezugssystemen:

- $U/V/W$ -System: Das dreiphasige  $U/V/W$ -System ist das Ausgangssystem. Hierbei lässt sich jede einzelnen Phasen unabhängig von den anderen betrachten. Diese realen Größen (Ströme, Spannungen, Magnetflüsse etc.) besitzen einen Verschiebungswinkel von  $120^\circ$ .
- $\alpha/\beta$ -System: Um die Berechnungen und damit die Komplexität des Systems zu vereinfachen, lässt sich aus dem dreiphasige  $U/V/W$ -System ein zweiphasiges (virtuelles) statorfestes Statorspulensystem umrechnen. Diese beiden Statorphasen besitzen einen Verschiebungswinkel von  $90^\circ$ . Diese Transformation wird auch Clarke-Transformation (oder  $\alpha/\beta$ -Transformation) genannt.

- $d/q$ -System: Um nun von einem statorfesten auf ein rotorflussorientiertes System zu wechseln, wird die Park-Transformation benötigt. Dies vereinfacht das System erneut und sorgt dafür, dass aus Wechselgrößen Gleichgrößen werden.

Die genannten Transformationen in den verschiedenen Bezugssysteme lassen sich mithilfe einiger trigonometrischen Funktionen beschreiben und in den verschiedensten Grundlagen wie [30–32, 57] nachlesen.

Mit den Herleitungen aus der genannten Literatur lassen sich die resultierende  $dq$ -Spannung darstellen [57].

$$U_d = R_{\text{Str}} I_d + \frac{d\Psi_d(I_d, I_q, \phi_{\text{el}})}{dt} - \omega_{\text{el}} \Psi_q(I_d, I_q, \phi_{\text{el}}), \quad (2.7)$$

$$U_q = R_{\text{Str}} I_q + \frac{d\Psi_q(I_d, I_q, \phi_{\text{el}})}{dt} + \omega_{\text{el}} \Psi_d(I_d, I_q, \phi_{\text{el}}) \quad (2.8)$$

Um das vollständige Gleichungssystem zu lösen, müssen noch die zeitlichen Ableitungen der Flussverkettungen  $\Psi_d$  und  $\Psi_q$  mithilfe der Kettenregel gelöst werden zu:

$$\frac{d\Psi_d}{dt} = \frac{\partial \Psi_d}{\partial I_d} \dot{I}_d + \frac{\partial \Psi_d}{\partial I_q} \dot{I}_q + \frac{\partial \Psi_d}{\partial \phi_{\text{el}}} \omega_{\text{el}}, \quad (2.9)$$

$$\frac{d\Psi_q}{dt} = \frac{\partial \Psi_q}{\partial I_d} \dot{I}_d + \frac{\partial \Psi_q}{\partial I_q} \dot{I}_q + \frac{\partial \Psi_q}{\partial \phi_{\text{el}}} \omega_{\text{el}} \quad (2.10)$$

Setzt man nun die Gleichung 2.9 und 2.10 in die beiden Gleichungen der  $d$ -Spannung (Gleichung 2.7) und  $q$ -Spannung (Gleichung 2.8) erhält man das Gleichungssystem:

$$U_d = R_{\text{Str}} I_d + \frac{\partial \Psi_d}{\partial I_d} \dot{I}_d + \frac{\partial \Psi_d}{\partial I_q} \dot{I}_q + \omega_{\text{el}} \left( \frac{\partial \Psi_d}{\partial \phi_{\text{el}}} - \Psi_q \right) \quad (2.11)$$

$$U_q = R_{\text{Str}} I_q + \frac{\partial \Psi_q}{\partial I_d} \dot{I}_d + \frac{\partial \Psi_q}{\partial I_q} \dot{I}_q + \omega_{\text{el}} \left( \frac{\partial \Psi_q}{\partial \phi_{\text{el}}} + \Psi_d \right) \quad (2.12)$$

Nun lassen sich zwei Vereinfachungen treffen. Zum einen werden die Koppelinduktivitäten vernachlässigt, zum anderen wird ein lineares Materialverhalten angenommen. Daraus ergeben sich die Flussverkettung zu

$$\Psi_d = \Psi_{\text{PM}} + L_d I_d, \quad (2.13)$$

$$\Psi_q = L_q I_q \quad (2.14)$$

mit der Permanentmagnet-Flussverketzung  $\Psi_{\text{PM}}$ , sowie den beiden Induktivitäten: Längsinduktivität  $L_d$  und Querinduktivität  $L_q$ .

Zum Schluss wird noch die Annahme einer sinusförmigen Flussdichtenverteilung im Luftspalt angenommen. Damit lassen sich die Gleichungen des Grundwellenmodells zu:

$$U_d = R_{\text{Str}} I_d + L_d \dot{I}_d - \omega_{\text{el}} \cdot L_q I_q, \quad (2.15)$$

$$U_q = R_{\text{Str}} I_q + L_q \dot{I}_q + \omega_{\text{el}} (\Psi_{\text{PM}} + L_d I_d) \quad (2.16)$$

aufstellen. Die Gleichungen 2.15 und 2.16 bilden die allgemeinen Grundgleichungen des Grundwellenmodells.

Unter Vernachlässigung des Strangwiderstands  $R_{\text{Str}}$  und der stationären Betrachtung folgt:

$$U_d = -\omega_{\text{el}} \cdot L_q I_q, \quad (2.17)$$

$$U_q = +\omega_{\text{el}} (\Psi_{\text{PM}} + L_d I_d). \quad (2.18)$$

Die Spannungen dienen nun dazu, das entsprechende elektromagnetische Drehmoment zu bestimmen. Dafür wird angenommen, dass die abgegebene mechanische Leistung  $P_{\text{mech}}$  gleich der aufgenommenen elektrischen Leistung  $P_{\text{el}}$  entspricht.

$$P_{\text{mech}} = P_{\text{el}} \quad (2.19)$$

$$M \omega_{\text{mech}} = \frac{3}{2} (U_d I_d + U_q I_q) \quad (2.20)$$

$$\omega_{\text{mech}} = \frac{\omega_{\text{el}}}{p} \quad (2.21)$$

Setzt man nun die beiden Gleichungen 2.17 und 2.18 in die Gleichung 2.20 ein, und berücksichtigt das Verhältnis der mechanischen Kreisfrequenz (siehe Gleichung 2.21) erhält man die bekannte Drehmomentgleichung von permanentmagneterregten Synchronmaschinen PMSM:

$$M = \frac{3}{2} p \cdot \left( \underbrace{\Psi_{\text{PM}} I_q}_{\text{Synchronmoment}} + \underbrace{(L_d - L_q) I_d I_q}_{\text{Reluktanzmoment}} \right) \quad (2.22)$$

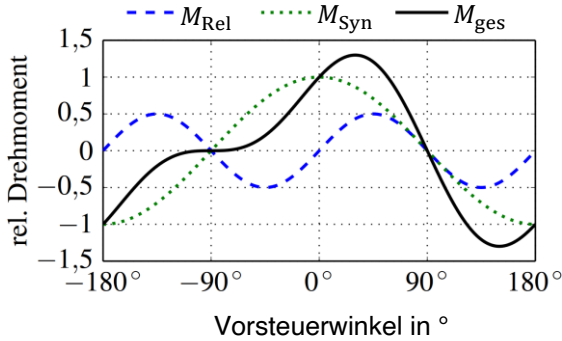


Abbildung 2.11: Schematische Drehmomentverläufe einer PMSM in Abhängigkeit vom Vorsteuerwinkel  $\phi$  für das Synchronmoment  $M_{\text{syn}}$ , das Reluktanzmoment  $M_{\text{rel}}$  und das Gesamtmoment  $M_{\text{ges}}$  [58].

Die Variable  $p$  entspricht dabei der Polpaarzahl. Gleichung 2.22 gilt nur unter der Annahme, dass auftretende Verluste (bspw. Ummagnetisierungsverluste im Elektroblech oder Stromwärmeverluste) sowie Änderungen der im System gespeicherten magnetischen Energie vernachlässigt werden. Es sei darauf hingewiesen, dass der Faktor  $\frac{3}{2}$  durch die leistungsvariante Transformation der statorfesten  $UVW$ -Koordinaten in  $dq$ -Koordinaten berücksichtigt werden muss. Die Gleichung 2.22 lässt sich nun in zwei Teile aufteilen: das sogenannte Synchron- bzw. Vollpolmoment, das durch die Permanentmagnetflussverkettung  $\Psi_{\text{PM}}$  generiert wird, und das Reluktanzmoment, das durch die Anisotropie des Rotors ( $L_d \neq L_q$ ) verursacht wird. In der Literatur wird das Verhältnis der Induktivitäten zumeist als Schenkligkeit ( $\xi$ ) oder Reluktanzverhältnis

$$\xi = \frac{L_d}{L_q} \quad (2.23)$$

bezeichnet. Die beiden unterschiedlichen Arten des Moments sind in Abbildung 2.11 über den Vorsteuerwinkel dargestellt. Der Vorsteuerwinkel ist definiert als Winkel von der  $q$ -Achse (Polradspannung) zum Statorstrom bzw. Statorfluss [30].



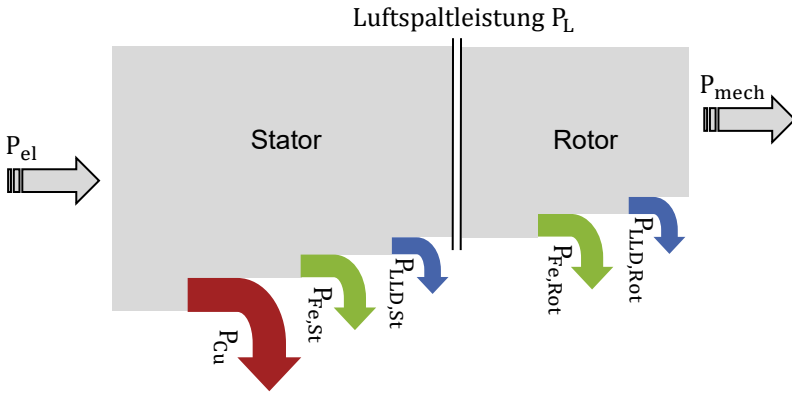


Abbildung 2.12: Leistungsfluss eines Elektromotors nach [30].

## 2.5.2 Verluste einer elektrischen Maschine

Das Verhältnis von abgegebener Leistung zu aufgenommener Leistung wird als Wirkungsgrad  $\eta$  bezeichnet. Abhängig davon, ob die Maschine im Motor- oder Generatorbetrieb arbeitet, tauschen die elektrische und mechanische Leistung ihre Rollen. In Abbildung 2.12 ist der vereinfachte Leistungsfluss eines Elektromotors dargestellt.

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{auf}} \rightarrow \eta_{Motor} = \frac{P_{mech}}{P_{el}} \rightarrow \eta_{Generator} = \frac{P_{el}}{P_{mech}} \quad (2.24)$$

Die elektrisch aufgenommene Leistung  $P_{el}$  wird aus der verketteten Spannung  $U_{LL}$ , dem Außenleiterstrom  $I_{LL}$  (bei Sternschaltung gleich Phasenstrom) und dem Leistungsfaktor  $\cos\phi$  berechnet:

$$P_{el} = \sqrt{3} \cdot U_{LL} \cdot I_{LL} \cdot \cos\phi \quad (2.25)$$

Die gesamten Verluste lassen sich wie folgt bestimmen:

$$P_V = P_{Cu} + P_{V,Fe} + P_{V,Lager} + P_{V,Dichtung} + P_{V,Ventil} + P_{V,zusätzl} \quad (2.26)$$

Die Verluste lassen sich wie folgt unterteilen [30–32, 59]:

- Die Stromwärmeverluste bzw. Kupferverluste ( $P_{Cu}$ ) - entstehen durch den Stromfluss in der Wicklung und werden deshalb auch Wicklungs- oder Kupferverluste genannt. Diese Verluste lassen sich in zwei Kategorien unterteilen. Die klassischen ohm'schen Verluste, auch bekannt als DC-Verluste und die durch Wirbelströme verursachten AC-Verluste.

Die DC-Verluste resultieren aus dem Strom und dem elektrischen Widerstand der Wicklung .

$$P_{Cu,DC} = I^2 \cdot R_{Wicklung} \quad (2.27)$$

Die AC-Verluste werden durch Wirbelstromeffekte wie den Skin- und den Proximity-Effekt verursacht, siehe Abbildung 2.13. Beim Skin-Effekt handelt es sich um eine inhomogene Verteilung der Stromdichte innerhalb eines Leiters. Dieser Effekt nimmt mit steigender Frequenz zu, da durch den Wechselstrom ein magnetisches Wechselfeld im Leiter aufgebaut wird. Dieses Feld wiederum sorgt im Leiter für Wirbelströme, die eine Stromverdrängung an den Rand des Leiters bewirken. Der Strom ist nicht mehr gleichmäßig über den Querschnitt des Leiters verteilt, sondern konzentriert sich in der äußeren Schicht des Leiters. Durch die Verringerung des effektiven Leiterquerschnittes kommt es zu zusätzlichen Verlusten im Leiter.

Ein weiterer Effekt, der zu einer inhomogenen Stromdichteverteilung im Leiter führt, ist der Proximity-Effekt. Der Effekt tritt auf, wenn benachbarte Leiter von Wechselstrom durchflossen werden. Der Magnetismus, der durch den Stromfluss im ersten Leiter erzeugt wird, beeinflusst den benachbarten Leiter. Dies führt zu Wirbelströmen in diesem benachbarten Leiter, was die Stromverteilung im Leiter verändert. Dadurch wird der Strom an der Oberfläche des Leiters konzentriert, was den Widerstand des Leiters für Wechselstrom erhöht. Bei zunehmender Frequenz führt die ungleichmäßige Verteilung der Stromdichte, ähnlich dem Skin-Effekt, zu Verlusten in den Wicklungen [61, S. 33].

Die Summe aus DC- und AC-Verlusten ergeben die gesamten Kupferverluste der Maschine:

$$P_{Cu} = P_{Cu,DC} + P_{Cu,AC} \quad (2.28)$$

- Die Eisenverluste  $P_{V,Fe}$  - setzen sich aus drei unterschiedlichen Komponenten zusammen: Hystereseverluste  $P_{V,Fe,hyst}$ , Wirbelstromverlusten  $P_{V,Fe,wb}$  und Excessverluste  $P_{V,Fe,exe}$ .

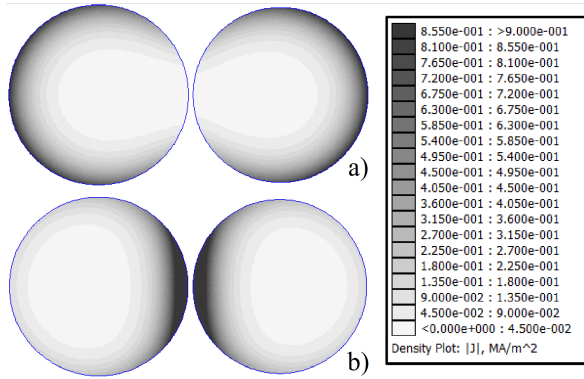


Abbildung 2.13: Skin- und Proximity-Effekte bei 5 kHz in zwei massiven Rundleitern aus Kupfer, die jeweils 10 A führen. Mithilfe von FEM-Simulationen erstellte Stromdichtekurve. a) Gleiche Polarität, +10 A und +10 A. b) Gegensätzliche Polarität, +10 A und -10 A [60].

$$P_{V,Fe} = P_{V,Fe,hyst} + P_{V,Fe,wb} + P_{V,Fe,exe} \quad (2.29)$$

Sie können bspw. mit dem Bertotti-Modell [62] berechnet werden, das die magnetische Flussdichte und die Frequenz berücksichtigt [30–32].

Der periodische Wechsel der magnetischen Feldstärke führt in ferromagnetischen Materialien zu einer dauerhaften Magnetisierung und Entmagnetisierung. Diese zyklische Veränderung verursacht ein kontinuierliches „Durchlaufen“ der Hystereseschleife, wobei bei jedem Durchgang Hystereseverluste auftreten. Die Verluste steigen proportional zur Frequenz  $f$  und quadratisch zum maximalem magnetischen Fluss  $B$ .

$$P_{V,Fe,hyst} = P_{V,Fe,hyst1.5} \cdot \left(\frac{f}{50 \text{ Hz}}\right) \left(\frac{B_{\max}}{1,5 \text{ T}}\right)^2 \quad (2.30)$$

Ein zeitlich veränderliches Magnetfeld verursacht Wirbel der elektrischen Feldstärke, die wiederum einen Stromfluss erzeugen und sich im Elektrobloch zu kreisförmigen Strömen kurzschließen können. Diese Wirbelströme führen zusammen mit einem Widerstand zu den sogenannten Wirbelstromverlusten.

$$P_{V,Fe,wb} = P_{V,Fe,wb 1.5} \cdot \left(\frac{f}{50 \text{ Hz}}\right)^2 \left(\frac{B_{\max}}{1,5 \text{ T}}\right)^2 \quad (2.31)$$

Die Excessverluste resultieren aus lokal induzierten Wirbelströmen an den Korngrenzen des weichmagnetischen Materials. Gemäß dem Bertotti-Modell [62] sind die Excessverluste proportional zu  $f^{\frac{3}{2}}$  und  $B^{\frac{3}{2}}$ .

$$P_{V,Fe,exe} = P_{V,Fe,exe 1.5} \cdot \left(\frac{f}{50 \text{ Hz}}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{B_{\max}}{1,5 \text{ T}}\right)^{\frac{3}{2}} \quad (2.32)$$

Die Koeffizienten  $P_{V,Fe,hyst 1.5}$ ,  $P_{V,Fe,wb 1.5}$ ,  $P_{V,Fe,exe 1.5}$  repräsentieren die jeweiligen spezifischen Verluste bei  $f = 50 \text{ Hz}$  und  $B = 1,5 \text{ T}$ . Diese werden entweder vom Hersteller bereitgestellt oder können durch eine Messung im Epsteinrahmen bestimmt werden.

- Lagerverluste  $P_{V,Lager}$  - werden durch die Reibung in den Lagern verursacht und können durch experimentelle Messungen oder analytische Modelle bestimmt werden. Diese Verluste entstehen durch die mechanische Reibung zwischen den beweglichen Teilen des Motors und den Lagern.
- Dichtungsverluste  $P_{V,Dichtung}$  - werden durch die Reibung in den Dichtungen verursacht und können durch experimentelle Messungen bestimmt werden. Diese Verluste entstehen durch die Reibung zwischen den Dichtungen und den rotierenden Teilen des Motors.
- Ventilationsverluste  $P_{V,Ventil}$  - entstehen durch die Bewegung der Luft im Motor und können durch aerodynamische Modelle und experimentelle Messungen bestimmt werden.
- Zusätzliche Verluste  $P_{V,zusätzl}$  - diese Verluste umfassen alle anderen nicht spezifizierten Verluste, wie parasitäre Drehmomente und andere mechanische Verluste. Diese Verluste ergeben aber lediglich 2% bis 5% der Gesamtverluste.

Vermindert man  $P_{el}$  um die Verluste des Stators, so erhält man die Luftspaltleistung (siehe Abbildung 2.12).

## 2.6 Automatisierte Berechnung von Maschinen

Um eine große Anzahl variierender Maschinen mittels Finite Elemente Methode (FEM) zu analysieren und die damit verbundene Komplexität zu reduzieren,

ist eine automatisierte Berechnung mithilfe spezialisierter Softwareumgebungen erforderlich. Hierzu wird eine Kombination unterschiedlicher Programme und Optimierungsalgorithmen eingesetzt, die in einem wechselseitigen Zusammenspiel stehen. Diese Gesamtheit aus Softwarewerkzeugen und Optimierungsroutinen wird im Folgenden als Toolkette bezeichnet. Das nachfolgende Kapitel beschreibt die am ETI entwickelte Toolkette im Detail und erläutert die Vorgehensweise der automatisierten Berechnung exemplarisch anhand einer synRM.

### **2.6.1 ETI Toolkette - Numerische Simulation**

Die Toolkette stellt eine Sequenz von Programmen zur elektromagnetischen Analyse elektrischer Maschinen dar, die am ETI entwickelt wurde. Detaillierte Erläuterungen und Beschreibungen dieser Toolkette sind bereits in früheren Veröffentlichungen wie [58, 63] verfügbar. Im Folgenden wird eine grobe Übersicht über den Ablauf gegeben, um die grundlegenden Mechanismen zu veranschaulichen.

#### **Ablauf der Auslegung**

Da die in dieser Arbeit behandelten Generatoren als Radialflussmaschinen charakterisiert sind und deren Geometrie sich entlang der axialen Richtung nicht verändert, wird das 2D-Electronics-Paket von Ansys verwendet ([D1]). Ansys Electronics ist eine Simulationsumgebung zur multiphysikalischen Analyse elektromagnetischer, elektrischer, thermischer und mechanischer Vorgänge, die eine präzise Modellierung, Optimierung und virtuelle Validierung elektronischer und elektromechanischer Systeme wie Motoren ermöglicht. Dieses umfasst sowohl das Unterprogramm RMXprt als auch das FEM-Programm Maxwell ([D2]). In den folgenden Unterkapiteln wird der Ablaufplan (siehe Abbildung 2.14) der Toolkette erläutert.

#### **Übergelagerte Matlab Steuerung**

Zur Vereinfachung der Steuerung der verschiedenen Softwarepakete von Ansys Electronics sowie der zahlreichen Berechnungs- und Optimierungsabläufe erfolgt deren Anbindung und Ausführung über eine übergeordnete, in MATLAB implementierte Steuerlogik. Dies bietet den Vorteil, dass eine einheitliche Programmiersprache und Benutzeroberfläche generiert werden kann. Über diese Schnittstelle lassen sich Standard-Inputparameter wie der Zwischenkreisstrom

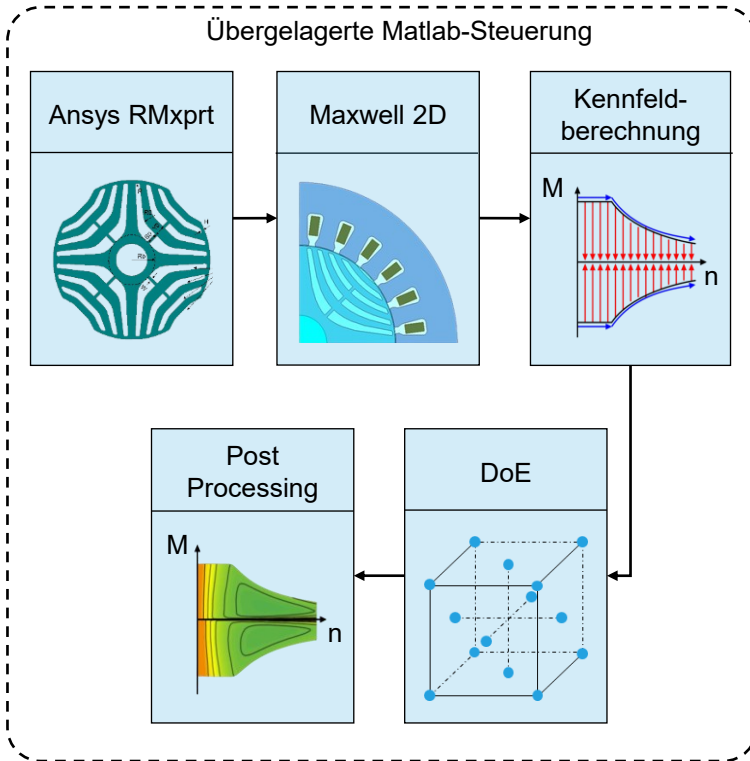


Abbildung 2.14: Schematischer Ablauf der ETI-Toolkette.

und die Zwischenkreisspannung des Umrichters sowie die Anzahl der Vorsteuerwinkel und Stromschritte definieren.

## RMxpert

RMxpert wird zur Erzeugung der grundlegenden Geometrie der Maschine verwendet. Ein wesentlicher Vorteil besteht darin, dass bereits vorhandene Parameter eingeführt und genutzt werden können. Dadurch ist es möglich, verschiedene Stator- und Rotorformen mithilfe dieser Parameter zu definieren. Diese Parameter werden automatisch an Maxwell übertragen und können später in einer

Parametervariation kombiniert und optimiert werden. Mögliche Rotorformen sind in Abbildung 2.15 dargestellt, und die äquivalente Parameterbeschreibung findet sich in Tabelle 2.1. Eine Herausforderung besteht darin, dass lediglich die vorhandenen Parameter variiert werden können und es nicht möglich ist, zusätzliche Parameter einzufügen. Dies führt dazu, dass für die synRM und speziell die Transversal laminierte Anisotropie (TLA)-Rotorformen nur drei grundlegend unterschiedliche Geometrien existieren (vergleiche (vgl.) Abbildung 2.15), die ihrerseits lediglich durch sieben, bzw. acht Parameter bestimmt werden können. Diese Begrenzung bietet einerseits den Vorteil, den Parameterraum und somit die Rechenzeit zu begrenzen. Andererseits schränkt sie das Optimierungspotenzial ein.

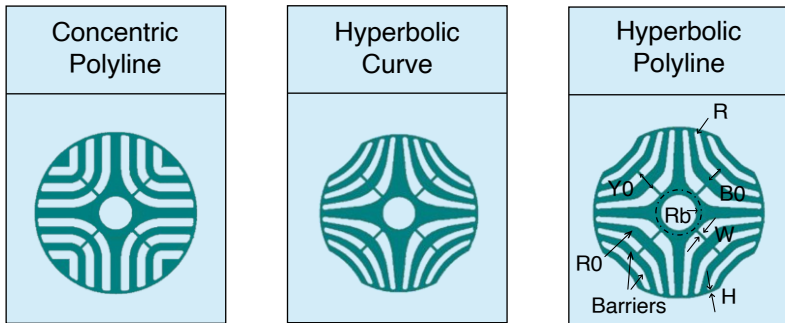


Abbildung 2.15: Darstellung der drei möglichen Rotorformen aus Ansys RMxpert.

## Ansys Maxwell 2D und Kennfelderzeugung

Aus dem erstellten RMxpert-Dokument kann automatisiert eine Ansys Maxwell-Datei generiert werden. Ansys Maxwell wird für die FEM-Berechnung eingesetzt und ermöglicht die Simulation und Analyse elektromagnetischer Felder. In der Grundeinstellung berechnet Maxwell lediglich einen stationären Punkt bei einer festen Drehzahl  $n$ , einem vordefinierten Strom  $I_{\text{rms}}$  und einem Vorsteuerwinkel  $\phi$ . Um ein vollständiges Kennfeld zu erzeugen, ist es erforderlich, die Maschine bei verschiedenen  $I_{\text{rms}}$  und  $\phi$  zu simulieren [30, S. 239]. Mithilfe der überlagerten Matlab-Steuerung können diese vordefinierten Parameter an Maxwell übermittelt, die einzelnen Punkte berechnet und gespeichert werden. Die aus den gewonnenen Daten abgeleiteten Informationen ermöglichen die Erstellung

Maxwell Parameter	Beschreibung	Einheit
Barriers	Anzahl an Flussbarrieren	-
H	Dicke äußerer Steg	mm
W	Dicke mittlerer Steg	mm
R	Radius an den Innenkanten der Flussbarrieren	mm
R0	Rundung an den Außenkanten der Flussbarrieren	mm
Rb	Abstand erste Flussbarriere zu Mittelpunkt	mm
B0	Dicke erste Flussbarriere	mm
Y0	Abstand der Flussbarrieren zueinander	mm

Tabelle 2.1: Parametervariation der Rotorstruktur *Hyperbolic Polyline*, siehe hierzu Abbildung 2.15.

eines stromabhängigen Kennfelds, aus dem wiederum Wirkungsgradkennfelder generiert werden können.

## Design of Experiments

Mit dem beschriebenen Verfahren kann das Leistungs- und Wirkungsgradkennfeld einer einzelnen Maschine berechnet und untersucht werden. Um verschiedene Maschinen miteinander zu vergleichen, werden die einzelnen Parameter der Rotor- oder Statorstruktur (siehe Tabelle 2.1 und Tabelle 2.2) variiert, und für jede Maschine wird das Kennfeld erneut berechnet. Je nach Anzahl der Parameter kann dies zu einem großen Parameterraum führen. Im vorliegenden Beispiel der beiden Tabellen ergibt sich ein Parameterraum von  $8 + 7 = 15$  unabhängige Parametern. Abhängig von den gewählten Intervallbereichen der einzelnen Parameter kann dies zu einer erheblichen Anzahl von Simulationen führen. An dieser Stelle wird die statistische Versuchsplanung (Statistische Versuchsplanung (engl. Design of Experiment) (DoE)) relevant. Diese Methode beschäftigt sich mit der optimalen Platzierung der Versuchspunkte im Parameterraum, um mit minima-



Maxwell Parameter	Beschreibung	Einheit
HS0	Nutfußhöhe	mm
HS1	Höhe der Nutaufspreizung	mm
HS2	Länge bzw. tiefe der Nut	mm
BS0	Nutöffnung	mm
BS1	Breite der Nut im Bereich des Luftspalts	mm
BS2	Breite der Nut im Bereich des Jochs	mm
Rs	Rundung der Nut im Bereich des Jochs	mm

Tabelle 2.2: Parametervariation der Statorstruktur. Die Parameter sind in Abbildung 2.16 dargestellt.

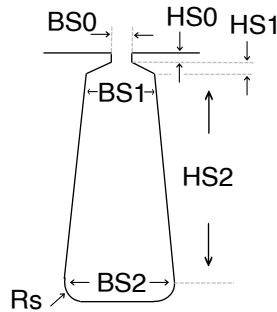


Abbildung 2.16: Darstellung der Statornut und ihrer zugehörigen Parameter.

lem Aufwand maximalen Erkenntnisgewinn zu erzielen. Es ist daher ratsam, ein raumfüllendes DoE zu wählen, das den Raum möglichst gleichmäßig abdeckt und dabei wenige Leerstellen hinterlässt. Wie bereits erwähnt, ist jedem dieser Parameter ein Intervall zugeordnet, innerhalb dessen der jeweilige Parameter variiert werden kann. Beispielsweise kann die Länge der Nut (HS2) zwischen 5 mm und 8 mm sowie die Breite der Nut (BS2) zwischen 4 mm und 7 mm variieren. Wenn man zunächst nur diese beiden Parameter betrachtet, kann der Parameterraum durch verschiedene Methoden der statistischen Versuchsplanung (DoE) aufgespannt werden, wie etwa *Full Factorial*, *Half Factorial*, *Random*, *Halton Sequenz* oder *Latin Hypercube Sampling* [64–66]. Diese Methoden stellen lediglich einen Teil der verfügbaren Optionen dar und dienen hier nur als Beispiele. Im

weiteren Verlauf der Arbeit wird ausschließlich das Latin Hypercube Sampling (LHS) verwendet, das im Folgenden genauer erläutert wird.

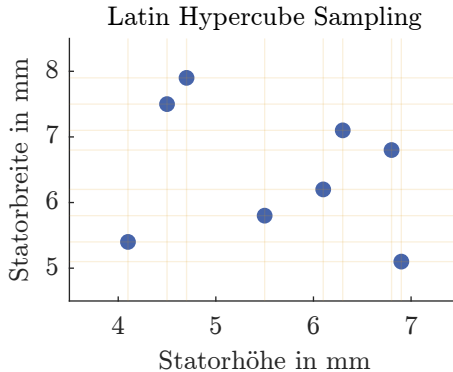


Abbildung 2.17: Beispielhafte Darstellung des LHS-Verfahrens anhand der beiden Parameter Länge und Breite der Nut. Der dadurch aufgespannte Raum umfasst  $n=2$  und stellt somit einen Subraum des gesamten Parameter-raums dar.

Das LHS-Verfahren basiert auf einer zufälligen Verteilung von  $n$ -Werten innerhalb der jeweiligen Dimensionen (im Beispiel in Abbildung 2.17 mit  $n=2$  Dimensionen). Dabei wird in jedem gleichmäßig unterteilten Teilraum genau ein Stichpunkt platziert; bezogen auf Abbildung 2.17 bedeutet dies, dass in jeder Zeile und in jeder Spalte jeweils nur ein Punkt vorkommt - siehe gelbe Linien. Dadurch wird jeder Parameterwert (hier: Länge und Breite der Nut) innerhalb des Parameterraums genau einmal repräsentiert. Auf diese Weise lässt sich der gesamte Parameterraum mit einer minimalen Anzahl an Simulationspunkten effizient abdecken [64]. Aus diesen Erwägungen ergibt sich, dass von den untersuchten Methoden ausschließlich das LHS-Verfahren für einen derart umfangreichen Parameterraum geeignet ist und in dieser Ausarbeitung angewendet wird.

## Post Processing

Nach der Parametrisierung der verschiedenen geometrischen Größen und der Erstellung des DoEs können die Ergebnisse in der Nachbearbeitung (Post

Processing) weiter optimiert und die Verluste genauer bestimmt werden.

### Optimale Auslegung der Wicklung

Zu Beginn wird die optimale Auslegung der Wicklung für die Statornut ermittelt. Hierbei werden verschiedene Eingabeparameter definiert, darunter die Innendrahtdurchmesser  $d_i$ , die Anzahl der parallelen Spulen  $a$  sowie die Wahl zwischen Einschicht- oder Zweischichtwicklung. Durch die Verwendung dieser Parameter und die Iteration über die unterschiedlichen Drahtdurchmesser werden die Spulenwindungszahl  $w_{sp}$ , die Anzahl der Litzenleiter  $\chi$ , die Anzahl der Leiter in der Nut  $z_n$ , der Nutfüllfaktor  $\kappa_r$ , die Länge der Leiter, der Phasenwiderstand  $R_{phase}$ , der Strangwiderstand  $R_{Str}$  und weitere relevante Größen berechnet. Ziel ist es, den Nutfüllfaktor – also den Anteil des in der Statornut untergebrachten Kupfers – zu maximieren, um den verfügbaren Nutenraum optimal auszunutzen und damit die Leistungsdichte der Maschine zu erhöhen. Ein Beispiel für ein solches Ergebnis ist in Abbildung 2.18 grafisch dargestellt.

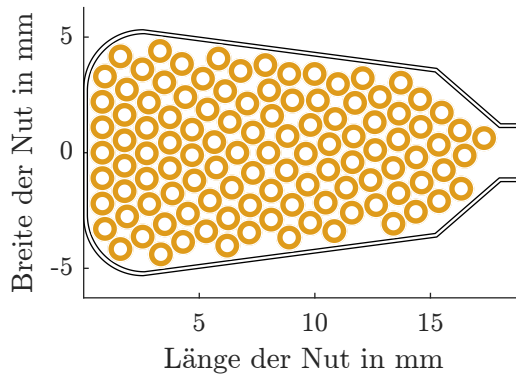


Abbildung 2.18: Exemplarische Analyse der optimalen Nutfüllung bei einem Drahtdurchmesser von 0,8 mm mit  $\kappa_r = 28,9\%$ ,  $w_{sp} = 11$ ,  $\chi = 6$  und  $z_n = 66$ .

### Reibungs- und Windungsverluste

Zunächst werden die Reibungs- und Windungsverluste analytisch ermittelt, da diese nicht in Ansys Electronics berechnet werden. Diese Verluste werden über den gesamten Drehzahlbereich bestimmt und setzen sich aus den Verlusten im Luftspalt  $P_{fw,L}$  sowie den doppelten Verlusten im Wickelkopf zusammen.

$$P_{\text{fw}} = P_{\text{fw,L}} + 2 \cdot P_{\text{fw,W}} \quad (2.33)$$

Die Berechnung der Verluste im Luftspalt wird durch Gleichung 2.34 beschrieben. Diese Verluste setzen sich aus dem drehzahlabhängigen Parameter  $C(f)_L$ , der Luftdichte  $\rho_{\text{Luft}}$ , der Kreisfrequenz  $\omega$ , dem Rotorradius  $r_{\text{Rotor}}$  und der aktiven Länge  $l_{\text{fe}}$ .

$$P_{\text{fw,L}} = C(f)_L \cdot \pi \cdot \rho_{\text{Luft}} \cdot \omega^3 \cdot r_{\text{Rotor}}^4 \cdot l_{\text{fe}} \quad (2.34)$$

Die Berechnung der Verluste im Wickelkopf wird durch Gleichung 2.35 beschrieben. Diese besteht aus dem drehzahlabhängigen Parameter  $C(f)_W$ , der Luftdichte  $\rho_{\text{Luft}}$ , der Kreisfrequenz  $\omega$  und der Differenz zwischen dem Rotorradius  $r_{\text{Rotor}}$  und dem Radius der Welle  $r_{\text{Welle}}$ .

$$P_{\text{fw,W}} = 0,5 \cdot C(f)_W \cdot \rho_{\text{Luft}} \cdot \omega^3 \cdot (r_{\text{Rotor}}^5 - r_{\text{Welle}}^5) \quad (2.35)$$

Die exakte Bestimmung von  $C(f)_L$  und  $C(f)_W$  sind in [67, 68] erläutert.

### Bestimmung der Kupferverluste

Nachdem die Leiterauslegung optimiert wurde, können anschließend die Gleichstrom (engl. Direct Current) (DC)- und Wechselstrom (engl. Alternating Current) (AC)-Kupferverluste bestimmt werden. Die DC-Kupferverluste wurden bereits in Gleichung 2.27 definiert und werden in Gleichung 2.36 durch die Phasenzahl erweitert.

$$P_{\text{Cu,DC}} = m \cdot I_{\text{rms}}^2 \cdot R_{\text{phase}} \quad (2.36)$$

Die Berechnung der  $P_{\text{Cu,AC}}$  erfordert einen komplexeren Ansatz, da hierbei die zuvor beschriebenen Stromverdrängungseffekte (Skin- und Proximity-Effekt) innerhalb der einzelnen Leiter in der Nut berücksichtigt werden müssen. Diese Effekte werden üblicherweise durch die Eindringtiefe quantifiziert [61, S. 32ff]. Eine präzise Modellierung beider Effekte würde ein Einzelleitermodell erfordern, kann aber durch ein Ersatzmodell abgebildet werden, sodass sich die Berechnung stattdessen auf die Ermittlung der mittleren Stromdichte über den Leitern beschränkt. Das magnetische Vektorpotential wird verwendet, um die mittlere Stromdichte  $J$  für jeden einzelnen Leiter zu bestimmen. Auf dieser Grundlage können die AC-Kupferverluste berechnet werden. Die Formel zur Berechnung der Stromdichte ist in Gleichung 2.37 dargestellt.

$$J = \frac{d\vec{A}}{dt} \cdot \sigma \quad (2.37)$$

### Bestimmung der Eisenverluste

Für die Bestimmung der Eisenverluste wurden die in [63] beschriebenen Erkenntnisse herangezogen. Analog zur Berechnung der Kupferverluste wird auch bei den Eisenverlusten das magnetische Vektorpotential  $\vec{A}$  in jedem einzelnen Element bestimmt. Zur Veranschaulichung des Vektorpotentials zeigt dessen Rotation die magnetische Flussdichte  $B$ .

$$\vec{B} = \nabla \times \vec{A} \quad (2.38)$$

Wie aus Gleichung 2.38 zu erkennen, lässt sich aus dem Vektorpotential für jedes Element im FEM-Modell die lokale magnetische Flussdichte  $B$  berechnen. Unter Berücksichtigung der entsprechenden Verlustkoeffizienten können dann die Eisenverluste in jedem Element ermittelt werden. Diese teilen sich auf in Hystereseverluste  $P_{V,Fe,hyst}$ , Wirbelstromverluste  $P_{V,Fe,wb}$  und Excessverluste  $P_{V,zusätzl.}$ . Diese Verluste werden anschließend über alle Elemente summiert. Abschließend erfolgt eine Skalierung der Ergebnisse über die Drehzahl  $n$ , wobei die Nichtlinearität durch die Sättigung des Materials beeinflusst wird. Auf Basis dieser Verluste kann im Post-Processing ein Wirkungsgradkennfeld der Maschine erstellt werden, das als Grundlage für den Vergleich verschiedener Simulationsergebnisse dient. Dieses wird mit dem sogenannten Maximum Torque Per Losses (MTPL)-Verfahren ermittelt. Dabei wird das Strompaar aus  $I_d$  und  $I_q$  gesucht, das bei gewünschtem Drehmoment die Gesamtverluste minimiert. Der Vorteil dieses Verfahrens liegt darin, dass nicht nur die ohmschen Verluste, wie beim Maximum Torque Per Ampere (MTPA), reduziert werden, sondern sämtliche Verluste.

## 2.7 Stand von Wissenschaft und Technik

Im Bereich der Energiegewinnung über Achsen bei LKW-Anhängern existieren unterschiedliche technische Ansätze, die überwiegend auf konventionellen, kraftstoffbasierten Systemen basieren. Sowohl in der Forschung als auch in der Industrie rücken zunehmend die Vorteile der Elektrifizierung von elektrischen Achsen in LKW-Anhängern in den Fokus. Während der Kühlprozess – also der Energieverbrauch der TRU – in den verschiedenen Ansätzen unverändert bleibt, ergeben sich für die Energiegewinnung unterschiedliche technische Lösungsansätze. Dieses Kapitel bietet einen Überblick über diese technischen Lösungsansätze, einschließlich einer Beschreibung relevanter Technologien, deren Funktionsweise sowie der potenziellen Vor- und Nachteile. Ergänzend werden exemplarische Herstellerlösungen dargestellt. In Unterabschnitt 2.7.1 werden zunächst konventionelle dieselbetriebene Systeme vorgestellt. Hybride Ansätze zur Elektrifizierung von Achsantrieben werden in Unterabschnitt 2.7.2 erläutert, bevor abschließend batteriebasierte elektrische Achsantriebe für TRUs in Unterabschnitt 2.7.3 beschrieben werden.

### 2.7.1 Konventioneller Antrieb über Riemenantrieb

Derzeit lassen sich zwei grundlegende Systeme von TRUs unterscheiden: der dieselbetriebene TRU mit Riemenantrieb sowie der elektrisch betriebene Standby-Riemenantrieb TRU [41, S. 2–6], siehe Abbildung 2.19. Diese beiden Systeme weisen grundlegende Ähnlichkeiten auf. Ein Dieselmotor treibt während der Fahrt direkt einen Verdichter für die Kälteanlage an, während andere Verbraucher, wie Ventilatoren, über Riemen betrieben werden. Die elektrische Standby-Variante nutzt hingegen einen Elektromotor, der über das Bordnetz versorgt wird, wodurch der Betrieb des Kältekompressors unabhängig von der Verbrennungskraftmaschine ermöglicht wird. Dieser Betrieb ist jedoch nur im Stillstand und bei eingestecktem Anschluss möglich. Auf diese Weise kann der Dieselgenerator während Pausen oder den vorgeschriebenen Ruhezeiten des Fahrers abgeschaltet werden. Beide Varianten sind in Abbildung 2.19 dargestellt.

Der dieselbetriebene TRU dient in dieser Arbeit als Referenzvariante; das heißt, Verbrauch und Emissionen dieser Ausführung werden mit der entwickelten elektrischen Achse verglichen. Aufgrund der Lärm- und Abgasemissionen von Dieselmotoren ergeben sich jedoch Einschränkungen im innerstädtischen Betrieb [69]. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit alternativer Ansätze, die diese Problematik abmildern können. Erste Voruntersuchungen zeigen, dass durch eine variable Drehzahl ein signifikantes Einsparpotenzial realisierbar ist [70]. Die

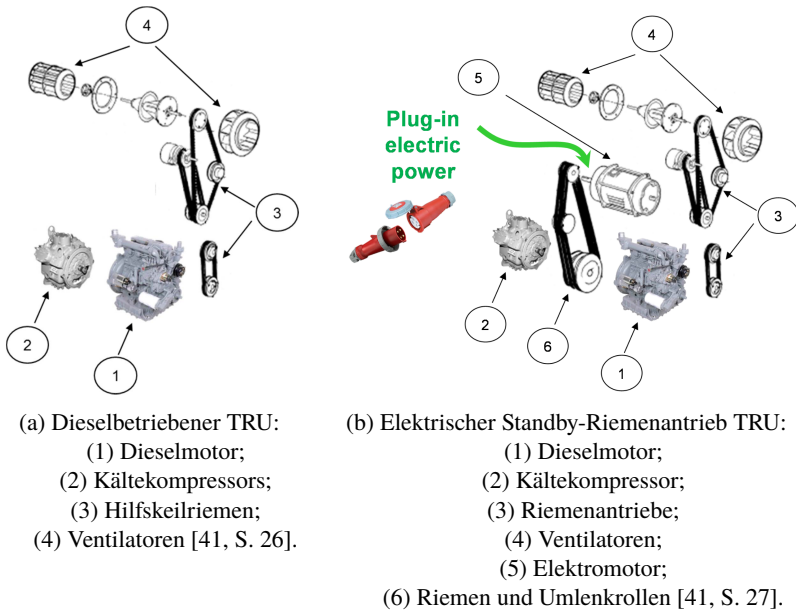


Abbildung 2.19: Darstellung der beiden konventionellen Varianten: Dieselbetriebener TRU und elektrischer Standby-Riemenantrieb TRU

folgenden Kapitel beleuchten weiterführende Optimierungsansätze des Systems unter Einsatz hybrider oder batterieelektrischer Achsantriebe.

## 2.7.2 Hybride Achsantriebe

Der Einsatz hybrider Antriebssysteme ist bereits seit einigen Jahren aus dem PKW Bereich bekannt. Eine Hybride TRU wird in der Regel in Form eines seriellen Hybrids gebaut [30, S. 76]. Das bedeutet, dass ein Dieselmotor verwendet wird, um einen elektrischen Generator anzutreiben, der wiederum einen elektrischen Kompressor antreibt [41, S. 29]. Da sämtliche relevanten Komponenten elektrisch versorgt werden, ist diese Variante sowohl effizienter als auch einfacher umzusetzen als der dieselbetriebene TRU. Die Implementierung kann auf unterschiedliche Weise erfolgen: Eine Möglichkeit besteht in der Kopplung

über Riemenantriebe oder Antriebswellen eines Stromgenerators im Anhänger mit dem Hauptdieselmotor der Zugmaschine. Solche hybriden Achsantriebe werden gelegentlich als „Direktantrieb“ oder „Nebenabtrieb“ bezeichnet [69, S. 4–4]. Ein wesentlicher Nachteil dieses Ansatzes liegt in der Abhängigkeit von der Zugmaschine. Der Generator ist an der Abtriebswelle des LKW-Motors befestigt (auch als Power Take-off bekannt), was bedeutet, dass der Motor ständig in Betrieb sein muss, um Energie zu erzeugen. Dies führt in der Regel zu längeren Leerlaufzeiten und höheren Leerlaufdrehzahlen des LKW-Motors, was wiederum zu einem erhöhten stationären Kraftstoffverbrauch und höheren Emissionen des LKW-Motors führen kann. Ein weiteres Problem betrifft die Konstruktion des Zugfahrzeugs. Dieses muss ausreichend flexibel sein, um verschiedene Aufnahmen der Anhänger für die Abtriebswelle zu integrieren. Bei starren LKW (auch Lastzüge genannt) ist dies unproblematisch, da sie ihren Anhänger nicht wechseln können. Im Gegensatz dazu ist das Wechseln von Sattelaufhängern bei Sattelzugmaschinen jedoch gängig. In diesem Fall wäre der TRU nur funktionsfähig, wenn es an eine Zugmaschine mit einer entsprechenden Antriebswelle angeschlossen wird. Diese Einschränkung beeinträchtigt sowohl die Funktionalität der TRU als auch die Flexibilität der Zugmaschinen, die in der Lage sein müssen, verschiedene Anhänger zu ziehen, erheblich. Die Firma *Carrier* hat dieses Konzept mit der *Eco-Drive-Technologie* umgesetzt [71]. Hierbei wird eine wassergekühlte elektrische Pumpe über die Zapfwelle der Sattelzugmaschine angetrieben, um die TRU mit Energie zu versorgen. Dieses Modul gewährleistet eine konstante Stromversorgung, selbst wenn der LKW im dichten Verkehr im Leerlauf betrieben wird. Zudem entwickelte *Carrier* bereits vor rund 20 Jahren das *E-Drive-Technologie*-System. Dabei ersetzt ein innerhalb der TRU integrierter Dieselgenerator die feste Verbindung zwischen der VKM der Sattelzugmaschine und dem Generator im Anhänger. Der Dieselgenerator treibt einen kleinen Generator an, der die relevanten Komponenten mit Strom versorgt [72].

Neben *Carrier* gibt es auch weitere Hersteller, die ähnliche Systeme aufgebaut haben, so haben bspw. *Thermo King* und *Frigoblock* das sogenannte *HybridDrive* entwickelt [73]. Bei dem System wird eine Lichtmaschine an die Abtriebswelle des LKW-Motors angeschlossen, um elektrische Energie zu erzeugen.

All die genannten Systeme benötigen weiterhin einen zusätzlichen Dieselgenerator, um auch bei abgeschalteter Zugmaschine weiterhin Strom für die TRU zu liefern. Im Folgenden sollen nun Konzepte vorgestellt werden, die auf einen Dieselgenerator verzichten können und die benötigte Energie über bspw. Batterien zwischenspeichern.



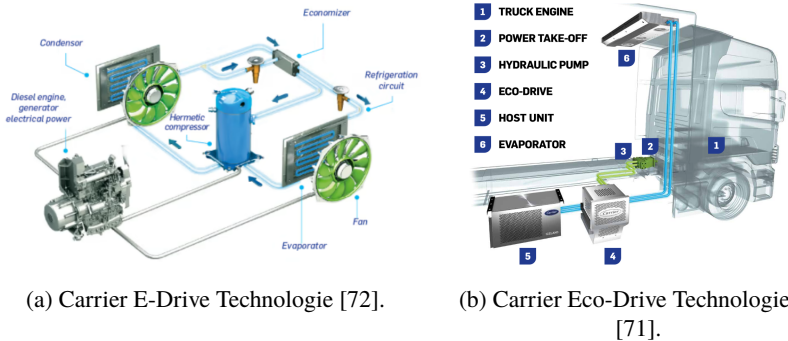


Abbildung 2.20: Die beiden Hybridsysteme von Carrier

### 2.7.3 Batterieelektrische Achsantriebe

Eine Möglichkeit zur Entkopplung der Stromerzeugung von einem Dieselmotor besteht in einem batterieelektrischen Ansatz. Mit dem Anstieg von BEVs hat sich auch die Infrastruktur für Ladesäulen signifikant verbessert, was den Weg für vollelektrische Fahrzeuge geebnet hat. Eine bisherige Herausforderung in diesem Kontext war die Batterie, deren Kosten, Gewicht und Energiedichte sich in den letzten Jahren erheblich verbessert haben. Diese Fortschritte ermöglichen den Einsatz dieser Systeme in einem breiteren Anwendungsspektrum [41]. Batterieelektrische Ansätze sind in der Regel ähnlich aufgebaut wie die im konventionellen Kapitel Unterabschnitt 2.7.1 genannten Beispiele. Sie bestehen aus einem elektrischen TRU, einer Batterie und teilweise einem Elektrogenerator zur Erzeugung zusätzlicher Energie. Carriers Ansatz für diese Technologie ist die *eCool-Series-Reihe* [74]. Eine spezifische Implementierung dieser Reihe stellt das *Vector eCool-System* für komplette TRU-Anhängereinheiten dar [75]. Das System umfasst einen einzelnen Generator, der mit einem Batteriespeicher von 19,2 kWh verbunden ist, um die TRU zu betreiben. Es wurde in Zusammenarbeit mit *SAF-Holland* und *VALX* entwickelt [75]. Die Komponenten sind beispielhaft in Abbildung 2.21 dargestellt. Beide Achsenhersteller bieten in ihrem Portfolio verschiedene Arten von elektrischen Achsen an. *VALX* stellt die *E2!HD-Achse* mit einer Spitzenleistung von 14 kW zur Verfügung [76], während *SAF-Holland* die *TRAKr*- und *TRAKe*-Systeme [77] anbietet, die mit einer



Abbildung 2.21: Das Vector eCool System mit seinen einzelnen Komponenten [75].

Geschaltete Reluktanzmaschine (engl. Switched Reluctance Machine) (SRM) bzw. PMSM ausgestattet sind. Die *TRAKr*-Achse ist eine reine Rekuperations- und Schleppachse, während das *TRAKe*-System zusätzlich Traktionsunterstützung bietet, mit einer Spitzenleistung von 120 kW und einer Getriebeübersetzung von  $i = 12$ . Ein Anwendungsgebiet dieser Achse ist das *The New Cool*-System von *THT*, das die *VALX*-Achse zusammen mit dem Batteriespeicher und dem *Vector eCool*-TRU von *Carrier* verwendet [78]. Ein ähnliches Konzept bietet *Thermo King* mit seinem *AxlePower*-System [79]. Dieses weist die gleiche Grundarchitektur auf wie die Alternative von *Carrier*. Es sind zwei Batteriegrößen erhältlich: eine mit 19 kWh und eine erweiterte Variante mit 38 kWh. Beide Batterieoptionen sind mit der *ePower*-Generatorachse von *BPW* kombiniert [80], die bis zu 8 kW pro Generator bereitstellt und bis zu zwei Asynchronmaschinen nutzt.

Neben den genannten Firmen gibt es natürlich weitere Mitbewerber am Markt, die ähnliche Produkte anbieten. Beispielsweise *ZF* mit dem *eTrailer* [81], oder *Schmitz Cargobull* bietet mit dem *S.CUE* TRU einen vollelektrischen Ansatz, der auch mit einer Batterie und einer elektrischen Achse kombiniert wird [82]. Einen etwas anderen, leistungsfähigeren Ansatz bietet *Krone*. Ihr *eCool LINER* ist ebenfalls vollelektrisch und verwendet einen *Celsineo*-TRU in Kombination mit einem wesentlich leistungsfähigeren Achsmotor. Die Achse ist in der Lage, eine Dauerleistung von 360 kW und eine Spitzenleistung von bis 580 kW zu erbringen, die auch für den Fahrbetrieb und nicht nur für die Rekuperation genutzt

werden kann [83]. Auch die Firma *Wabco* hat bereits 2019 die Vorteile eine elektrische Antriebsachse erkannt. Bei dem sogenannten *E-Trailer* handelt es sich um eine Fahrzeugverbindung aus konventionell angetriebener Zugmaschine und elektrisch angetriebenen Anhänger. Auch hier sollen die Komponenten Batterie, Umrichter und E-Maschine in einen Anhänger integriert werden. Das Konzept soll eine signifikante Kraftstoffeinsparung und damit verbundene Emissions-senkungen erreichen [84, 85]. In ersten Untersuchungen 2020 konnte gezeigt werden, dass auf bestimmte Strecken eine Ersparnis von 6,5 l pro 100 km erreicht werden konnte. Dies spiegelt eine Ersparnis von 172 gCO<sub>2</sub> pro Kilometer wider.

Das Thema ist nicht nur relevant in der Industrie, sondern tritt auch zunehmend in den Fokus öffentlicher Projekte, wie bspw. in den öffentlich geförderten Initiativen *evTrailer 1* und *evTrailer 2* [86, 87]. In diesen Projekten wird angestrebt, einen Sattelaufleger zu elektrifizieren und die Fahrsicherheit zu optimieren. Zudem sollen die Energiebilanzen durch Messungen und Simulationen im Fahrbetrieb ermittelt werden, um die Simulationsdaten präziser mit den Ergebnissen realer Fahrten zu vergleichen.



# Kapitel 3

## Auslegung des synchronen Reluktanzgenerators

In diesem Kapitel werden die einzelnen Schritte zur multiphysikalischen – sowohl mechanische als auch elektromagnetisch – Auslegung eines synRM-Generators detailliert erläutert. Die dafür erforderlichen elektromagnetischen Grundlagen wurden bereits in Abschnitt 2.5 vorgestellt. Zunächst wird in Abschnitt 3.1 die Prinzipien zur Bestimmung der mechanischen Spannungen im Rotor erläutert. Dabei wird eine automatisierte Simulationsmethodik entwickelt und im weiteren Verlauf des Kapitels näher beschrieben. Der zweite Abschnitt, dargestellt in Abschnitt 3.2, widmet sich der Auslegung und Berechnung von Dauerkennlinien. Hierbei werden zunächst die temperaturabhängigen Verluste ermittelt und entsprechende Temperaturgrenzwerte festgelegt. Abschließend erfolgt eine Simulation thermischer Fahrzyklusberechnungen, um die Betriebseigenschaften des Generators zu bewerten.

### 3.1 Mechanische Analyse

Aus geometrischer Sicht lassen sich synRMs in drei unterschiedliche Rotorgeometrien unterteilen: Ausgeprägter Pol (engl. Salient Pole) (SP Rotor), TLA und Axial laminierter Anisotropie (ALA) (vgl. Abbildung 3.1). Die jeweiligen Strukturen weisen spezifische Vor- und Nachteile auf, die in Tabelle 3.1 aufgeführt sind.

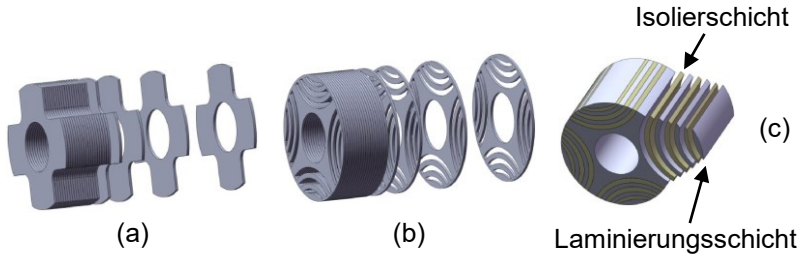


Abbildung 3.1: Unterschiedliche Rotorgeometrien für synRM: (a) SP Rotor, (b) TLA, (c) ALA [88].

Auf Grundlage der Informationen aus Tabelle 3.1 lassen sich folgende Schlussfolgerungen für die Auslegung ziehen: Der SP Rotor erreicht mit maximal  $\xi \approx 3$  [89] nicht die erforderliche Schenkligkeit von mindestens 5, was zu einem geringen Drehmoment führt und ihn somit als geeignete Struktur ausschließt. Der ALA-Rotor weist zwar eine außergewöhnlich hohe Schenkligkeit auf, mit  $\xi$ -Werten von bis zu 10 [56], jedoch sind zwei wesentliche Nachteile zu beachten, die seinen Einsatz in einem Serienprodukt für LKW-Anhänger unpraktikabel machen: Erstens ist die Herstellung aufgrund der unterschiedlichen Laminierungs- und Isolationsschichten mit hohen Kosten verbunden. Zweitens erreicht eine synRM erst bei hohen Drehzahlen (ab ca.  $10\,000\text{ min}^{-1}$ ) einen guten Leistungsfaktor [56, 90]. Aufgrund des Fertigungsverfahrens des Rotors ist dessen mechanische Stabilität jedoch unzureichend, sodass hohe Drehzahlen nicht realisierbar sind. Daher ergibt sich, dass für den Einsatz in einer TRU lediglich der TLA-Rotor mit seiner ebenfalls hohen Schenkligkeit von etwa zehn und seiner vergleichsweise einfachen Herstellbarkeit (bestehend aus einem einzelnen Blechschnitt) als geeignet erachtet werden kann [56]. Natürlich weist auch der TLA-Rotor spezifische Nachteile auf. Ein wesentlicher Nachteil sind die erforderlichen Stege (siehe Abbildung 3.2) zur Versteifung der Flussbarrieren, wie in Abbildung 3.2 veranschaulicht. Diese Stege tragen zu Eisenverlusten bei, weshalb sie in der Auslegung möglichst klein gehalten werden sollten. Dies steht jedoch im Widerspruch zur Zentrifugalkraft, die während der Rotation eine radiale Verformung des gesamten Elektrolechs bewirken kann. Insbesondere wenn die Stege, vor allem die äußeren, unterdimensioniert sind, besteht die Gefahr des Brechens, was zu einem Totalschaden der Maschine führen kann. Auch andere Bereiche innerhalb des Elektrolechs, wie das Material zwischen den

Flussbarrieren oder der mittlere Steg, können versagen. Allerdings sind die äußeren Stege in der Regel den höchsten mechanischen Spannungen und damit den größten Verformungen ausgesetzt. Daher ist eine mechanische Simulation, die in der Softwareumgebung *Ansys Mechanical* durchgeführt wird, unerlässlich, um die maximalen mechanischen Spannungen im Elektrolech zu ermitteln.

Rotorgeometrie	Vorteile	Nachteile
SP Rotor	Einfachste Herstellung [56]	Geringste Schenkligkeit [91]
TLA	hohe mechanische Festigkeit	Streufluss durch Rippen [59]
ALA	Größte mögliche Schenkligkeit [92]	Komplexe und kostenintensive Herstellung, geringe mechanische Festigkeit [56]

Tabelle 3.1: Vor- und Nachteile der verschiedenen Rotorgeometrien: SP Rotor, TLA und ALA.

### 3.1.1 Randbedingungen

Für eine aussagekräftige Simulation müssen die Randbedingungen sorgfältig gewählt werden. In dieser Analyse wird ausschließlich der Rotor und nicht der Stator untersucht, da auf diesen durch die rotationsbedingten Fliehkräfte, die größten Kräfte wirken. Zur Modellvereinfachung wird lediglich ein Pol des Rotors, entsprechend der Vorgehensweise bei der elektromagnetischen Berechnung, untersucht. Da nur ein Teil des Rotors analysiert wird, müssen für die übrigen Kanten Randbedingungen definiert werden, um das System vollständig zu beschreiben. Die Randbedingungen sind in Abbildung 3.3 veranschaulicht. An den Symmetriekanten werden Verschiebungen in X- und Z-Richtung gesperrt, während an der Kante der Rotorwelle sämtliche Freiheitsgrade eingeschränkt werden, da hier später eine Passung vorgesehen ist, die jegliche Bewegung verhindern soll. Abschließend wird das gesamte Elektrolech mit einer entsprechenden Rotationsgeschwindigkeit belastet.

Zusätzlich zur maximalen Verschiebung des Elektrolechs, die dazu führen kann, dass das Elektrolech sich in Richtung des Luftspalts verschiebt und

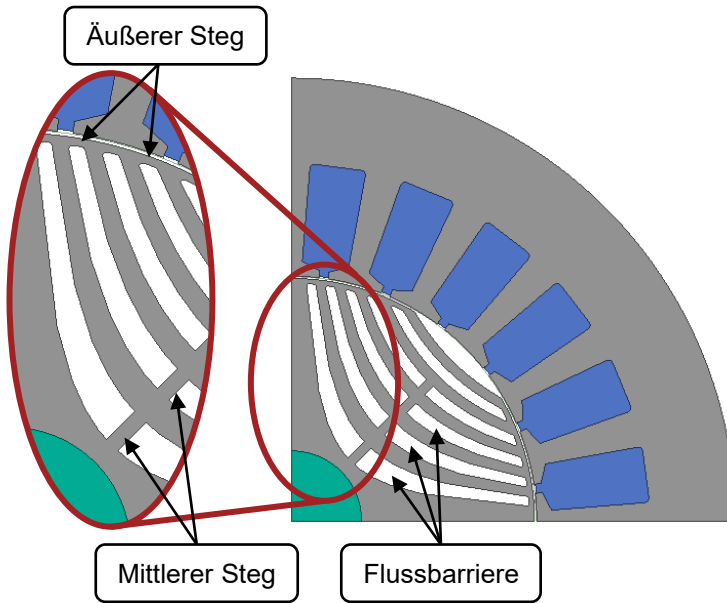


Abbildung 3.2: Beispiele für die notwendigen Rotorstege im TLA-Rotoren.

im schlimmsten Fall den Stator berührt, ist auch die *von-Mises*-Spannung von Bedeutung. Diese Spannung, in Verbindung mit der Streckgrenze ( $R_{p0,2}$ ) des Materials, bestimmt, ob es sich bei einer zu hohen Belastung um elastische oder plastische Verformung handelt. Sobald die Spannung im Elektroblech die Streckgrenze überschreitet, wird das Elektroblech irreversibel verformt und kann zu einem Maschinendefekt führen. Bei der Betrachtung der Gesamtspannung des Elektroblechs fallen mehrere Aspekte auf. Zum einen ist, wie zu erwarten, der mittlere Steg aufgrund seiner geringen Breite deutlich stärker belastet als die angrenzende Bereiche. Zum anderen treten bei der Simulation Spannungsüberhöhungen auf, wie im Detailbild in Abbildung 3.4 zu sehen ist. Es ist deutlich erkennbar, dass an dieser Detailstelle Elemente im Größenbereich von 0,3 mm bis 0,6 mm im Vergleich zur restlichen Geometrie unrealistisch hohe Spannungen von bis zu 300 MPa aufweisen. Dies lässt sich gut anhand des Verhältnisses von Elementanzahl zu Höhe der Spannung demonstrieren: In diesem Fall weisen lediglich zwei Elemente eine Spannung von 300 MPa auf, während die benach-



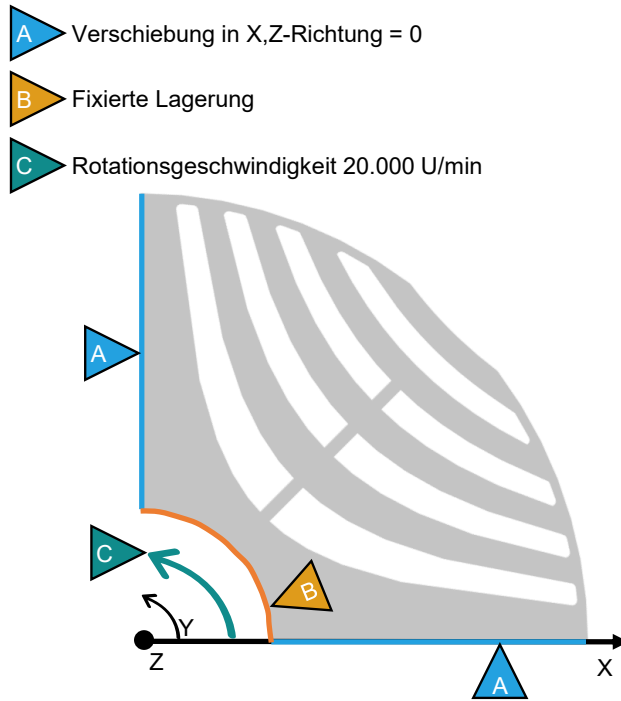


Abbildung 3.3: Festlegung der Randbedingungen für die mechanische Simulation am Rotorpol bei einer maximalen Rotationsgeschwindigkeit von  $20\,000\,\text{min}^{-1}$ .

barten Elemente eine maximale Spannung von nur noch ca. 200 MPa zeigen, was auf einen Konvergenzfehler hindeutet. Diese Fehler entstehen an harten oder scharfen Kanten sowie durch Randbedingungen und lassen sich nicht vollständig vermeiden.

Um diesem Problem entgegenzuwirken, erfolgt nicht die Erfassung der gesamten Spannung, sondern es werden gezielt ausgewählte Abschnitte analysiert. Hierbei werden entlang des Rotorblechpakets definierte Pfade erstellt (siehe Abbildung 3.5), entlang derer die relevanten *von-Mises*-Spannungen ermittelt werden. Diese Vorgehensweise ermöglicht eine adäquate Vermessung der mechanischen Spannung über das gesamte Elektromagnetpaket, während gleichzeitig Simulationsfehler minimiert werden. Abschließend wird auf die Berechnung

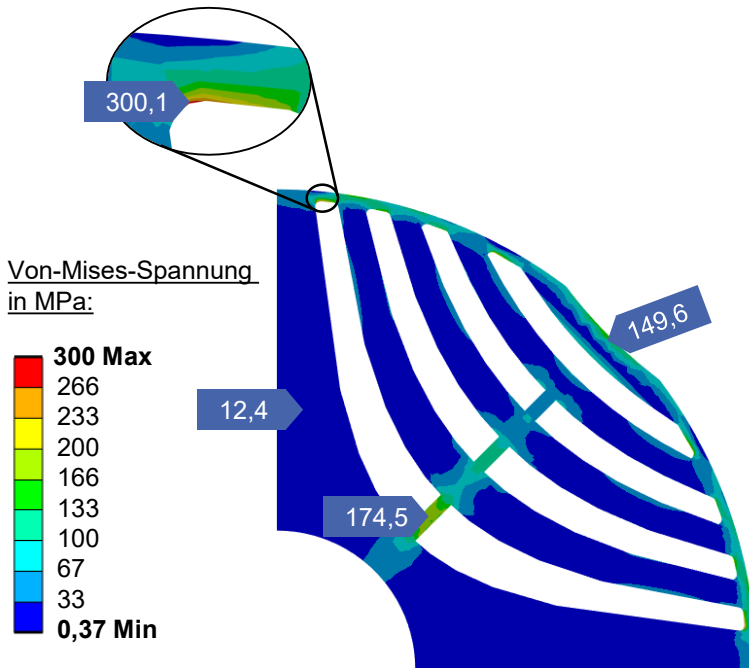


Abbildung 3.4: *Von-Mises*-Spannungsergebnisse der exemplarischen Darstellung aus Abbildung 3.3 mit Simulationsfehlern und deutlichen Spannungsüberhöhungen.

noch ein Standard Sicherheitsfaktor von 1,2 aufgerechnet, um mögliche Unsicherheiten in der Simulation zu berücksichtigen.

Die beschriebene Simulation wird für jeden einzelnen Generator durchgeführt. Falls eine Simulation eine höhere *von-Mises*-Spannung als die charakteristische Streckgrenze  $R_{p0,2}$  aufweist, wird dieser Generator aus der Analyse ausgeschlossen.

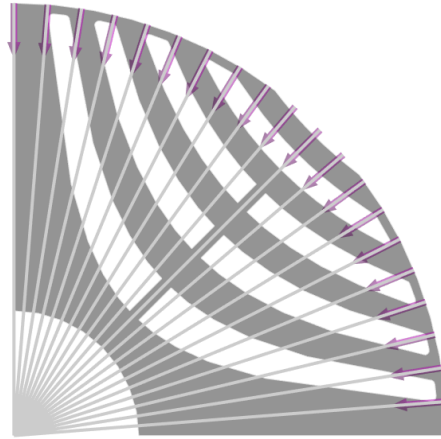


Abbildung 3.5: Beispielhafte Abschnitte der Ergebnisauswertung entlang von Pfaden, die über das Rotorblechpaket verteilt sind.

## 3.2 Bestimmung von Dauerkennlinien

Neben der Berechnung des maximalen Drehmoments und der maximalen Leistung spielt auch das Dauerdrehmoment bzw. die Dauerleistung – also die Leistung, die ein Motor kontinuierlich über einen längeren Zeitraum erbringen kann – eine zentrale Rolle bei Maschinen im Antriebsbereich. Ein wichtiger Gesichtspunkt bei der Berechnung von thermischen Dauerkennlinien betrifft die Kühlung der Maschine. Gemäß einer Vielzahl von Literaturquellen (vgl. [93–99]) hat die Wasserkühlung eine überlegene Fähigkeit zur Wärmeableitung und kann oft näher an der Wärmequelle positioniert werden (z.B. den Spulen im Stator). Dadurch lassen sich höhere Dauerkennlinien der Maschine erreichen. Das Konzept der Wasserkühlung weist natürlich auch einige Nachteile auf. Einerseits ist die Fertigung aufwendiger und damit kostenintensiver, unabhängig davon, ob eine einfache Wassermantelkühlung (vgl. [97, 98]) oder komplexere Verfahren wie die Statornuteninnenkühlung (vgl. [94, 95]), die Sprühnebelkühlung (vgl. [93]) oder innengekühlte Hohldrähte (vgl. [100]) verwendet werden. Zusätzlich erfordert die Wasserkühlung weitere Bauteile wie Wasser- oder Öltanks, Pumpen, Filter und mehr, was die Kosten und die Komplexität erhöht. Ein weiterer wichtiger Aspekt ist der Sicherheitsfaktor: Wenn die Dichtung eines

mit flüssigem Medium gekühlten Systems versagt, kann dies zu einer erheblichen Leistungsminderung und im schlimmsten Fall zum vollständigen Ausfall des Systems führen. Aus diesen Gründen ist für das hier entwickelte System eine passive Luftkühlung mit Kühlrippen angedacht. Folgender Abschnitt soll den Berechnungsablauf zur Berechnung von Dauerkennlinien erläutern.

### 3.2.1 Temperaturabhängige Verlustskalierung

Die Verlustleistungen in elektrischen Maschinen führen zu einer Erwärmung des Systems. Es ist bekannt, dass sich die Materialeigenschaften bei steigenden Temperaturen verändern können, was wiederum die Verlustleistungen beeinflusst [61, S. 13f]. Die Berücksichtigung dieser Änderung ist von entscheidender Bedeutung, da eine Nichtbeachtung dieser zu erheblichen Abweichungen zwischen den simulierten Ergebnissen und der wirklichen Temperatur führen kann.

#### Kupferverluste

Ein signifikanter Anteil der Gesamtverluste resultiert aus den Kupferverluste aufgrund von Gleichstrom  $P_{\text{Cu,DC}}$ . Der elektrische Widerstand  $R$  ist näherungsweise linear abhängig von der Temperatur. Mit Temperaturkoeffizienten können die  $P_{\text{Cu,DC}}$  bei jeder Temperatur  $\vartheta$  berechnet werden, wenn diese bei einer gegebenen Temperatur  $\vartheta_0$  bekannt sind. Die folgenden Gleichungen sind aus [61] entnommen.

$$P_{\text{Cu,DC}}(\vartheta) = P_{\text{Cu,DC},\vartheta_0} \cdot (1 + \alpha_{\text{Index}} \cdot (\vartheta - \vartheta_0)) = P_{\text{Cu,DC},\vartheta_0} \cdot (1 + \alpha_{\text{Index}} \cdot \Delta\vartheta) \quad (3.1)$$

Die Gleichung 3.1 zeigt, dass die vorhandenen DC-Verluste lediglich mit einem Skalierungsfaktor von  $(1 + \alpha_{\text{Index}} \cdot \Delta\vartheta)$  multipliziert werden. Auch für die AC-Verluste lässt sich ein Skalierungsfaktor ermitteln, der die Temperaturabhängigkeit beschreibt. Dieser lautet:

$$\frac{1}{(1 + \alpha_{\text{Index}} \cdot \Delta\vartheta)^\beta} \quad (3.2)$$

Der Parameter  $\beta$  im Exponenten liegt im Bereich von 0,5 bis 1 und hängt davon ab, ob der Skin-Effekt oder der Proximity-Effekt dominiert [61]. Da die AC-Verluste nicht in ihre einzelnen Anteile aufgeteilt sind und in der Toolkette nicht zwischen diesen differenziert wird (siehe Abschnitt 2.6), wird  $\beta = 0,75$  festgelegt. Die gesamten temperaturabhängigen Kupferverluste werden wie folgt bestimmt:

$$P_V(\vartheta) = P_{\text{Cu,DC},\vartheta_0} \cdot (1 + \alpha_{\text{Index}} \cdot \Delta\vartheta) + P_{\text{Cu,AC},\vartheta_0} \cdot \frac{1}{(1 + \alpha_{\text{Index}} \cdot \Delta\vartheta)^{0,75}} \quad (3.3)$$

### Eisenverluste

In Unterabschnitt 2.5.2 wurde dargelegt, dass die Eisenverluste  $P_{V,\text{Fe}}$  eine Abhängigkeit von der Frequenz und der maximalen magnetischen Flussdichte aufweisen. Zusätzlich existiert jedoch eine temperaturabhängige Komponente. In der Veröffentlichung [101] wird anhand von Simulationen und Messungen einer realen Maschine gezeigt, dass die Eisenverluste bei niedrigen und vor allem hohen Frequenzen, mit steigender Temperatur abnehmen. Eine solche Implementierung der temperaturabhängigen Eisenverluste wird aufgrund fehlender spezifischer temperaturabhängiger Informationen des Elektroblechs jedoch nicht erarbeitet. Aus diesem Grund werden die Verluste als konstant angenommen, was zu einer „Worst Case Abschätzung“ führt. Dabei werden für höhere Temperaturen von Stator und Rotor größere Eisenverluste angenommen, was zu einer stärkeren Erwärmung führt. In der Realität sind die Verluste bei dieser Temperatur jedoch geringer und würden die Maschine entsprechend weniger erwärmen. Zusammenfassend bedeutet dies, dass die simulierte Temperatur höher ist als die tatsächliche gemessene Temperatur der Maschine.

### 3.2.2 Berechnungsablauf zur Bestimmung von thermischen Dauerkennlinien

Die schematische Darstellung in Abbildung 3.6 beschreibt den Prozess zur Bestimmung der Dauerkennlinie einer synRM unter Berücksichtigung elektromagnetischer und thermischer Modelle. Der Prozess beginnt mit der Initialisierung, bei der die Indizes  $j$  und  $i$  auf null gesetzt werden. Diese Indizes repräsentieren die Iterationen in den nachfolgenden Berechnungen und kennzeichnen den aktuell berechneten Bemessungspunkt im Drehmoment-Drehzahl-Kennfeld. Das elektromagnetische Modell beinhaltet die erläuterte Berechnung in Abschnitt 2.6. In diesem wird ein Verlustkennfeld  $P_V(M_j, n_i)$  für definierte Drehmomente  $M$  und Drehzahlen  $n$  berechnet. Im thermischen Modell wird das thermische Netzwerk mithilfe der Geometriedaten der Maschine und des Kühlkörpers in Motor-CAD automatisiert erstellt. Anschließend wird eine thermische stationäre Analyse (steady-state) mit den Verlusten  $P_V^{j,i}$  im aktuellen Iterationsschritt durchgeführt. Dieser Vorgang wird für jeden Punkt im Kennfeld

wiederholt, bis ein vollständiges Temperaturkennfeld  $\vartheta(M, n)$  erzeugt wurde. In der abschließenden Nachbearbeitung werden die simulierten Ergebnisse aus dem Temperaturkennfeld herangezogen, um die Dauerkennlinie der Maschine zu ermitteln. Dabei wird die thermische Grenze des Systems überprüft, um sicherzustellen, dass die Temperaturen unterhalb der definierten Grenztemperatur sind.

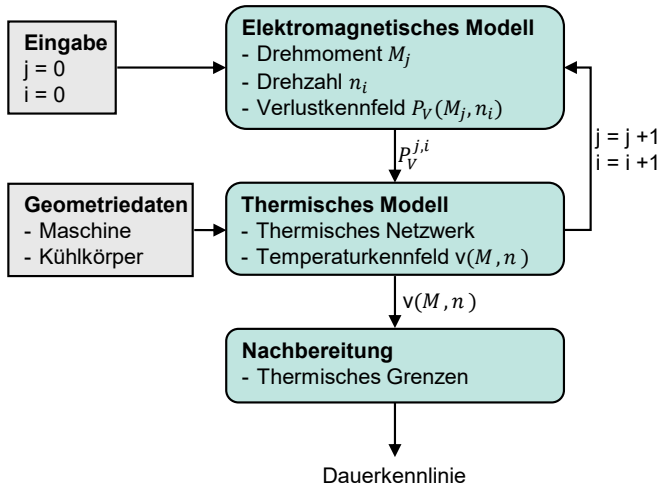


Abbildung 3.6: Ablauf zur Berechnung von Dauerkennlinie der synRM.

### 3.2.3 Temperaturgrenze der Maschine

Elektrische Maschinen sind nicht nur durch die elektrische und mechanische Belastbarkeit limitiert, sondern auch durch ihre thermischen Eigenschaften. Durch dauerhaften Betrieb einzelner Motorkomponenten über der thermischen Grenztemperatur verringert sich deren Lebensdauer. Die thermischen Anforderungen an Isolierstoffen werden in der Norm DIN EN 60034-11 [102] definiert. Gemäß der Norm darf die Umgebungstemperatur der Luft  $40^\circ\text{C}$  nicht überschreiten. Um eine Verringerung der Lebensdauer oder einen Ausfall der Maschine durch thermische Überbeanspruchung zu vermeiden, wird die Dauerkennlinie bestimmt. Bei dieser wird eine kontinuierliche Abführung der gesamten anfallenden Ver-

lustleistung durch das Kühlsystem gewährleistet [30, 102, 103]. Tabelle 3.2 zeigt eine Übersicht einzelner Isolierstoffklassen und deren maximale Grenztemperatur.

Thermische Klassifizierung	130(B)	155(F)	180(H)	200(N)
Maximale Temperatur isolierter Wicklungen in °C	225	250	275	295

Tabelle 3.2: Übersicht der Isolierstoffklassen nach [102].

In dieser Arbeit erfolgt die Dimensionierung der Maschine unter Anwendung der Isolierstoffklasse F. Obwohl die Temperaturgrenze von 155 °C für sämtliche Motorkomponenten gilt, stellt die Wicklung das thermisch am stärksten belastete Element im Generator dar, sodass sie in der Regel als erstes diese Temperaturgrenze erreicht. Laut [30] befindet sich der Hotspot, also die maximale Temperatur, im Wickelkopf der Maschine, was auf die geringe Wärmeleitfähigkeit der umgebenden Luft zurückzuführen ist. In den nachfolgenden Analysen wird die maximale Wicklungstemperatur als Referenzwert verwendet, um die Einhaltung der kritischen Grenztemperatur  $\vartheta_{w,krit}$  zu überprüfen.

### 3.2.4 Konstante und variable Strömungsgeschwindigkeit

Im untersuchten Anwendungsfall wird die erzwungene Konvektion entscheidend durch den Luftstrom beeinflusst, der die Maschine in der LKW-Achse kühlt und dessen Geschwindigkeit sich entsprechend der Fahrgeschwindigkeit ändert. Bei erzwungener Konvektion hängt die Kühlleistung stark von der Geschwindigkeit des Kühlmediums ab. Zur Analyse des Einflusses der Kühlluftgeschwindigkeit wird die thermische Dauerkennlinie sowohl für einen konstanten Luftstrom von  $80 \text{ km h}^{-1}$  als auch für einen Luftstrom, der mit der Fahrzeuggeschwindigkeit variiert, berechnet. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wird aus der Drehzahl der Maschine und der Getriebeübersetzung abgeleitet, wodurch die resultierende Strömungsgeschwindigkeit bis zu einer maximalen Fahrgeschwindigkeit von  $80 \text{ km h}^{-1}$  ermittelt werden kann. Abbildung 3.7 veranschaulicht die Dauerkennlinie für eine maximale Wicklungstemperatur im Hotspot von  $\vartheta_{w,krit} = 155 \text{ °C}$ . Es ist deutlich erkennbar, dass bei beiden Varianten weder das maximale Drehmoment noch die maximale Leistung abgerufen werden können.

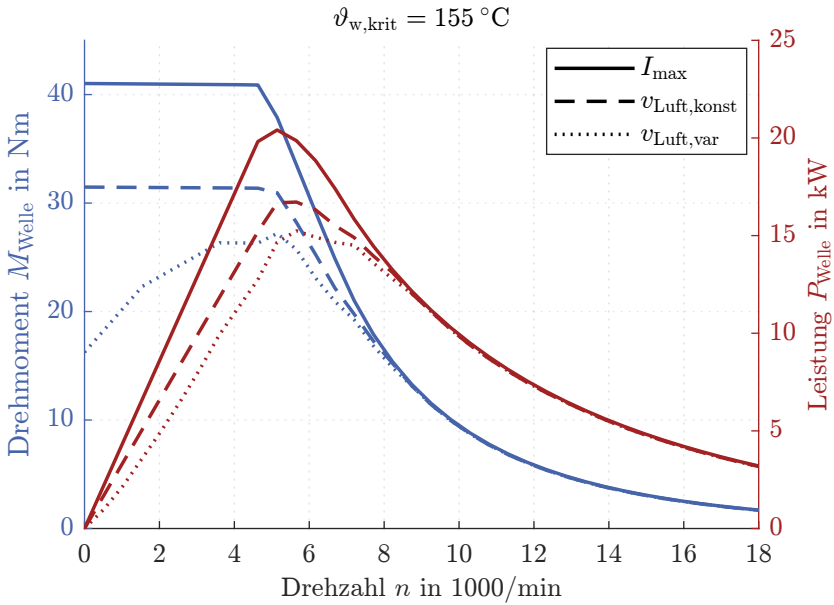


Abbildung 3.7: Einfluss der Luftstromgeschwindigkeit auf die Dauerkennlinie der Maschine unter der Randbedingung einer kritischen Grenztemperatur im Wickelkopf von  $\vartheta_{w,krit} = 155^\circ\text{C}$ .

Bei der Variante mit konstantem Luftstrom ( $v_{\text{Luft,konst}}$ ) zeigt sich eine parallele Verschiebung des Drehmoments im Grunddrehzahlbereich. Im Gegensatz dazu weist der Drehmomentverlauf bei variablem Luftstrom ( $v_{\text{Luft,var}}$ ) einen signifikant anderen Verlauf auf: Er steigt mit zunehmender Drehzahl der Maschine und erreicht sein Maximum bei ca.  $5100 \text{ min}^{-1}$ , bevor er wieder abnimmt. Dieser Sachverhalt lässt sich folgendermaßen erläutern: Bei einer Drehzahl von  $n = 0 \text{ min}^{-1}$  ist der Kühlkörper keinem erzwungenen Luftstrom ausgesetzt, was zu einer ineffizienten Kühlung führt, da die Wärmeabfuhr in diesem Zustand ausschließlich durch natürliche Konvektion erfolgt. Bei niedrigen Drehzahlen sind die Verluste so hoch, dass die Maschine, selbst bei stetig verbesserter Kühlleistung, weiter erwärmt wird. Um die thermischen Grenzen nicht zu überschreiten, wird das Drehmoment entsprechend reduziert. Mit steigender Drehzahl der Maschine nimmt auch die Geschwindigkeit des Luftstroms zu, was den Wärmeübergangskoeffizienten verbessert und somit eine effizientere Wärmeabgabe



vom Kühlkörper an die Umgebungsluft ermöglicht. Dieser Effekt wird in der Drehmomentkurve ab einer Drehzahl von etwa  $n = 5100 \text{ min}^{-1}$  sichtbar. Ab diesem Punkt nähert sich die Dauerkennlinie kontinuierlich der elektromagnetischen Maximalkennlinie an. Ab etwa  $n = 8300 \text{ min}^{-1}$  wird der Punkt erreicht, an dem der Wärmeeintrag vollständig durch die Kühlung kompensiert wird.

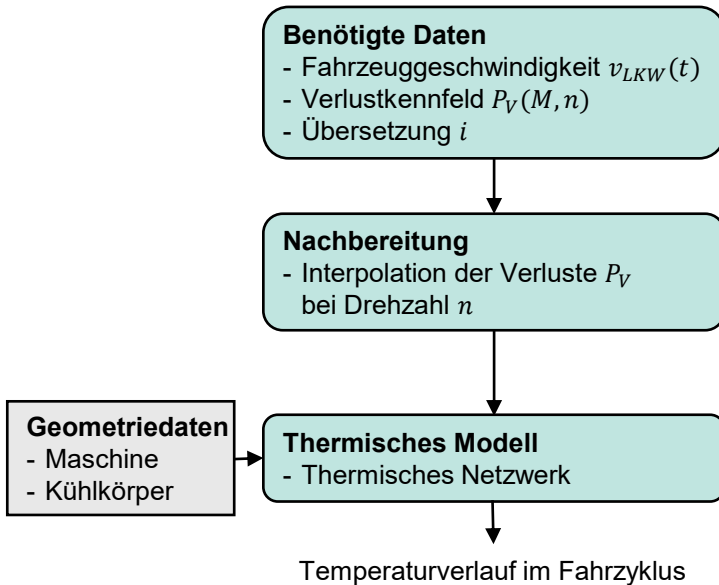


Abbildung 3.8: Ablauf zur Berechnung der Temperatur im Fahrzyklus.

### 3.2.5 Thermische Fahrzyklusberechnung

Abbildung 3.8 veranschaulicht grafisch das Vorgehen zur Berechnung der Temperatur im Fahrzyklus. Der VECTO-Datensatz liefert das Geschwindigkeitsprofil  $v_{LKW}(t)$  des Fahrzeugs im analysierten Fahrzyklus. Die Drehzahl der Maschine  $n$  im Fahrzyklus wird anhand der Getriebeübersetzung  $i$  und der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet. Da das gegebene Verlustkennfeld  $P_V(M, n)$  der Maschine nur diskrete Punkte aufweist, ist eine Interpolation der Verluste über der Drehzahl erforderlich. Die temperaturabhängige Skalierung der Verluste erfolgt analog zu Unterabschnitt 3.2.2.

Die interpolierten Verluste  $P_V(t)$  während des Fahrzyklus werden an das thermische Modell übergeben, woraufhin eine transiente Analyse durchgeführt wird. Die Dauer bzw. die Zeitschritte werden aus VECTO übernommen. Daraus ergibt sich ein Temperaturverlauf über die Fahrzeit des LKW bei maximaler erzeugbarer Leistung  $P_{\max}$ . Dieser Verlauf ist exemplarisch für den *Interurban*-Zyklus in Abbildung 3.9 in violetter Farbe dargestellt.

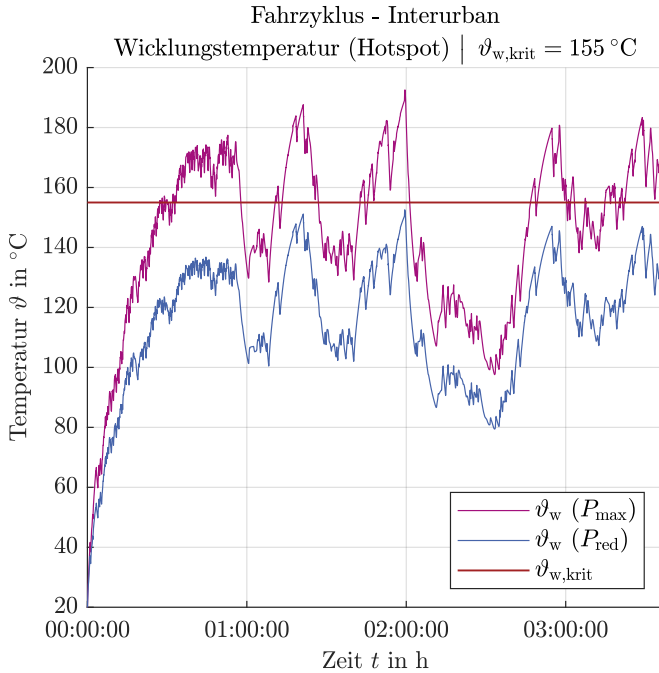


Abbildung 3.9: Vergleich der Temperatur bei maximaler Leistung  $P_{\max}$  und reduzierter Leistung  $P_{red}$  des Generators, sowie der definierten kritischen Temperatur der Wicklung.

Der Temperaturverlauf im Fahrzyklus wird wesentlich durch die Leistung des Generators bestimmt. In Abbildung 3.9 wird deutlich, dass die kritische Temperatur des Wickelkopfs  $\vartheta_{w,krit}$  bei maximaler Leistung nahezu kontinuierlich überschritten wird. Diese Temperaturen würden bei der gegebenen Kühlung sehr wahrscheinlich zum Ausfall der Maschine führen. Um einen Ausfall zu ver-

meiden, muss die Leistung der Maschine reduziert werden. Die blaue Linie in Abbildung 3.9 zeigt den Temperaturverlauf, wenn die Maschine auf  $P_{\text{red}} = 70\%$  ihrer maximalen Leistung reduziert wird. Dabei ist erkennbar, dass die Temperatur im Motor zu keinem Zeitpunkt die kritische Temperatur überschreitet. Somit wird ein sicherer Betrieb der Maschine gewährleistet.



# Kapitel 4

## Aufbau des Simulink-Modells

In Abschnitt 2.7 wurden verschiedene am Markt erhältliche Systeme vorgestellt. Ein wesentlicher Nachteil dieser Systeme liegt in der Komponentenauswahl: Das Gesamtsystem setzt sich meist aus unterschiedlichen, kommerziell verfügbaren Einzelteilen zusammen, die zu einer Gesamtlösung integriert werden. Ein grundlegendes Problem hierbei ist, dass zwar die einzelnen Komponenten häufig optimiert sind, jedoch keine optimierte Gesamtlösung entsteht. Diese Arbeit greift genau dieses Problem auf und entwickelt ein Simulink-Modell einer elektrischen Achse, das die Offline-Simulation der einzelnen Komponenten ermöglicht und deren gegenseitige Abhängigkeiten berücksichtigt. Dabei werden äußere Randbedingungen wie verschiedene Fahrzyklen und Verbraucher integriert, um eine optimale Gesamtlösung aus den abhängigen Parametern zu ermitteln. Zur Veranschaulichung des Modells dient Abbildung 4.1, das die Hauptkomponenten des Systems visualisiert.

Dieses Kapitel widmet sich der detaillierten Beschreibung der einzelnen Systemkomponenten. In Abschnitt 4.1 werden die erforderlichen Eingabeparameter definiert. Abschnitt 4.2 erläutert die Konstruktion des Getriebes, einschließlich der Verschiebung der Betriebspunkte innerhalb der Kennlinie des Generators, der Bestimmung von Rekuperations- und Schlepppunkten sowie der Bewertung verschiedener Ergebnisse. In Abschnitt 4.3 wird die Integration der Ergebnisse der Generatorauslegung, wie in Kapitel 3 beschrieben, in das Simulink-Modell erläutert. Dies umfasst die wesentlichen Kenndaten sowie die Datenübertragung an den Umrichter. Abschnitt 4.4 thematisiert die Verarbeitung der Eingangsdaten

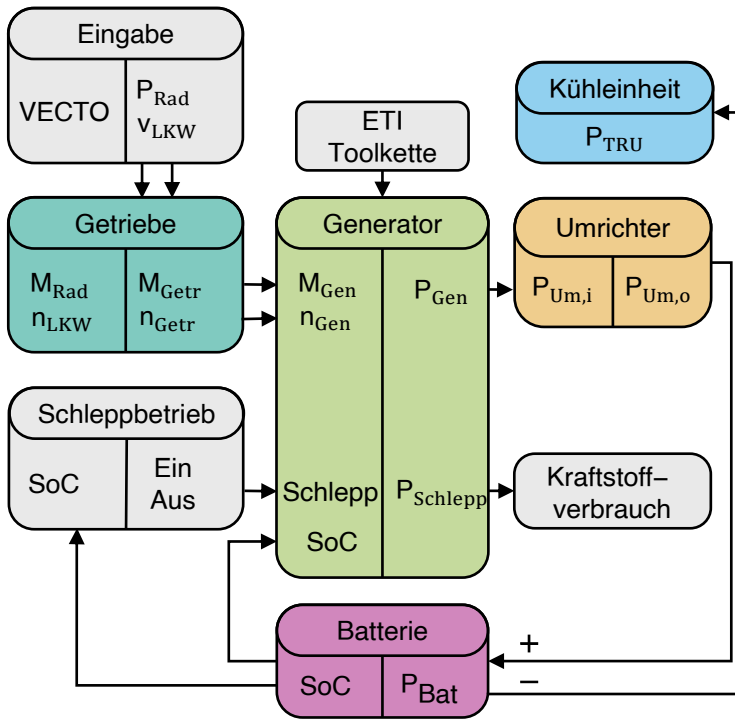


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung des Simulink-Modells mit den Komponenten: Getriebe, Generator, Umrichter, Verbraucher und Batterie.

innerhalb des Umrichtermodells. Die Implementierung eines potenziellen Batteriemodells wird in Abschnitt 4.5 behandelt, einschließlich der Beschreibung des verwendeten Modells und der Berechnung des Ladezustands (Ladezustand der Batterie (engl. State of Charge) (SoC)). Abschließend widmet sich Abschnitt 4.6 der Analyse des Verbrauchersystems, der TRU. Hier werden Lastprofile definiert, deren Auftretenshäufigkeit und Dauer analysiert und in das Gesamtsystem integriert.

## 4.1 Eingabeparameter

Bevor das Simulink-Modell mit den Berechnungen beginnen kann, müssen die Eingabeparameter festgelegt werden. Die meisten Daten sind bereits in VECTO spezifiziert. Zunächst erfolgt die Auswahl des LKW. Hierbei stehen eine Vielzahl an LKW zur Verfügung, die sich in Gewicht, Anzahl der Achsen, Luftwiderstandsbeiwert ( $c_w$ -Wert) und dynamischen Raddurchmesser unterscheiden. Im nächsten Schritt, wird der Verbrennungsmotor des LKW definiert. Für alle Simulationen wurde ein 324 kW Motor mit 71 Hubraum gewählt. Zur Drehmomentwandlung dient ein 12-Gang-Getriebe. Die wesentlichen Daten sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

Parameterbeschreibung	Wert
Technisch zulässige Gesamtmasse im beladenen Zustand	26 t
Anzahl an Achsen	6x4
Art des Reifens	315/70R22,5
Dynamischer Radradius	492 mm
Verbrennungsmotor Leistung	324 kW
Maximale Drehzahl	2200 min <sup>-1</sup>
Minimale Getriebeübersetzung	1
Maximale Getriebeübersetzung	14,93
Minimale Schaltzeit	3 s

Tabelle 4.1: VECTO Eingabeparameter

Nach der Definition des Fahrzeugs müssen die Fahrzyklen festgelegt werden. Diese wurden bereits in Unterabschnitt 2.4.2 erläutert und in Abbildung 2.8 dargestellt. Für die Simulationen werden folgende Fahrzyklen ausgewählt: *Inter-urban*, *Urban Delivery*, *Urban*, *Heavy Urban*, *Suburban*, *Construction*, *Regional Delivery* und *Municipal Utility*. Anschließend sind die Batteriegrößen festzulegen, die Kapazitäten von 2,5 kWh bis 50 kWh aufweisen, größere Batteriekapazitäten sind bei den gewählten Generatorleistungen nicht effizient. Nachdem die Batteriekapazitäten definiert sind, muss der Verbraucher spezifiziert werden. Für die TRU stehen vier Leistungsstufen zur Verfügung: 7 kW, 9 kW, 11 kW und 14 kW. Diese TRU-Leistungsstufen wurden von der Firma Carrier übernommen.

Schließlich werden die Produktionskosten für die Generatoren festgelegt. Hierzu werden Daten von *ABB* herangezogen [104, 105]. Mit diesen festgelegten Eingabedaten kann die Simulation gestartet werden. Weitere variierbare Parameter werden im Verlauf der folgenden Kapitel spezifiziert.

## 4.2 Getriebe

Das Getriebe bildet das erste Bauteil der elektrischen Achse, das die Radleistung und das Raddrehmoment aufnimmt und an das nachfolgende System überträgt. Es erfüllt zwei fundamentale Funktionen, die im Folgenden detailliert beschrieben werden. Erstens dient es der Erhöhung der Drehzahl bzw. Frequenz auf der Seite der elektrischen Maschine. Aufgrund der Notwendigkeit, hohe Drehzahlen zur Maximierung der Leistungsdichte zu erreichen, ist ein Getriebe unverzichtbar. Die zweite Hauptaufgabe besteht in der Verschiebung der Betriebspunkte der einzelnen Fahrzyklen. Jeder Fahrzyklus weist ein spezifisches Fahrprofil auf und repräsentiert unterschiedliche Geschwindigkeitspunkte über die Fahrdauer. Um eine optimale Ausnutzung dieser Punkte zu gewährleisten, sollten sie bei entsprechend hohen Generatorleistungen angesiedelt sein, um die Energieausbeute während des Rekuperationsvorgangs zu maximieren. Das Getriebe trägt dazu bei, diese Betriebspunkte in Richtung des Punktes maximaler Leistung zu verschieben. Die Beschreibung und Implementierung der grundlegenden Aufgaben des Getriebes erfolgt in den folgenden Kapiteln. Zunächst wird der Ablauf anhand von Übersichtsschaubildern erläutert, auf deren Grundlage die Berechnungsprozesse im Detail dargestellt werden.

### 4.2.1 Berechnungsablauf

In Abbildung 4.2 wird die vereinfachte Struktur der Getriebeberechnung dargestellt. Als Eingabeparameter werden ein Fahrzyklus aus VECTO sowie das Drehmoment-Drehzahl-Wirkungsgrad-Kennfeld ( $M$ - $n$ - $\eta$ -Kennfeld) einer oder mehrerer Generatoren benötigt. Basierend auf dem Fahrzyklus und dem Kennfeld wird zunächst die ideale Gesamtübersetzung  $i_{G,ideal}$  für jeden Generator berechnet. Anschließend werden alle möglichen Getriebetopologien ermittelt, die zur Abbildung der Gesamtübersetzung geeignet sind. Daraus wird die optimale Topologie ausgewählt. Diese Auswahl erfolgt anhand festgelegter Bewertungskriterien. Nachdem für jeden Generator ein ideales Getriebe bestimmt wurde, werden diese unter Anwendung desselben Bewertungsschemas erneut vergli-



chen. Schließlich kann das beste Gesamtkonzept, bestehend aus Fahrzyklus, Generator und Getriebe, ausgegeben werden.

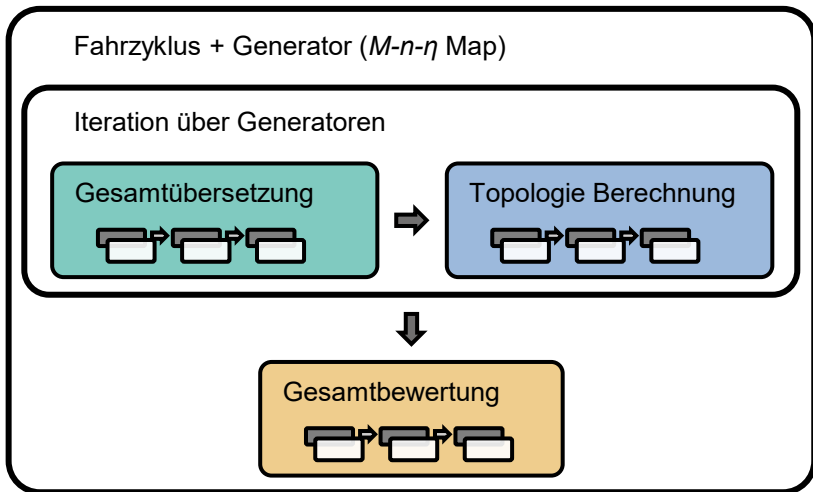


Abbildung 4.2: Überblick des Ablaufs der Getriebeberechnung.

## 4.2.2 Optimierung der Gesamtübersetzung

Unabhängig von den betrachteten Getriebetypen ist zunächst die Bestimmung der idealen Gesamtübersetzung erforderlich. Abbildung 4.3 bietet eine methodische Darstellung der Berechnung. Anhand des Kennfelds der elektrischen Maschine und der Fahrzykluspunkte, in denen rekuperiert oder geschleppt werden kann, werden die Betriebspunkte berechnet. Ziel ist es, die Gesamtübersetzung  $i_G$  zu bestimmen, bei der der Energieertrag maximiert wird. Hierzu wird  $i_G$  in einem vom Anwender wählbaren Bereich variiert, basierend auf den Betriebspunkten und dem Kennfeld des Generators. Die Gesamtübersetzung wird automatisch auf eine Maximalübersetzung  $i_{\max}$  begrenzt, basierend auf der Maximalgeschwindigkeit für LKW, um sicherzustellen, dass die mechanische Grenzdrehzahl der synRM stets eingehalten wird.

In den folgenden Unterkapiteln wird näher auf die Berechnung der Rekuperations- und Schlepppunkte, sowie der Lastpunktanhebung und den Optimierungsprozess eingegangen.

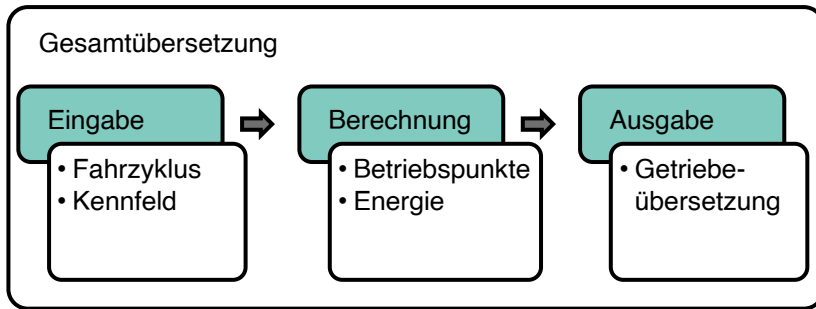


Abbildung 4.3: Überblick zum Ablauf der Gesamtübersetzungsoptimierung.

### Rekuperationspunkte und Kennfeld

Wie bereits in Abschnitt 2.1 beschrieben, sind zur Bestimmung der Rekuperationspunkte zunächst die Betriebspunkte erforderlich, die vom Fahrzyklus vorgegeben werden. Diese Betriebspunkte werden durch die Raddrehzahl  $n_{\text{Rad}}$  und die Radleistung  $P_{\text{Rad}}$  definiert. Die Raddrehzahlen können anhand der Bereifung und der Geschwindigkeit des LKW mittels Gleichung 4.1 berechnet werden.

$$n_{\text{Rad}} = \frac{v_{\text{LKW}}}{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{dyn}}} \quad (4.1)$$

Der dynamische Radhalbmesser  $r_{\text{dyn}}$  lässt sich nach Naunheimer [106, S.63] mithilfe von Gleichung 4.2 abschätzen.

$$r_{\text{dyn}} = 0,485 \cdot \left( d_{\text{Felge}} [\text{in.}] \cdot 25,4 \left[ \frac{\text{m}}{\text{in.}} \right] + 2 \cdot b_{\text{Reifen}} [\text{m}] \cdot \frac{r_{\text{hb}} [\%]}{100} \right) \quad (4.2)$$

Die Radleistungen können direkt aus VECTO übernommen werden. Rekuperation ist in allen Punkten möglich, in denen  $P_{\text{Rad}} < 0$  ist. Aus diesen ermittelten Fahrzyklusbetriebspunkten lassen sich unter Berücksichtigung der Gesamtübersetzung, des Wirkungsgrades sowie Gleichung 2.3 die Drehmomente und Leistungen am Getriebeeingang und -ausgang berechnen. Dies führt zu den potenziellen Rekuperationspunkten, die beispielhaft in Abbildung 4.4 dargestellt sind. Es ist ersichtlich, dass das Rekuperationspotenzial in den meisten Punkten

deutlich über der maximalen Leistung der synRM liegt. Tatsächlich rekuperiert werden kann jedoch nur die jeweilige maximale Leistung des Generators. Daher werden alle potenziellen Rekuperationspunkte mit der Maximalleistungskurve des Generators abgeglichen und auf diese begrenzt. Das Ergebnis dieser Begrenzung ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Dieser Prozess wird für alle Gesamtübersetzungen  $i_G$  wiederholt.

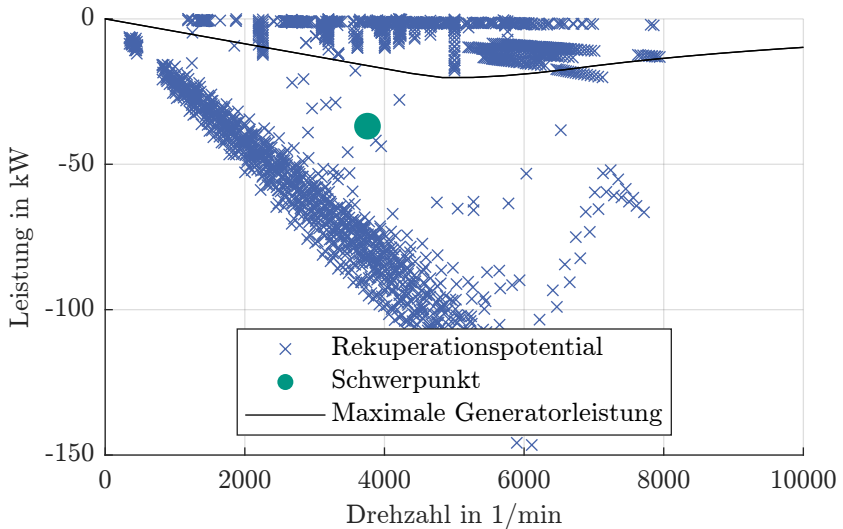


Abbildung 4.4: Beispielhafte Rekuperationspunkte ohne Begrenzung aus VECTO über das  $P$ - $n$ -Kennfeld einer 20 kW synRM bei einer Gesamtübersetzung von  $i_G = 22$ .

### Lastpunkthanhebung/Schlepppunkte und Kennfeld

Das Schleppen kann auf zwei verschiedene Weisen erfolgen: Zum einen kann die in Unterabschnitt 2.4.4 beschriebene Lastpunkthanhebung genutzt werden, die im folgenden Kapitel als Schlepppunkte bezeichnet werden. Zum anderen besteht die Möglichkeit, den Generator an jedem beliebigen Punkt mitzudrehen, was jedoch zu einem deutlich schlechteren Wirkungsgrad führt und daher auf ein Minimum beschränkt werden sollte. Im Unterschied zu den Rekuperationspunkten, bei denen lediglich die Randbedingung besteht, dass die Radleistung

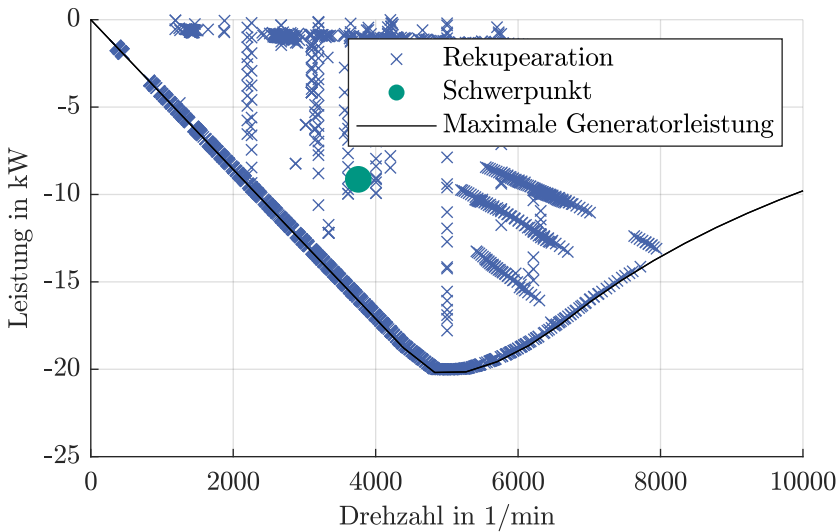


Abbildung 4.5: Beispielhafte Rekuperationspunkte mit Begrenzung aus VECTO über das  $P$ - $n$ -Kennfeld einer 20 kW synRM bei einer Gesamtübersetzung von  $i_G = 22$ .

negativ sein muss (also ein Bremsen stattfindet), gelten für die Schlepppunkte weitere Randbedingungen. Diese sind zusätzlich abhängig von den betrachteten Übersetzungen. Die genannten Randbedingungen lauten:

- Die Radleistung ist positiv
- Das Drehmoment in der VKM lässt sich anheben
- Der angehobene Punkt liegt nicht über der Maximalkennlinie des Generators
- An der angehobenen Stelle ist der spezifische Kraftstoffverbrauch niedriger als im ursprünglichen Punkt

Anhand der definierten Randbedingungen wird jeder Punkt im Fahrzyklus überprüft. Hierfür wird der optimale Punkt für jede Getriebeübersetzung berechnet, indem das Maximalmoment des Generators bei der jeweiligen Drehzahl verwendet wird, da dies in den meisten Fällen die beste Lastpunktanhebung ermöglicht.

Basierend auf dem Verbrauchskennfeld wird an dem optimal ermittelten Punkt der Verbrauch interpoliert. Punkte, die alle festgelegten Kriterien erfüllen, werden zusammen mit ihrer Drehzahl und dem Maschinendrehmoment gespeichert. Auf dieser Grundlage kann die mechanische Leistung des Generators berechnet werden, die wiederum mithilfe des interpolierten Wirkungsgradkennfeldes die elektrische Leistung ergibt. Mit dem Index aus dem Fahrzyklus kann der entsprechende Zeitschritt abgerufen werden, um die elektrische Energie zu bestimmen, die gespeichert wird, indem man Gleichung 4.3 verwendet.

$$P_{\text{elektrisch}} = \frac{E_{\text{elektr}}}{dt} \quad (4.3)$$

Alle Schlepppunkte können nun ebenfalls grafisch dargestellt werden, basierend auf der Leistung des Generators, analog zu den Rekuperationspunkten. Dies wird in Abbildung 4.6 veranschaulicht.

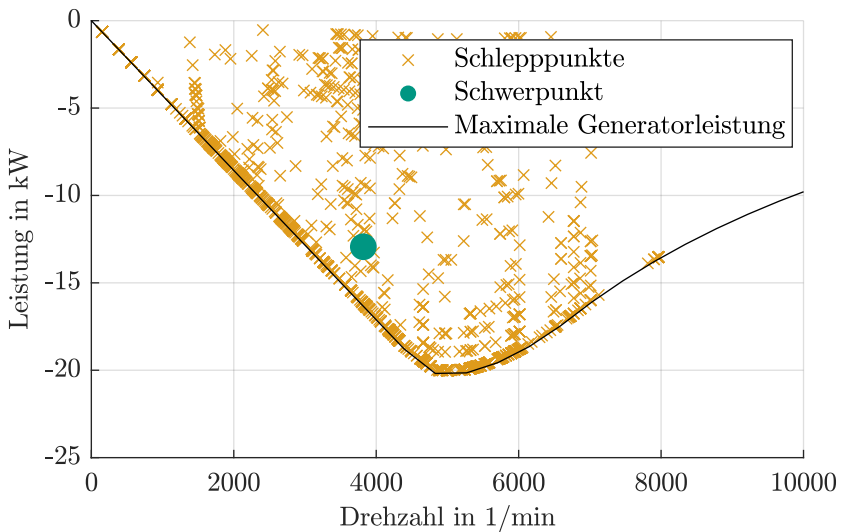


Abbildung 4.6: Beispielhafte Schlepppunkte (durch Lastpunktanhebung) aus VECTO über das  $P$ - $n$ -Kennfeld einer 20 kW synRM bei einer Gesamtübersetzung von  $i_G = 22$ .

## Alle Betriebspunkt und Kennfeld

Wie aus den beiden vorangegangenen Kapiteln hervorgeht, können sowohl die Rekuperations- als auch die Schlepppunkte aus Lastpunktanhebung zur Erzeugung elektrischer Energie genutzt werden. Da sich die Schwerpunkte dieser Punkte jedoch unterscheiden, ist es sinnvoll, diese zu kombinieren. Dies wurde in Abbildung 4.7 veranschaulicht. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Schwerpunkt der Schlepppunkte bei etwas höheren Drehzahlen liegt, dies hat mit der Position der einzelnen Bereiche im Verbrauchskennfeld der VKM zu tun.

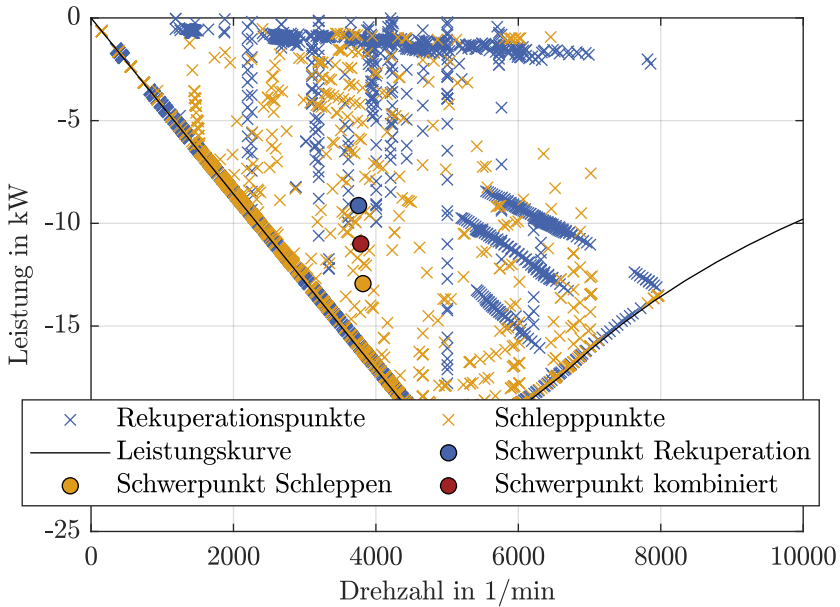


Abbildung 4.7: Beispielhafte Rekuperations- und Schlepppunkte aus VECTO über das  $P$ - $n$ -Kennfeld einer 20 kW synRM bei einer Gesamtübersetzung von  $i_G = 22$ .

Um das maximale Energiepotenzial aus den Betriebspunkten zu extrahieren, sollte die Übersetzung so gewählt werden, dass der Schwerpunkt aller Punkte mit dem Höchstwert der Leistungskurve übereinstimmt. Dies stellt die optimale Getriebeübersetzung dar. Nachdem die optimale Getriebeübersetzung definiert

wurde, muss im nächsten Schritt eine mögliche Topologie für diese entworfen werden.

### 4.2.3 Optimierung der Getriebetopologie

Nachdem die ideale Gesamtübersetzung bestimmt ist, wird diese in Form einer Getriebetopologie realisiert. Abbildung 4.8 veranschaulicht eine methodische Darstellung den Prozess der Topologieoptimierung.

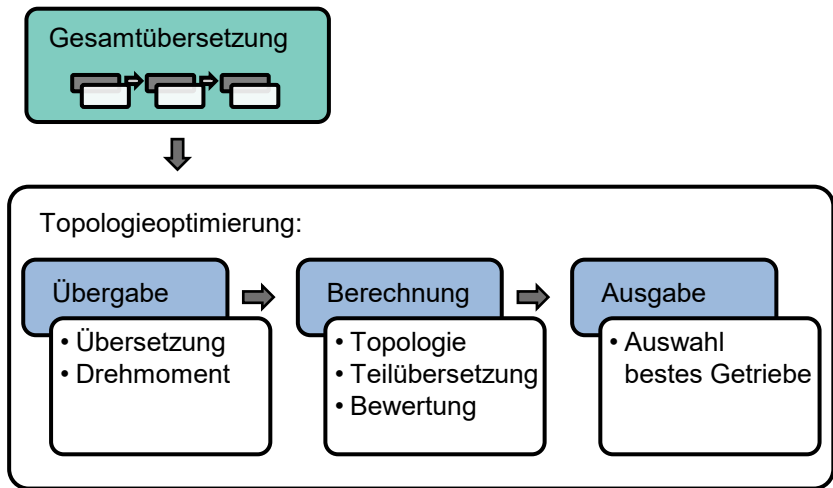


Abbildung 4.8: Überblick zum Ablauf der Topologieoptimierung des Getriebes.

Aus der Optimierung der Gesamtübersetzung wird der Parameter  $i_{G,ideal}$  sowie das Kennfeld des in dieser Iterationsstufe betrachteten Generators übernommen. Im Berechnungsabschnitt werden alle validen Topologien mit Teilübersetzungen analysiert, die eine Realisierung der idealen Gesamtübersetzung ermöglichen. Für die Topologieoptimierung stehen insgesamt vierzehn verschiedene Topologien zur Verfügung. Diese Anzahl resultiert aus der Permutation von Stirnrad- und Planetenstufen (siehe Gleichung 4.4), die für ein-, zwei- und dreistufige Getriebe gebildet werden. Es werden maximal drei Stufen berücksichtigt, da diese bereits eine ausreichende Gesamtübersetzung bieten. Darüber hinaus steigen die Kosten und die Komplexität mit jeder zusätzlichen Stufe.

$$n_{topo} = \sum_{k=1}^3 2^k = 14 \quad (4.4)$$

Zusätzlich besteht die Möglichkeit, zwischen zwei unterschiedlichen Systemkonfigurationen zu differenzieren. Zum einen können zwei Generatoren verwendet werden, wobei jedes Rad einen Generator antreibt (Radantrieb). Zum anderen kann ein zentraler Generator eingesetzt werden, der über ein Differenzial in der letzten Stufe mit beiden Rädern verbunden ist (Achsantrieb). Für die Berechnung der Übersetzungsaufteilung werden für jede der vierzehn möglichen Topologien alle Teilübersetzungen berücksichtigt, die zu Gesamtübersetzungen führen, die sich höchstens um einen Schwellenwert  $\epsilon$  von  $i_{G,ideal}$  unterscheiden

$$\epsilon = \left| i_{G,ideal} - \prod_{k=1}^j i_k \right| ; \text{ mit } j \text{ als Anzahl der Stufen} \quad (4.5)$$

Wird eine Kombination von Teilübersetzungen gefunden, die die Bedingung in Gleichung 4.5 erfüllt, wird die Berechnung der zugehörigen Topologie für diese Kombination gestartet. Im ersten Schritt der Berechnung werden topologieübergreifend die Eingangsdrehmomente der einzelnen Stufen berechnet. Nach der Bestimmung der Drehmomente werden die einzelnen Stufen analysiert. Zunächst wird geprüft, ob eine Stirnrad- oder Planetenstufe oder eine Kombination dieser beiden berechnet werden soll; diese Auswahl obliegt dem Anwender. Nach jeder Stufe wird das Drehmoment für die nächste Stufe neu berechnet, da sich aufgrund der Notwendigkeit ganzzahliger Zähnezahlen nicht jede beliebige Übersetzung realisieren lässt. Es kann daher vorkommen, dass sich die Teilübersetzung bei der Berechnung der vorigen Stufe geringfügig ändert. Sind alle Stufen berechnet, werden diese zu einem Gesamtgetriebe zusammengesetzt. Hierbei wird  $i_G$  aus den tatsächlich realisierten Teilübersetzungen neu berechnet. Darüber hinaus werden die Ergebnisse der einzelnen Stufen für Masse, Kosten, Volumen und Teilezahlen aufsummiert, und das Produkt der Teilwirkungsgrade wird gemäß Gleichung 4.6 gebildet.

$$\eta = \prod_{k=1}^j \eta_k ; \text{ mit } j \text{ als Anzahl der Stufen} \quad (4.6)$$

Anhand des Getriebewirkungsgrades und der realisierten Gesamtübersetzung kann nun der mit dieser Topologie und Übersetzungsaufteilung erreichbare Energieertrag berechnet werden. Es ist dabei möglich, dass der Energieertrag er-



hebt sich von der initialen Berechnung aus der Gesamtübersetzungsoptimierung ab, da  $i_G \neq i_{G,ideal}$ . Auf Basis der so ermittelten Kennwerte werden die möglichen Getriebe bewertet. Die Daten des besten Getriebes werden anschließend zur Gesamtbewertung des Systems, weitergeleitet.

### Tragfähigkeit des Getriebes

Neben der Optimierung von Getriebekomponenten wie Topologie und Übersetzung muss auch die Tragfähigkeit des Getriebes untersucht werden, um ein Versagen im realen Betrieb zu vermeiden. Die Berechnungen sind aus [107–110] entnommen. Zwei häufige Versagensarten sind die Grübchentragfähigkeit, bei der sich Materialschäden an den Zahnoberflächen bilden, und die Zahnfußtragfähigkeit, die das Risiko von Rissen an der Basis der Zahnflanken betrifft. Zur Berechnung dieser Tragfähigkeiten werden in der Fachliteratur verschiedene Methoden beschrieben. Für diese Arbeit wird die Methode C der DIN 3990-3 [110] verwendet, da sie eine ausreichende Genauigkeit bietet und konservative Ergebnisse liefert, was für die Getriebeauslegung vorteilhaft ist. Die Berechnung basiert auf Parametern wie auftretender Tangentialkraft, Zahnbreite und Normalmodul, die Dimensionen und Beanspruchung der Zahnräder beschreiben. Zusätzlich werden Faktoren einbezogen, um die Spannungsverteilung im Zahn zu beeinflussen und die Tragfähigkeit des Getriebes zu ermitteln. Darüber hinaus wird die Methode so vereinfacht, dass die Berechnungen in diesem Kontext leichter verständlich sind. Die gesamte Berechnung lässt sich in [S1, S2] nachlesen. Für eine detaillierte Auslegung ist es wichtig, die zulässigen Spannungen und die Materialfestigkeit der Zahnräder zu berücksichtigen, um sicherzustellen, dass das Getriebe im Betrieb nicht versagt. Am Ende des Berechnungsprozesses wird der Mindestdurchmesser des Zahnrades ermittelt. Die Zahnbreite wird daraufhin gemäß der Norm anhand des festgelegten Verhältnisses  $\frac{b}{d_1}$  bestimmt. Unter Verwendung des kleinsten zulässigen Moduls lässt sich für den gegebenen Teilkreisdurchmesser  $d_1$  die maximal mögliche Zähnezahl berechnen. Sollte die erforderliche Grenzzähnezahl nicht erreicht werden, ist eine Vergrößerung des Durchmessers erforderlich. Dieser iterative Prozess, bei dem  $d_1$  und  $b$  schrittweise angepasst werden, wird so lange fortgeführt, bis die Grenzzähnezahl eingehalten wird. Dadurch wird gewährleistet, dass die berechneten Teilkreisdurchmesser zu realisierbaren Zahnrädern führen, die den Anforderungen der Fertigung und des Betriebs genügen. Nach Festlegung des Teilkreisdurchmessers des Ritzels wird der entsprechende Modul bestimmt, der eine ganzzahlige Zähnezahl liefert, ohne den Minimalmodul zu unterschreiten. Für Stirnradstufen kann dann die Zähnezahl des Rades berechnet und somit die tatsächlich realisierbare

Übersetzung ermittelt werden. Auf Basis dieser Übersetzung wird der Teilkreisdurchmesser des Rades  $d_2$  bestimmt. Schließlich ergibt sich der Achsabstand aus den Teilkreisdurchmessern von Rad und Ritzel. Anschließend wird die Masse und das Volumen der Wellen berechnet, wobei angenommen wird, dass die Wellen ausschließlich Torsionsbelastungen unterliegen. Die Wellendurchmesser  $d_W$  werden gemäß der DIN 743-1 [111] mithilfe der Gleichung 4.7 ermittelt.

$$d_W = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mt}{\tau \cdot S_{W,\min} \cdot \pi}} \quad (4.7)$$

Wie in DIN 743-1 [111] vorgeschlagen wird eine Mindestsicherheit von 1.2 angenommen. Anschließend wird der Wellendurchmesser auf den nächstgrößeren gängigen Lagerdurchmesser angepasst. Die Länge der Wellen wird unter Berücksichtigung der Lager- und Zahnradbreiten sowie der Mindestabstände zum Gehäuse abgeschätzt [24] (siehe Abbildung 4.9).

Für die Topologie mit Achsantrieb wird die letzte Getriebestufe als Stirnrad ausgeführt und der letzten Welle die Spurweite des LKW als Länge zugewiesen. Diese Hohlwelle wird nach minimaler Masse optimiert, indem iterativ der Außendurchmesser um 1 mm erhöht wird. Die notwendige Wandstärke wird gemäß Gleichung 4.10 berechnet, bis entweder die minimale Wandstärke von 3 mm oder ein maximaler, benutzerdefinierter Außendurchmesser erreicht ist. Die Wandstärke der Hohlwelle  $s_{\text{Hohl}}$  ergibt sich dabei gemäß Gleichung 4.8.

$$s_{\text{Hohl}} = \frac{D_{\text{Hohl}} - d_{\text{Hohl}}}{2} \quad (4.8)$$

Durch Umstellen von Gleichung 4.9 nach dem Außendurchmesser der Hohlwelle  $D_{\text{Hohl}}$  und anschließendem Einsetzen in Gleichung 4.8.

$$\tau \cdot S_{W,\min} = 16 \cdot Mt \cdot \frac{D_{\text{Hohl}}}{\pi \cdot (D_{\text{Hohl}}^4 - d_{\text{Hohl}}^4)} \quad (4.9)$$

$$s_{\text{Hohl}} = \frac{D_{\text{Hohl}} - \sqrt[4]{\frac{16 \cdot Mt \cdot D_{\text{Hohl}} - \tau \cdot S_{W,\min} \cdot \pi \cdot D_{\text{Hohl}}^4}{\tau \cdot S_{W,\min} \cdot \pi}}}{2} \quad (4.10)$$

Im Anschluss werden Masse und Volumen der Zahnräder berechnet. Insbesondere bei Stirnrädern wird die Zahnradgeometrie gemäß Wittel [112] weiter optimiert (siehe Abbildung 4.10), um ein möglichst geringes Gewicht zu erzielen. Anschließend werden die Masse basierend auf der optimierten Geometrie

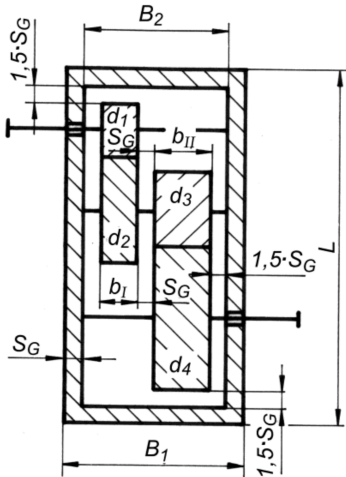


Abbildung 4.9: Mindestabstände der Zahnräder zueinander und zum Gehäuse, anhand der Gehäusewandstärke  $S_G$  ( $1 \cdot S_G$  zueinander, sowie  $1,5 \cdot S_G$  in radiale und  $1,5 \cdot S_G$  in axiale Richtung) nach [24].

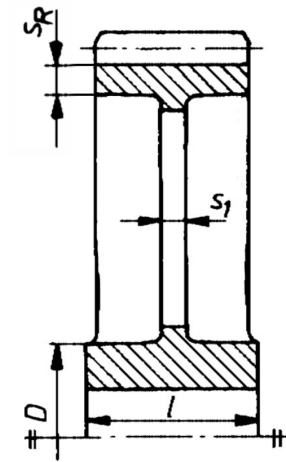


Abbildung 4.10: Zahnradgeometrie Optimierung für Stirnräder nach Wittel [112]. Mit Nabdurchmesser  $D$ , Zahnkranzdicke  $s_R$  und Armquerschnitt  $s_1$ .

und das Volumen basierend auf der unoptimierten Geometrie der Zahnräder berechnet. Das unoptimierte Volumen wird benötigt, um später die Rohmaterialkosten nach VDI 2225-1 berechnen zu können [113]. Im nächsten Schritt wird die Masse und das Volumen des Getriebegehäuses abgeschätzt. Diese Abschätzung basiert auf der Verzahnungsgeometrie und den Abständen der Zahnräder zur Gehäusewand gemäß [24]. Nach Abschluss aller erforderlichen Berechnungen kann die Gesamtmasse der Getriebestufe durch Summation der Massen von Zahnrädern, Wellen und Gehäuse bestimmt werden. Anschließend erfolgt die Berechnung der Herstellungskosten gemäß den Richtlinien der VDI 2225-1 [114]. Sobald alle möglichen Topologien berechnet sind, werden sie gemäß VDI 2225-3 [115] bewertet. Auf Grundlage dieser Bewertung wird die Topologie aus-

gewählt und damit das Getriebe festgelegt, das die Kriterien des ursprünglichen Zielsystems am besten erfüllt. Dieser Auswahlprozess wird im folgenden Kapitel erläutert.

#### **4.2.4 Gesamtbewertung**

In den vorangegangenen Abschnitten wird detailliert dargelegt, wie sowohl die Gesamtübersetzung als auch die Topologie der einzelnen Getriebe ermittelt werden. Um eine fundierte Vergleichbarkeit dieser Ergebnisse zu gewährleisten und die optimale Kombination zu identifizieren, ist eine umfassende Bewertung erforderlich, die im Folgenden näher erläutert wird.

##### **Kriterien und Gewichtung**

Für die Bewertung werden die folgenden Kriterien herangezogen:

- Energieertrag
- Masse
- Volumen (Bauraum)
- Wirkungsgrad
- Kosten
- Teilezahl

Bei der Betrachtung der Teilezahl wird eine Differenzierung vorgenommen zwischen der Anzahl der komplexen Bauteile (wie Hohlrad, Planetenträger und Differenzialkorb), der Anzahl der Großteile (bspw. Zahnräder und Wellen) sowie der Anzahl der Kleinteile (wie Lager und Dichtungen). Die folgende Reihenfolge der Kriterien entspricht der Gewichtung der einzelnen Kriterien in Tabelle 4.2.

##### **Energieertrag**

Ein optimales Getriebekonzept zeichnet sich in erster Linie durch eine maximale Energieausbeute aus. Die Rekuperations- und Schlepppunkte müssen gezielt auf das Kennfeld des Generators abgestimmt werden, um zusätzliche Investitionskosten für die erforderliche Speicherkapazität sowie laufende Betriebskosten zu minimieren. Somit sollte die Übersetzung so gewählt werden, dass sich die Betriebspunkte überwiegend im Bereich der Eckpunkte der Maschine bzw. im Bereich der maximalen Leistung befinden.

##### **Wirkungsgrad**

Der Wirkungsgrad wird aus der Literatur entnommen und hängt von verschiedenen Parametern ab, darunter die Drehzahl, die Anzahl der Getriebestufen,

die Höhe der Drehmomentübertragung, die Anzahl der verwendeten Dichtelemente, die Lagerung sowie weitere konstruktive und betriebliche Einflüsse. Der Wirkungsgrad eines Getriebekonzepts beeinflusst sowohl die Betriebskosten als auch die Investitionskosten erheblich. Ein niedriger Wirkungsgrad resultiert in höherer Verlustleistung, die als Wärme abgeführt werden muss, was den Energieverbrauch und damit die laufenden Kosten erhöht. Gleichzeitig erfordert die effiziente Ableitung dieser Wärme oft den Einsatz eines aufwendigen Kühlkreislaufs, was zu zusätzlichen Investitionskosten führt. Somit stellt der Wirkungsgrad nicht nur einen technischen, sondern auch einen entscheidenden wirtschaftlichen Faktor bei der Bewertung eines Getriebekonzepts dar.

### **Masse**

Eine hohe Getriebemasse erhöht das Gesamtgewicht des LKW, steigert den Energieverbrauch und kann die Nutzlastkapazität einschränken. Zudem erfordert sie mehr Material bei der Herstellung. Diese Faktoren beeinflussen die Wettbewerbsfähigkeit gegenüber fossilen Lösungen und sind entscheidend für die Marktreife sowie die wirtschaftliche Attraktivität und Akzeptanz des Systems.

### **Volumen**

Das Volumen beeinflusst die Betriebskosten nur bei eingeschränktem Laderaum, variiert jedoch stark zwischen Getriebetopologien. Dies liegt vor allem an der höheren Leistungsdichte von Planetenstufen.

### **Kosten**

Komplexe Bauteile sind teurer in der Herstellung und werden daher separat betrachtet. Die Richtlinie VDI 2225-1 legt den Fokus primär auf die Massen und den Werkstoff der Bauteile [114]. Im Gegensatz dazu führen Groß- und Kleinteile bei einer hohen Anzahl hauptsächlich zu einem erhöhten Montageaufwand und werden deshalb als weniger relevant bewertet. Auf Grundlage der zuvor dargestellten Überlegungen zu den einzelnen Bewertungskriterien wird ein paarweiser Vergleich durchgeführt (siehe Tabelle 4.2).

Die Gewichtung wird aus dem Ergebnis des paarweisen Vergleichs abgeleitet. Dabei werden die Abstände zwischen den Kriterien beibehalten und die kleinste Zeilensumme wird auf eins angehoben.

Tabelle 4.2: Paarweise Vergleich, der Kriterien, für die Bewertung der Getriebekonzepte. Mit Großteilen (Großt.), Kleinteilen (Kleint.), Komplexteilen (Komplext.), Wirkungsgrad (Wirk.), Energieertrag (Energ.), Summe (Sum.) und Gewichtung (Gew.)

	Volumen	Masse	Kosten	Großt.	Kleint.	Komplext.	Wirk.	Energ.	Sum.	Gew.
Energ.	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,0	7,0	13,0
Wirk.	1,0	1,0	0,0	1,0	1,0	1,0	0,0	-1,0	4,0	10,0
Masse	1,0	0,0	0,5	1,0	1,0	1,0	-1,0	-1,0	2,5	8,5
Kosten	1,0	-0,5	0,0	1,0	1,0	0,5	0,0	-1,0	2,0	8,0
Volumen	0,0	-1,0	-1,0	1,0	1,0	1,0	-1,0	-1,0	-1,0	5,0
Komplext.	-1,0	-1,0	-0,5	0,0	0,0	0,0	-1,0	-1,0	-4,5	1,5
Großt.	-1,0	-1,0	-1,0	0,0	0,0	0,0	-1,0	-1,0	-5,0	1,0
Kleint.	-1,0	-1,0	-1,0	0,0	0,0	0,0	-1,0	-1,0	-5,0	1,0

### Bewertungsskala und technische Wertigkeit

Basierend auf den in Unterunterabschnitt 4.2.4 vorgestellten acht Kriterien und deren Gewichtungen kann die technische Wertigkeit der Getriebe durch folgende Gleichung ermittelt werden:

$$x_g = \frac{\sum_{k=1}^j g_k \cdot p_{\text{erreicht}k}}{\sum_{k=1}^j g_k} \cdot p_{\text{max}} \quad (4.11)$$

Hierbei steht das Verhältnis der erreichten Punktzahl  $p_{\text{erreicht}}$  zur maximal möglichen (idealen) Punktzahl  $p_{\text{max}}$  für die technische Wertigkeit  $x_g$ . Der Index  $g$  kennzeichnet die Gewichtung der Kriterien. Als Übersicht, zur Bedeutung der möglichen Zahlenwerte der technischen Wertigkeit, dient Tabelle 4.3 [115, S. 4]. Um eine sinnvolle Bewertung der Kriterien vorzunehmen, werden zunächst geeignete obere und untere Grenzen definiert. Die VDI-Richtlinie VDI 2225-3 empfiehlt eine diskrete Skala von 0 bis 4 (vgl. Tabelle 4.4) [115]. Da jedoch zahlreiche Getriebekonzepte miteinander verglichen werden, ist eine kontinuierliche Skala zweckmäßiger.

Die Bewertung erfolgt daher auf einer kontinuierlichen Skala von 0 (unbefriedigend) bis 4 (ideal), wie in Tabelle 4.4 dargestellt. Um die Kriterienwerte korrekt zuzuordnen, müssen geeignete obere und untere Grenzen für den Wertebereich der jeweiligen Kriterien festgelegt werden. Da dies jedoch je nach Kategorie variiert, wird im Folgenden näher auf die Bestimmung der spezifischen Grenzwerte eingegangen. Für die Bestimmung des Energieertrags aus Rekuperation und Schleppen wird die Obergrenze als die Gesamtenergie des Fahrzyklus festgelegt,

Tabelle 4.3: Einordnung der technischen Wertigkeit nach VDI 2225 [115, S. 4].

Bedeutung:	$x_g$
Sehr Gut	> 0,8
Gut	0,7
Nicht Befriedigend	< 0,6

Tabelle 4.4: Punktebewertungsskala nach VDI 2225 Blatt 3 [115, S. 4].

Bedeutung:	Punktzahl:
Sehr Gut (ideal)	4
Gut	3
Ausreichend	2
Gerade noch Tragbar	1
Unbefriedigend	0

die der potenziellen Energie aus Höhenunterschieden entspricht. Die Untergrenze wird auf 0 kWh gesetzt, was als unbefriedigend mit 0 Punkten bewertet wird, obwohl ein Energieertrag von genau 0 kWh theoretisch nicht möglich ist. Eine differenzierte Bewertung des Wirkungsgrads zwischen dem theoretischen Maximum und Minimum wird vermieden, da die Unterschiede zwischen den Getriebetopologien nur wenige Prozentpunkte betragen. Ein Wirkungsgrad von 95 % wird mit 4 Punkten bewertet, während 85 % 1 Punkt erhält, da dieser Wert noch als akzeptabel gilt. Ähnliche Herausforderungen bestehen bei Masse, Kosten und Volumen, deren Ober- und Untergrenzen stark vom Fahrzyklus und den Generatorparametern abhängen. Das leichteste Getriebe wird als ideal, das schwerste als tragbar bewertet. Für die Teileanzahl können klare Grenzen definiert werden. Ein einstufiges Stirnradgetriebe mit der geringsten Teileanzahl gilt als ideal, während ein dreistufiges Planetengetriebe die höchste Teileanzahl besitzt und daher mit 1 Punkt bewertet wird. Die Punktzahl für ein Bewertungskriterium wird schließlich durch lineare Interpolation zwischen den festgelegten Ober- und Untergrenzen berechnet. Ist das beste Getriebe definiert, können die Ausgabeparameter für den Generator (siehe Abschnitt 4.3) definiert werden.

## 4.3 Generator

In Kapitel 3 wurde bereits die Auslegung einer synRM erläutert. Das folgende Kapitel soll erneut darlegen, weshalb die synRM für den Einsatz als elektri-

Tabelle 4.5: Ober- und Untergrenzen der Wertebereiche der einzelnen Kriterien, mit jeweiliger Zuordnung der Punktzahl nach der Bewertungsskala (siehe Tabelle 4.4).

	Obergrenze	Punkte	Untergrenze	Punkte
Energieertrag	max. erzeugte Energie	4	0 kWh	0
Wirkungsgrad	95 %	4	85 %	1
Masse	schwerstes berechnetes Getriebe	1	leichtestes berechnetes Getriebe	4
Kosten	teuerstes berechnetes Getriebe	1	günstigstes berechnetes Getriebe	4
Volumen	größtes berechnetes Getriebe	1	kleinstes berechnetes Getriebe	4
Komplekteile	maximale Anzahl an Teilen	1	minimale Anzahl an Teilen	4
Großteile	maximale Anzahl an Teilen	1	minimale Anzahl an Teilen	4
Kleinteile	maximale Anzahl an Teilen	1	minimale Anzahl an Teilen	4

sche Achse die geeignetste Wahl der unterschiedlichen Maschinentypen darstellt. Bei der Konzeption eines Generators für eine TRU ist die Auswahl des Maschinentyps von wesentlicher Bedeutung. Angesichts des Einsatzbereichs im Fahrzeugsektor erscheint eine PMSM aufgrund seiner hohen Leistungs- und Drehmomentdichte als besonders geeignet (vgl. Entwicklung von Bosch [116]). Um jedoch eine präzisere Untersuchung durchzuführen, sind Kriterien erforderlich, anhand derer die Eignung eines Maschinentyps definiert werden kann. Diese Kriterien umfassen Kosten, Wirkungsgrad, Leistungsdichte und Komplexität. Bei näherer Betrachtung weist jedoch auch die PMSM Nachteile auf. Der prominenteste Nachteil der PMSM liegt in den hohen Kosten der Magnete sowie ihrer Abhängigkeit von Lieferketten. Ein weiterer Nachteil ergibt sich aus der starren mechanischen Kopplung zwischen Achswelle und Generator, wodurch infolge der magnetischen Wechselwirkung zwischen Rotorpermanentmagneten und Statorzähnen kontinuierlich Rastmomente auftreten - selbst in Phasen ohne Rekuperation oder Schleppbetrieb. Dies führt dazu, dass im Leerlauf kontinuierlich Verluste entstehen. Eine Strategie zur Bewältigung dieser Herausforderung besteht darin, eine elektrische Kupplung einzusetzen, um den PMSM je nach Erfordernis mit dem System zu verbinden oder davon zu trennen. Jedoch erfordert dies die Integration eines zusätzlichen Bauteils, das ebenfalls eine Schnittstelle zur Sattelzugmaschine aufweisen müsste, um mittels geeigneter Regelung die Kupplung zu aktivieren. Angesichts dieser Gesichtspunkte ist die Wahl eines magnetbasierten Motors ungünstig. Drei potenzielle Maschinen-



typen bleiben für einen Einsatz übrig: Fremderregte Synchronmotor (FESM), Asynchronmaschine (ASM) und synRM. Die FESM weist aufgrund ihrer Bauart zahlreiche Herausforderungen auf. Ein Hauptproblem besteht bis heute in der Energieübertragung an den Rotor. Trotz der Vielzahl an verfügbaren Techniken neben den traditionellen Schleifringen führt die komplexe Bauweise häufig zu einer erhöhten Anzahl von Bauteilen, was wiederum die Lebensdauer der Maschine verringern kann. Die erhöhte Komplexität resultiert folglich in höheren Gesamtkosten für die Maschine. Zudem sind bei FESMs auch die Rotorverluste aufgrund der externen Stromversorgung der Rotorspulen und des Stromflusses durch die Rotorwicklung selbst erhöht, was zu Widerstandsverlusten und Wirbelstromverlusten führt. Berücksichtigt man diese Faktoren in den Überlegungen, wird deutlich, dass auch FESMs aufgrund ihres komplexen Aufbaus und der Notwendigkeit der Kontaktierung der Rotorspulen kein sinnvoller Maschinentyp für den Einsatz in einem TRU ist.

	PMSM	FESM	ASM	synRM
Kosten	-	-	0	+
Wirkungsgrad	+	+	0	+
Leistungsdichte	+	+	0	-
Komplexität	0	-	-	+

Tabelle 4.6: Die verschiedenen Maschinentypen und die Anwendung der Kriterien auf sie. Die Bewertungen werden mit den Symbolen + (positiv), 0 (neutral) und - (negativ) definiert.

Abschließend bleiben die ASM und synRM übrig. Seit einiger Zeit besteht ein kontinuierlicher Wettbewerb zwischen diesen beiden Maschinentypen im Bereich der Industrieantriebe. Untersuchungen wie in [117] und [118] haben gezeigt, dass für kleine Industrieantriebe (bis zu 5,5 kW) ASM zwar höhere Drehmomente bei gleichem Strom erreichen kann und einen größeren Leistungsfaktor aufweist. Jedoch spielen bei gleichem Drehmoment die synRMs aufgrund ihrer höheren Effizienz durch geringere Rotorverluste, niedrigeren Kosten und besseren thermischen Eigenschaften ihre Vorteile aus. Auch ABB hat die Vorteile der synRM im Vergleich zu ASM erkannt. Sie versprechen bei ihren IE5-Motoren eine Reduzierung der Verluste um 40% bei Verwendung einer synRM, was wiederum zu einer Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen führt [119]. Aufgrund der Kostenvorteile, der besseren thermischen Eigenschaften und der geringen Rotorverluste, wird für das hier vorgestellte System die synRM als Ma-

schinentyp ausgewählt. Nachdem der Maschinentyp festgelegt wurde, müssen die Eingabewerte des Getriebes (siehe Abschnitt 4.2) weiterverarbeitet und an den Umrichter weitergeleitet werden. Der Generator erhält als Eingangsparameter sowohl Drehmomente und Drehzahlen vom Getriebe als auch die simulierten Maschinenmodelle aus der ETI-Toolkette, wie in Kapitel 3 beschrieben. Aus diesen Daten werden die entsprechenden Ströme, Drehzahlen und Drehmomente der einzelnen Punkte bestimmt. Die Ausgabewerte sind die Ströme, die an den Umrichter übermittelt werden. Zusätzlich kann basierend auf den berechneten Schlepppunkten der theoretische Kraftstoffverbrauch ermittelt werden, der später zur Kostenaufstellung und Bewertung herangezogen werden kann.

## 4.4 Umrichter

Die maßgebliche Größe zur Quantifizierung der Leistung einer Maschine ist die Zwischenkreisspannung ( $U_{\text{zwk}}$ ) zusammen mit dem Zwischenkreisstrom ( $I_{\text{zwk}}$ ) des Umrichters. Die Umrichterleistung wird durch das Produkt aus  $U_{\text{zwk}}$  und  $I_{\text{zwk}}$  bestimmt. Für die Simulationen wird die übliche Zwischenkreisspannung von  $U_{\text{zwk}} = 400 \text{ V}$  genutzt, aus der geforderten Leistung ergibt sich ein Zwischenkreisstrom von  $I_{\text{zwk}} = 80 \text{ A}$ . Diese Werte werden als Eingabeparameter für die Auslegung des Generators benutzt. Zur Modellierung des Umrichters ist die Erstellung eines Verlustmodells erforderlich. Dabei werden die vereinfachten Berechnungsmethoden aus [120] herangezogen, um die Schaltverlustenergie des Transistors und der Diode sowie die Durchlassverluste des Transistors zu bestimmen. Vernachlässigt werden hierbei die Blockierverluste, die Diodenverluste (Reverse Recovery) sowie die Steuerverluste für Controller, Gatetreiber und Sensorik etc., was ein übliches Vorgehen darstellt. Für diese Berechnungen ist der aktuelle Strom des Generators erforderlich, der als Eingangsparameter für den Simulink-Block dient. Zusätzlich werden die Kenndaten des verwendeten Halbleiters benötigt. Der ausgewählte Halbleiter ist ein Siliziumkarbid-MOSFET von Wolfspeed mit der Bezeichnung C3M0021120K [D3]. Mit einem maximalen, kontinuierlichem DC-Drainstrom  $I_{\text{D}}$  von 100 A (bzw. 74 A je nach Temperatur) und einer Drain-Source-Spannung  $U_{\text{DS}}$  von 1200 V bietet dieser Halbleiter ausreichende Reserven. Da der angegebene Arbeitspunkt nicht exakt mit dem Daten des Halbleisters übereinstimmt, erfolgt eine lineare Approximation auf Grundlage der Datenblattwerte. Für die Schaltfrequenz wird ein fester Wert von 10 kHz angenommen, die Anzahl der verwendeten Transistoren beträgt sechs. Allgemein

bestehen die Umrichterverluste aus den Halbleiter- und Lüfterverluste des Umrichters und sind wie folgt definiert:

$$P_{V,Umr} = P_{V,Halbleiter} + P_{V,Luefter} \quad (4.12)$$

Die Halbleiterverluste setzen sich aus den Schalt-und Durchlassverlusten zusammen und sind in Gleichung 4.13 gegeben.

$$P_{V,Halbleiter} = P_{V,Schalt} + P_{V,Durchlassv} \quad (4.13)$$

Zur besseren Verständlichkeit werden im Folgenden die Berechnung der beiden Halbleiterverlustarten näher erläutert.

#### 4.4.1 Berechnung der Schaltverluste

Die Schaltverluste treten sowohl am Transistor als auch an der Diode auf und müssen für beide Komponenten separat berechnet werden. Zur Vereinfachung werden im Folgenden lediglich die Gleichungen für die Dioden aufgestellt; die Berechnung der Schaltverluste im Transistor erfolgt analog. Hierfür sind zunächst die Ein- und Ausschaltenergien der betreffenden Bauelemente erforderlich, die aus den entsprechenden Datenblättern entnommen werden müssen.

Bezeichnung	Größe in mJ
Einschaltenergie Diode $E_{\text{ein}}$	1,58
Ausschaltenergie Diode $E_{\text{aus}}$	0,34

Tabelle 4.7: Ein- und Ausschaltenergien des verwendeten Halbleiters bei  $U_{DS}=800$  V und  $I_D = 50$  A.

Um die einzelnen Verlustanteile zu berechnen, wird zuerst die Energie aus dem Datenblatt benötigt und linear zum passenden Arbeitspunkt approximiert.

$$E_{\text{ein}} = \frac{U_{\text{zwk}}}{U_{\text{zwk,datenblatt}}} \cdot E_{\text{ein}}(\text{bei } U_{\text{zwk,datenblatt}}) \quad (4.14)$$

Die daraus resultierende Verlustarbeiten sind in erster Näherung proportional zum geschalteten Strom und lautet:

$$E_{\text{ein}} = \frac{I_{\text{zwk}}}{I_{\text{zwk,datenblatt}}} \cdot E_{\text{ein}}(\text{bei } I_{\text{zwk,datenblatt}}) \quad (4.15)$$

Damit gilt die Schaltverlustarbeit für die Diode:

$$W_{\text{Diode}} = \frac{1}{I_{\text{zwl,datenblatt}}} \cdot (E_{\text{ein}} + E_{\text{aus}}) \cdot I_{\text{D}} \quad (4.16)$$

Teilt man nun diese Energien durch die Periodendauer ergeben sich die Gesamtverluste unter Berücksichtigung der Anzahl der Dioden bzw. Transistoren wie folgt:

$$P_{\text{V,Schalt}} = m_{\text{Dioden}} \cdot \frac{1}{I_{\text{zwl,datenblatt}}} \cdot (E_{\text{ein}} + E_{\text{aus}}) \cdot I_{\text{D}} \cdot \frac{1}{T} \quad (4.17)$$

#### 4.4.2 Berechnung der Durchlassverluste

Die Durchlassverluste am Transistor und der Diode müssen unter Verwendung der Datenblätter bestimmt werden. Auch hier werden der Einfachheit halber nur die Gleichungen für die Diode aufgestellt. Als allgemeiner Ansatz kann Gleichung 4.18 genutzt werden. Die Gleichung zeigt den Mittelwert der Durchlassverluste über eine Periode an.

$$\begin{aligned} P_{\text{V,Durchlassv,D}} &= \frac{1}{T} \int_{i_{\text{Zeitpunkt}}}^{i_{\text{Zeitpunkt}}+T} U_{\text{DS}} \cdot I_{\text{D}} dt \\ &\quad + \frac{1}{T} \int_{i_{\text{Zeitpunkt}}}^{i_{\text{Zeitpunkt}}+T} r_{\text{D}} \cdot I_{\text{D}}^2 dt \\ &= U_{\text{DS}} \cdot \bar{I}_{\text{D}} + r_{\text{D}} \cdot I_{\text{D,eff}}^2 \end{aligned} \quad (4.18)$$

Daraus ergeben sich die gesamten Durchlassverluste wie folgt:

$$P_{\text{V,Durchlassv}} = P_{\text{V,Durchlassv,T}} + P_{\text{V,Durchlassv,D}} \quad (4.19)$$

Wie eingangs erläutert, sind abschließend noch die Lüfterverluste zu berücksichtigen. Diese Verluste sind stark von Faktoren wie der Umgebungstemperatur, der Kühlfläche, den exakten Verlusten und anderen betrieblichen Bedingungen abhängig, was zu erheblichen Variationen in den Werten führt. In der Fachliteratur zeigen Studien [120–122], dass die Lüfterverluste im Bereich von etwa 0,02% bis 0,2% der Umrichterleistung schwanken. Aus diesem Grund wird in dieser Analyse ein konstant angenommener Wert von 22 W für die Lüfterverluste  $P_{\text{V,Luefter}}$  verwendet. Der genaue Wert ist dabei nicht entscheidend, da er als konstanter

Zusatz zur Berechnung der Gesamtsystemverluste dient. Somit ergibt sich die gesamte Verlustleistung des Umrichters  $P_{V,Umr}$ , die sowohl die Halbleiter- als auch die Lüfterverluste umfasst, gemäß Gleichung 4.12.

## 4.5 Batterie

Das Gesamtsystem wird über den SoC der Batterie gesteuert. Der SoC ist die wichtigste Größe der Batterie, da er die aktuelle Energiemenge definiert und eine falsche Be- und Entladung der Batterie sowie speziell die Entladetiefe der Batterie (engl. Depth of Discharge) (DoD) zu einer verkürzten Lebensdauer führen kann [30, 123]. In der Literatur sind zahlreiche Batteriemodelle zu finden, die verschiedene Aspekte der Batterie detailliert beschreiben. Grundsätzlich werden drei Arten von Modellen unterschieden: mathematische Modelle, physikalische Modelle und Schaltungsmodelle. Das bekannteste physikalisch basierende Modell zur Beschreibung der elektrochemischen Prozesse in Lithium-Ionen-Batterien ist das *Doyle-Fuller-Newman Modell* [124]. Dieses Modell wird häufig für Simulationen und zur Vorhersage des Batterieverhaltens verwendet. Es bietet eine effektive Balance zwischen Detailgenauigkeit, um wichtige mikroskopische Mechanismen zu erfassen, und Einfachheit, um die regierenden Gleichungen mit relativ geringem Rechenaufwand zu lösen [125]. Ein Schaltungsmodell ist das *Thévenin-Modell*, das dazu dient, das Verhalten von Lithium-Ionen-Batterien in elektrischen Schaltungen zu beschreiben. Es vereinfacht die Batterie, indem es sie als ideale Spannungsquelle in Reihe mit einem Innenwiderstand darstellt [126, 127]. Das *Shepherd-Modell* ist eine weitere Variante der Schaltungsmodelle, die ähnlich wie das *Thévenin-Modell* zur Darstellung des elektrischen Verhaltens von Lithium-Ionen-Batterien verwendet wird. Es wurde entwickelt, um das Spannungsverhalten einer Batterie unter verschiedenen Betriebsbedingungen, einschließlich Lade- und Entladezyklen, zu simulieren. Das *Shepherd-Modell* zeichnet sich durch ein ausgewogenes Verhältnis zwischen Modellkomplexität und Genauigkeit aus, wodurch es sich besonders für Batteriemanagementsysteme und Ladezustandsschätzungen eignet [128–130]. Zudem ist es möglich, das Modell unabhängig von der spezifischen Zellchemie zu implementieren. Aus diesen Gründen wird das *Shepherd-Modell* auch in dieser Arbeit verwendet und implementiert. Das Modell wird so effizient wie möglich implementiert, um die Rechenzeit zu minimieren, während gleichzeitig eine ausreichende Genauigkeit gewährleistet wird. Der einzige erforderliche Eingabeparameter ist der Zwischenkreisstrom des Umrichters  $I_{zkw}$ . Die Batteriespannung  $U_{Batt}$  und der Ladezustand SoC dienen als Ausgangspara-

meter. Zur Berechnung der Batteriespannung wird die Gleichung 4.20 aus der Literatur verwendet [129].

$$\begin{aligned}
 U_{Batt} = & \underbrace{U_0}_{\text{Nennspannung}} + \underbrace{a_{Batt} \cdot \exp(b_{Batt} \cdot G)}_{U_{exp}} \\
 & - \underbrace{R_{Batt} \cdot I_{Batt}}_{U_R} - \underbrace{\frac{Q_0 \cdot k_{Batt}}{Q_0 - \int I_{Batt} dt}}_{U_{pol}}
 \end{aligned} \tag{4.20}$$

Die Berechnung der Batteriespannung erfolgt durch die Kombination von vier Variablen: der Nennspannung  $U_0$ , dem Exponentialanteil  $U_{exp}$ , dem Widerstandsanteil  $U_R$  und dem nicht linearen Anteil  $U_{pol}$ . Diese bestehen aus folgenden Einzelparametern:

- $U_{Batt}$  = Batteriespannung in V
- $a_{Batt}$  = Amplitude der Exponentialzone in V
- $b_{Batt}$  = Inverse exponentielle Zonenzeitkonstante in  $(Ah)^{-1}$
- $R_{Batt}$  = Interner Batteriewiderstand in  $\Omega$
- $G$  = Tatsächliche Batterieladung ( $\int idt$ ) in Ah
- $k_{Batt}$  = Polarisationsspannung in V
- $Q_0$  = Batteriekapazität in Ah

Bei den simulierten Batteriezellen handelt es sich um Lithium-Ionen-Batterien mit einer Lastspannung von 2,9 V und einer Leerlaufspannung von 3,2 V. Der SoC wird als Verhältnis der verbleibenden Ladung  $Q_{\text{aktuell}}$  zur Kapazität der geladenen Batterie  $Q_0$  definiert [37]:

$$SoC = \frac{Q_{\text{aktuell}}}{Q_0} \cdot 100\% \tag{4.21}$$

Schlussendlich müssen die individuellen Zellmodelle zu großen Batteriestacks zusammengesetzt werden, indem die Zellen sowohl parallel  $p_{Batt}$  als auch in Serie  $s_{Batt}$  verschaltet werden. Die Anzahl der parallelgeschalteten Zellen lässt sich unter Verwendung von Gleichung 4.22 ermitteln.

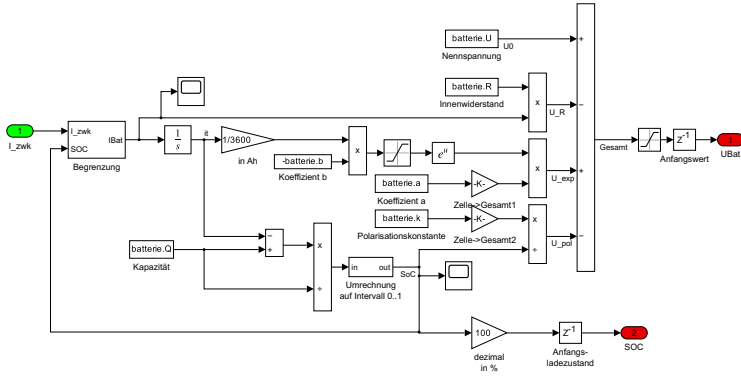


Abbildung 4.11: Umsetzung des Shepherd-Modells im Simulink-Modell. Grün = Eingabeparameter, Rot = Ausgabeparameter.

$$p_{\text{Batt}} = \frac{Q_{\text{BattStack}}}{Q_0} \quad (4.22)$$

Nun gilt es, die Anzahl der in Reihe geschalteten Zellen zu bestimmen. Dies erfolgt durch das Verhältnis der maximalen Stackspannung  $U_{\text{maxStack}}$  zur maximalen Zellspannung  $U_{\text{maxZelle}}$ , wie in Gleichung 4.23 dargestellt.

$$s_{\text{Batt}} = \frac{U_{\text{maxStack}}}{U_{\text{maxZelle}}} \quad (4.23)$$

Für die Definition des SoC werden als Eingabeparameter die Leistung des Umrichters, die als verfügbare Leistung dient, sowie die benötigte Leistung der TRU berücksichtigt. Aus diesen Parametern wird zu jedem Zeitpunkt der aktuelle SoC-Status berechnet. Der SoC-Status ermöglicht es, bei unzureichender Energie den Schleppbetrieb sinnvollerweise zu aktivieren oder abzuschalten.

## 4.6 Verbraucher - Kühltransporter

Wie in Abschnitt 2.3.5 beschrieben, wird in dieser Simulation ein TRU als Hauptverbraucher betrachtet. Infolgedessen hat der Energiebedarf des Kühltrailers einen wesentlichen Einfluss auf die Auswahl der Komponenten. Sowohl die

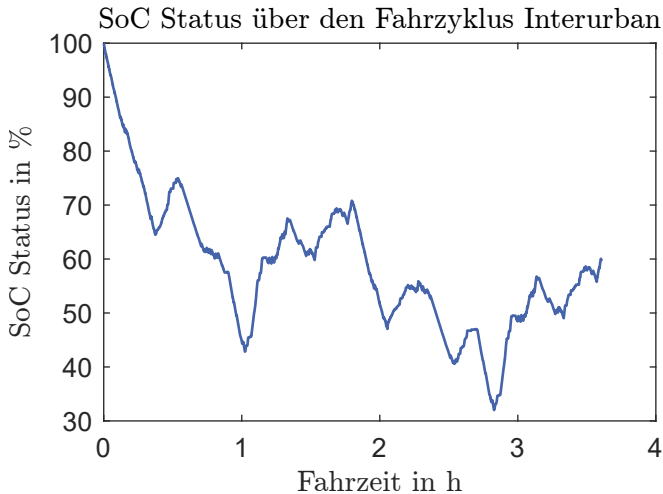


Abbildung 4.12: Beispielhafter Verlauf des SoC-Status im Interurban-Fahrzyklus. Der eingesetzte Generator weist eine maximale Leistung von 21 kW auf, die TRU benötigt eine Leistung von 9 kW und die Batteriekapazität beträgt 12,5 kWh.

benötigte Gesamtenergie als auch deren Verteilung während eines Fahrzyklus wirken sich unterschiedlich auf die einzelnen Komponenten aus. Für eine präzise Simulation des TRU-Verbrauchs wären detaillierte Leistungszyklen erforderlich, die den Fahrzyklen ähneln und den Energiebedarf eines Kühlanhängers auf Basis der Eingabedaten schätzen. Leider stehen für diesen speziellen Fall keine entsprechenden Daten von Herstellern von Kühltransportern zur Verfügung. Die Komplexität des Problems wird zusätzlich durch die Vielzahl möglicher Einflussfaktoren und Daten erhöht, wie etwa die Temperatur der Waren, die Anzahl und Dauer der Türöffnungen sowie die genaue elektrische Leistung der TRU zu jedem Zeitpunkt. Diese Faktoren können das Verhalten eines Kühlanhängers maßgeblich beeinflussen. Angesichts der dargestellten Systemkomplexität sowie der unzureichenden Verfügbarkeit von Daten und Informationen wird deutlich, dass die Entwicklung eines vereinfachten Modells des Verbrauchers erforderlich ist. Dieses Modell wird im weiteren Verlauf erläutert.



### 4.6.1 Betriebsmodus

Der Kühltransporter kann basierend auf den zuvor genannten Faktoren zwischen drei Hauptbetriebsmodi variieren [14, S. 88ff], [131, 132]. Die Betriebsmodi sind allgemein als Pull-Down Modus (PD), Cycle-Sentry Modus (CS) und Continuous Operation Modus (CO) bekannt. Diese Modi zielen darauf ab, die Temperatur im Kühlraum effektiv auf den gewünschten Wert zu bringen und die durch die Ladung vorgegebenen Grenzen einzuhalten. Bei empfindlichen Waren, wie bspw. Eis, muss die Kühleinheit den Raum schnell kühlen. Ist die Temperatur hingegen nah an der gewünschten Zieltemperatur und muss nicht präzise gehalten werden, schaltet sich die TRU für eine gewisse Zeit ab. Die verschiedenen Betriebsarten der Kühltransporter werden in Abbildung 4.13 dargestellt.

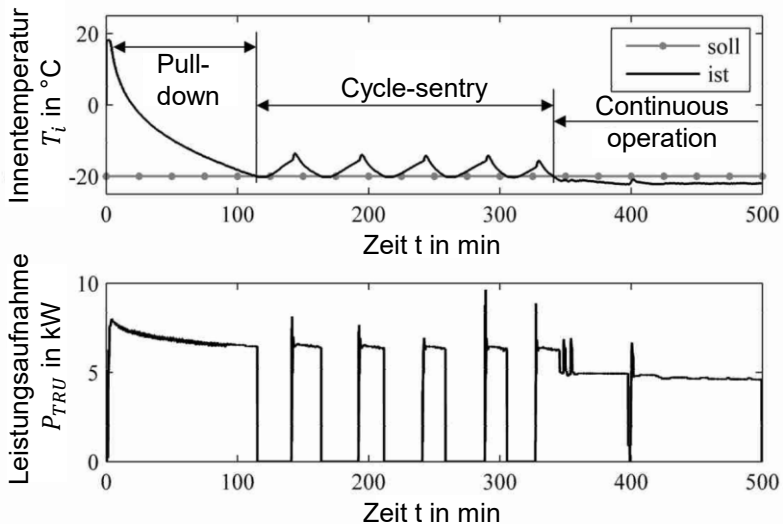


Abbildung 4.13: TRU-Betriebsarten auf der Grundlage von Soll- und Ist-Temperaturen im Kühlraum [14, S. 88].

### **Pull-Down Modus**

Die PD-Methode wird angewandt, wenn eine schnelle Abkühlung erforderlich ist [40, S. 1f]. Im dargestellten Beispiel (Abbildung 4.13) ist zu Beginn die gemessene Temperatur signifikant höher als der Sollwert, weshalb eine zügige Abkühlung des Kühlraums notwendig ist. In diesem Modus arbeitet die TRU in der Regel mit maximaler Leistung, um die gewünschte Temperatur so schnell wie möglich zu erreichen, unabhängig vom Energieverbrauch. Nach dem initialen Kühlvorgang ist es nur erforderlich, die Temperatur zu halten, solange die Kühlraumtüren nicht geöffnet werden. Die Öffnung der Türen führt jedoch häufig zu einer abrupten Temperaturänderung, was die erneute Anwendung der PD-Methode erforderlich macht.

### **Cycle-Sentry Modus**

Nach der PD-Methode muss die Temperatur im Kühltransporter lediglich gehalten werden. Die Temperaturregelung erfolgt dabei je nach Sensibilität der Ladung auf zwei Arten: CS oder CO [131]. Bei der CS-Methode wird die TRU für einen definierten Zeitraum wiederholt ein- und ausgeschaltet, bis ein vordefiniertes maximales Temperaturniveau erreicht ist [133, S. 30f] [134, S. 18f]. Dabei wird lediglich 60% der Maximalleistung benötigt, um den Laderaum auf den Zielwert abzukühlen. Diese Methode ermöglicht es der TRU, während etwa der Hälfte der Fahrzeit zu arbeiten und den Innenraum in einem engen Temperaturbereich zu halten. Die Effektivität dieser Methode hängt von verschiedenen Faktoren ab, die die Temperatursteigerung im Kühlfahrzeug beeinflussen.

### **Continuous Operation Modus**

Im Gegensatz dazu bleibt bei der CO-Methode der Kühltransporter kontinuierlich in Betrieb, um eine präzise Temperaturregelung zu gewährleisten. Obwohl die TRU im Vergleich zu PD und CS in der Regel mit reduzierter Leistung arbeitet, ist diese Methode weniger effizient als CS, da die Kühleinheit kontinuierlich mit Energie versorgt werden muss. Aus diesem Grund wird sie im Folgenden nicht weiter berücksichtigt. Die verschiedenen Betriebsarten der Kühltransporter beeinflussen erheblich den Energieverbrauch in unterschiedlichen Fahrzyklen [131]. Eine entscheidende Rolle spielt dabei die Häufigkeit der Türöffnungen, die direkt mit der Anzahl der Zustellungen verbunden ist. Im Langstreckenverkehr wird der LKW in der Regel voll beladen und vorgekühlt, bevor er ohne Unterbrechungen zum Ziel fährt, wodurch die TRU effizient arbeiten kann. Im

Gegensatz dazu verursacht die Auslieferung, bei der häufige Stopps zum Entladen notwendig sind, einen signifikanten Energieverlust durch kalte Luft, die beim Öffnen der Türen entweicht. Die Fahrzyklen werden mehrfach hintereinander abgefahren, um einen Fahrtzeit von etwa 9 h zu simulieren. Nach jedem neuen Fahrzyklus wird eine Pause eingeplant, bei der die Tür geöffnet wird. Wenn die Stopps zu häufig sind und die TRU nicht genügend Leistung hat, um den Temperaturverlust auszugleichen, kann es dazu kommen, dass sie während des gesamten Betriebs im PD Modus arbeitet (siehe Fahrzyklus Suburban in Abbildung 4.15). In solchen Fällen muss die TRU die Kühlung bei einer höheren Innentemperatur reaktivieren, was ineffizient ist. Daher empfiehlt die Firma Carrier, für den Verteilerverkehr leistungsstärkere TRU einzusetzen, abhängig von der Häufigkeit der Türöffnungen.

## 4.6.2 Implementierung im Simulink-Modell

Im folgenden Unterkapitel wird die Implementierung des Batteriemodells in das Simulink-Modell erläutert. Zu Beginn werden die verschiedenen Leistungsklassen und Leistungswerte implementiert, anschließend die unterschiedlichen Betriebsmodi. Zum Schluss werden die Ergebnisse verglichen.

### Leistungswerte

Angesichts der fehlenden präzisen Messungen und der Möglichkeit zur Generierung genauer Leistungszyklen für die TRU müssen diese synthetisch erstellt werden, basierend auf den zuvor diskutierten Faktoren und Expertenerfahrungen. Der erste Schritt umfasst die Festlegung von vier Leistungsstufen, die auf den von Carrier bereitgestellten Informationen basieren [131]. Diese Werte sind Näherungswerte des Stromverbrauchs, abgeleitet aus Messungen von Kundenfahrzeugen [131]. Die TRUs sind in vollelektrischen sowie in Hybrid-Versionen erhältlich. Detaillierte Datenblätter der einzelnen Produkte sind unter [135] verfügbar.

#### 1. Syberia 11 / Iceland 11 - Einzeltemperatur, Sommerzeit:

- Energieverbrauch während des PD: 6 kW
- Durchschnittlicher Energieverbrauch über den Tag mit normalen Stopps: 4 kW
- Durchschnittlicher Energieverbrauch im Stand-by-Betrieb für längere Zeit: 1,6 kW

2. Syberia 11 / Iceland 11 - Mehrfachtemperatur, Sommerzeit:
  - Energieverbrauch während des PD: 7 kW
  - Durchschnittlicher Energieverbrauch über den Tag mit normalen Stopps: 5 kW
  - Durchschnittlicher Energieverbrauch im Stand-by-Betrieb für längere Zeit: 2,5 kW
3. Syberia 18 TW / Iceland 18 - Zwei getrennte Kühl-/Tiefkühlsysteme, 2 Fahrzeugabteilungen, Sommerzeit:
  - Energieverbrauch während des PD: 14 kW
  - Durchschnittlicher Energieverbrauch über den Tag mit normalen Stopps: 5,5 kW
  - Durchschnittlicher Energieverbrauch im Stand-by-Betrieb für längere Zeit: 2,5 kW

Die bereitgestellten Messwerte stammen von Carrier und wurden im Sommer erfasst, weshalb im Winter erhebliche Abweichungen zu erwarten sind. Die Hauptunterschiede zwischen den drei Szenarien ergeben sich aus der Temperaturbeständigkeit der TRU sowie der Konstruktion des Kühlgeräts. Im ersten Szenario wird ein Gerät mit einer Temperatur verwendet, während im zweiten Szenario ein Gerät mit mehreren Temperaturen zum Einsatz kommt. Die deutlich höhere PD-Leistung im dritten Szenario resultiert aus der Bauweise des Kühlraums mit zwei Fächern. Hierbei verfügt der Kühlanhänger über zwei identische Verdichter, was die PD-Leistung verdoppelt, jedoch ist jede Kammer nur halb so groß, wodurch der durchschnittliche Verbrauch konstant bleibt. Um eine breitere Palette möglicher Baureihen abzudecken, werden zwischen den Werten von 7 kW und 14 kW zwei zusätzliche Leistungsstufen eingeführt. Die gewählten Leistungsstufen für die Simulation basieren auf den PD-Leistungen von 7 kW, 9 kW, 11 kW und 14 kW.

### **Betriebsmodi**

Wie bereits erwähnt, sollen von den drei zuvor erläuterten Betriebsmodi lediglich zwei verwendet werden, nämlich PD und CS. Ein beispielhaftes Verhalten einer TRU über einen Tag ist in Abbildung 4.14 dargestellt. Der Fahrzyklus *Urban Delivery* wurde zweimal hintereinander simuliert, um die maximalen Lenkzeiten

von 9 h nicht zu überschreiten [136] und einen ganztägigen Betrieb zu simulieren. Der wird der Fahrzyklus zweimal durchfahren. Die Leistungsstufe der TRU wurde auf 14 kW festgelegt.

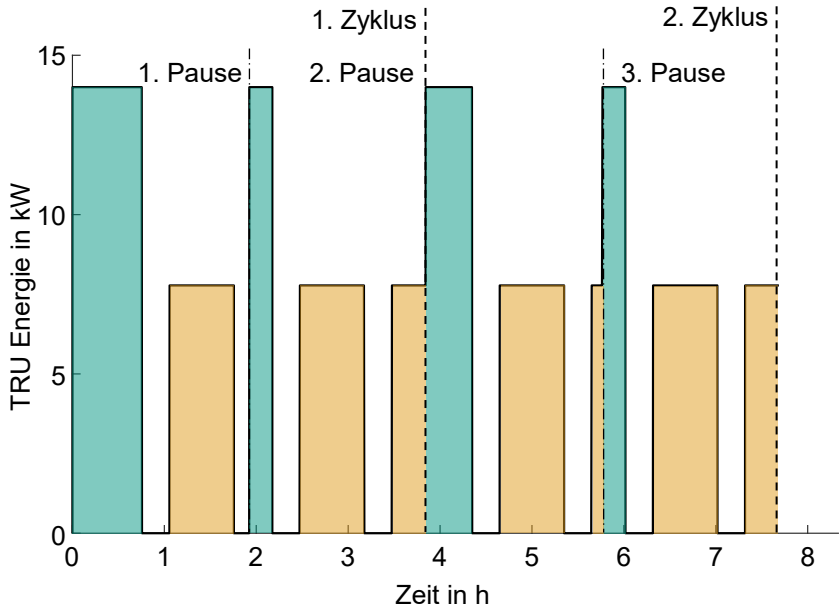


Abbildung 4.14: TRU-Betriebsbeispiel mit den beiden Modi PD (türkis) und CS (orange) für den Fahrzyklus *Urban Delivery* bei einer 14 kW PD-Leistung.

Während der gesamten Fahrzeit treten vier PD-Perioden (türkis) auf, die jeweils von vier CS-Operationen (orange) gefolgt werden. Diese Struktur resultiert aus der Anwendung eines einfachen Algorithmus, der den Fahrzyklus in gleich große Segmente unterteilt. Die erste PD-Phase, die längste der vier, repräsentiert die anfängliche Abkühlung von 45 Minuten, wie in Abbildung 4.13 veranschaulicht [131]. Die nachfolgenden PD-Phasen entstehen häufig aufgrund von Unterbrechungen mit längeren Türöffnungszeiten. Die Dauer dieser Pausen, während die Türen des Kühlraums geöffnet sind, ist in Abbildung 4.14 nicht enthalten. Das System bleibt inaktiv, solange das Fahrzeug stillsteht und die TRU ist während der Türöffnungszeit ebenfalls ausgeschaltet. Diese Unterbrechungen entsprechen

den Bereichen im Schaubild, in denen die TRU nur 15 Minuten PD-Leistung benötigt. In Abbildung 4.14 ist dies an den beiden deutlich schmalere PD-Leistung innerhalb eines Fahrzyklus zu erkennen. Des Weiteren wird zu Beginn jedes neuen Fahrzyklus eine längere Unterbrechung simuliert, siehe Beginn des zweiten Fahrzyklus. Es wird angenommen, dass Unterbrechungen zwischen zwei Fahrzyklen eine PD-Phase von 30 Minuten erfordern. Nach jeder PD-Phase wechselt die TRU in den CS-Modus (orange). Sobald die Temperatur ausreichend angestiegen ist, nimmt die TRU ihren Betrieb bei etwa 60% Leistung wieder auf. Auch der CS-Modus wird durch die zweite und dritte Pause unterbrochen, wonach die TRU erneut in den PD-Modus schaltet. Ohne Unterbrechungen im Fahrzyklus würde, wie in Abbildung 4.13 gezeigt, der CS-Modus nach der ersten PD-Phase den restlichen Tag andauern, was insbesondere bei Langstreckenfahrten zu erwarten ist. In solchen Fällen würde ein einziger PD-Zeitraum den durchschnittlichen Energieverbrauch deutlich reduzieren.

### Ergebnisse

Die Anwendung der beschriebenen Logik auf verschiedene Fahrzyklen führt zu stark unterschiedlichen Verhaltensmustern. Dies ist vor allem darauf zurückzuführen, dass die Zeitvariablen für die PD- und CS-Modi konstant bleiben, unabhängig von der Gesamtdauer der Fahrzyklen. Auch die Pausenzeiten ändern sich nicht. Dadurch entstehen für unterschiedliche Leistungsprofile unterschiedliche Ergebnisse (siehe Abbildung 4.15). Die Leistungsstufen von 7 kW, 9 kW und 11 kW, die lediglich an die jeweilige PD-Leistung angepasst sind, zeigen dennoch ähnliche Muster im Leistungszyklus.

Der Fahrzyklus *Suburban* stellt das extremste Beispiel für dieses Verhalten dar. Da er lediglich 52,74 min dauert, wird er 10-mal hintereinander durchlaufen. Dies ergibt eine Gesamtdauer von 8,8 h und liegt somit unter der maximal zulässigen Lenkzeit von 9 h. Bei 19 Pausen während der gesamten Simulation sind im Schaubild jedoch nur 10 PD-Phasen sichtbar. Die Kürze des Zyklus verhindert, dass die PD-Phasen vor Beginn des nächsten Zyklus abgeschlossen werden, wodurch die TRU fast durchgängig im PD-Modus operiert. Ähnlich verhält es sich bei den Zyklen *Regional Delivery* und *Municipal Utility*, die ebenfalls kurz sind, aber dennoch einige CS-Phasen aufweisen. Längere Zyklen, wie *Urban Delivery*, ähneln dem im vorherigen Kapitel beschriebenen Verhalten.

Die unterschiedlichen Leistungszyklen in den jeweiligen Fahrzyklen führen zu variierenden durchschnittlichen Energieverbrauchswerten, wie in Tabelle 4.8 aufgeführt. Diese Werte basieren ausschließlich auf der Leistungsstufe und der Länge des Fahrzyklus. Ähnlich lange Zyklen, wie *Interurban* und *Urban Deli-*

Tabelle 4.8: Durchschnittlicher Verbrauch über den Fahrzyklus bezogen auf den mittleren Verbrauch der TRU-Stufen, in kW.

Fahrzyklen	7 kW	9 kW	11 kW	14 kW
Interurban	3,5	4,5	5,5	7,0
Urban Delivery	3,5	4,4	5,4	6,9
Urban	4,0	5,2	6,3	8,0
Heavy Urban	4,0	5,1	6,3	8,0
Suburban	5,6	7,1	8,7	11,1
Construction	4,0	5,1	6,3	8,0
Regional Delivery	4,1	5,3	6,4	8,2
Municipal Utility	4,3	5,5	6,8	8,6

*very* sowie *Urban* und *Heavy Urban*, zeigen nahezu identische Verbrauchswerte. Der Ausreißer *Suburban* weist jedoch einen deutlich höheren Durchschnittsverbrauch auf, der über alle Leistungsstufen hinweg mehr als 11 kW beträgt. Ein Vergleich der in Abschnitt 4.6.2 von Carrier angegebenen Werte zeigt, dass die Werte der 14 kW Stufe in einigen Fahrzyklen deutlich höher ausfallen. Dennoch ergibt sich eine realistische Stichprobe von Verbrauchswerten zwischen 4 kW und 8 kW, die unterschiedliche Verhaltensweisen und Leistungszyklen der TRUs abbilden.

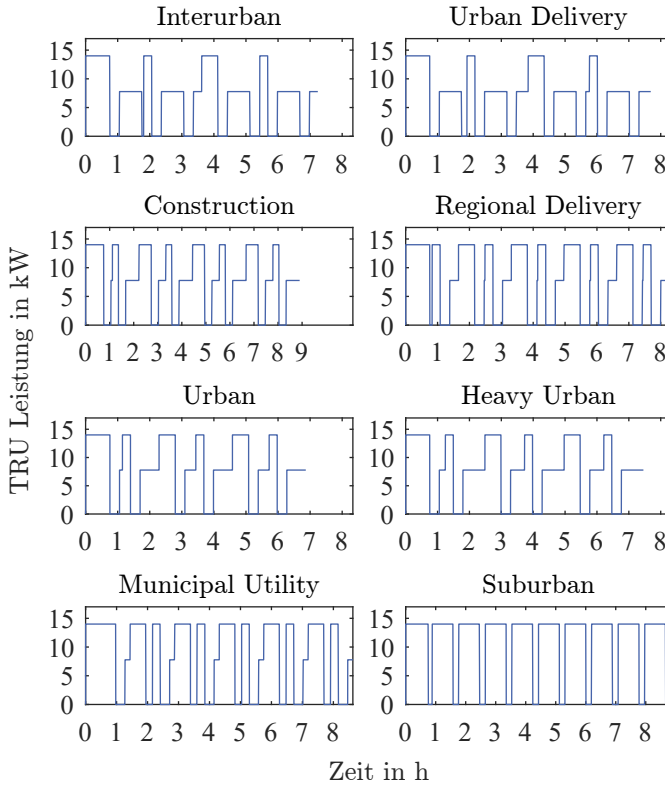


Abbildung 4.15: Benötigte TRU-Leistung für alle Fahrzyklen mit einer PD-Leistung von 14 kW.



# Kapitel 5

## Systemoptimierung mithilfe einer Zielfunktion

In Kapitel 4 wird ausführlich beschrieben, wie jedes Bauteil der elektrischen Achse innerhalb des Simulink-Modells berechnet wird und die existierenden Wechselwirkungen zwischen den Bauteilen sowie mit dem Gesamtsystem. Um Ergebnisse systematisch zu vergleichen und eine optimale Lösung zu ermitteln, stehen verschiedene Ansätze zur Verfügung. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Zielfunktion entwickelt, die – analog zu Unterabschnitt 4.2.4 - sämtliche relevanten Aspekte einbezieht, um eine umfassende Bewertung vorzunehmen. Das folgende Kapitel widmet sich den verschiedenen Elementen dieser Zielfunktion. In Abschnitt 5.1 werden zunächst die Bewertungskriterien definiert. Darauf aufbauend erfolgt in Abschnitt 5.2 eine paarweise Gegenüberstellung und Gewichtung der Kriterien, deren methodische Herleitung und Umsetzung detailliert beschrieben wird.

### 5.1 Definition der Zielfunktion

Eine Zielfunktion generiert einen Einzelwert - Score ( $S$ ), der mehrere Optimierungsziele umfasst. Zunächst werden diese Kriterien identifiziert, nach ihrer Relevanz sortiert und anschließend für jede Kombination bewertet. Jedes Kriterium besitzt ein konstantes Gewicht, das für alle Kombinationen gilt. Die Multiplikation des Gewichts mit dem jeweiligen Faktor der Kombination und die Summation über alle Kriterien liefert eine dimensionslose Punktzahl (Score), die

den Vergleich verschiedener Kombinationen ermöglicht. Für eine Kombination  $C$  mit  $n$  Kriterien  $f_1 \dots f_n$  und Gewichten  $w_1 \dots w_n$  wird  $S$  wie folgt definiert:

$$S_C = f_{1,C} \cdot w_1 + f_{2,C} \cdot w_2 + \dots + f_{n,C} \cdot w_n \quad (5.1)$$

Die Kriterien gliedern sich in vier Hauptkategorien: Emissionen, Kosten, Pufferspeicher und fehlende Energie, die detailliert untersucht werden, siehe Abbildung 5.1.

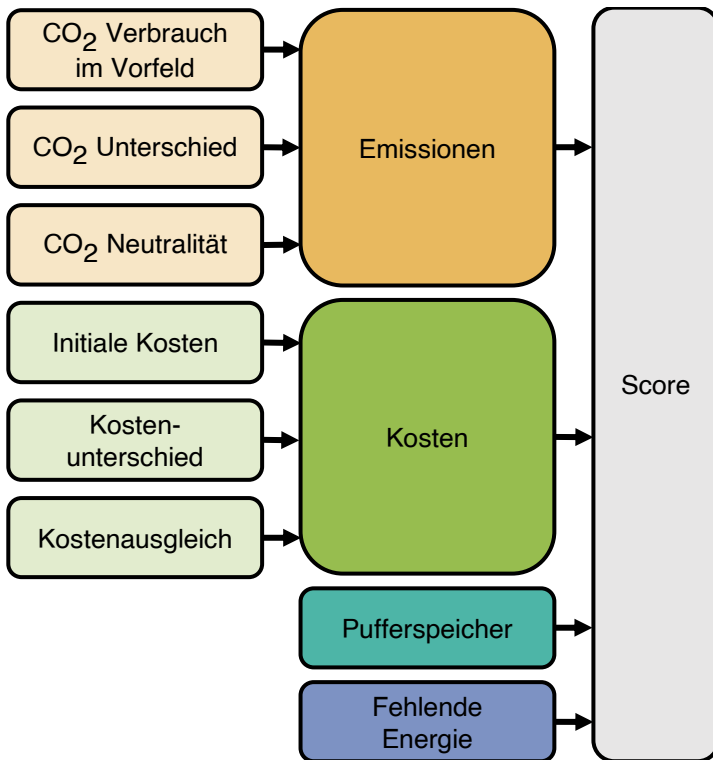


Abbildung 5.1: Zur Bestimmung des Score-Wertes  $S$  werden die verschiedenen Kriterien aufgeteilt und addiert.

### 5.1.1 Kriterium - Emissionen

Das zentrale Kriterium für die Zukunft der Kühltransportindustrie ist die CO<sub>2</sub>-Bilanz. Die Dringlichkeit, zur Reduzierung des Klimagases in dieser Branche und der gesamten LKW-Industrie, wurde in Kapitel 1 ausführlich dargelegt. Zunächst bedarf es einer klaren Definition der Berechnung der CO<sub>2</sub>eq, da alle nachfolgenden Analysen auf dieser Grundlage beruhen. Es wird dabei zwischen Emissionen, die während der Produktion freigesetzt werden, und jenen, die im Betrieb entstehen, unterschieden.

#### Äquivalente CO<sub>2</sub>-Berechnung

Ein CO<sub>2</sub>eq ist eine metrische Größe zum Vergleich der Emissionen verschiedener Treibhausgase. Es basiert auf dem globalen Erwärmungspotenzial (Globales Erwärmungspotenzial (engl. Global Warming Potential) (GWP)), wobei die Mengen anderer Gase in die äquivalente Menge Kohlendioxid umgerechnet werden, die das gleiche GWP aufweist [137]. Die Berechnung des CO<sub>2</sub>eq erfolgt durch Multiplikation der Gasmenge mit dem jeweiligen GWP-Wert. Beispielsweise beträgt das GWP von Methan 25 und von Distickstoffoxid 298, was bedeutet, dass 1 kg Methan bzw. Distickstoffoxid einer Klimawirkung von 25 kg bzw. 298 kg Kohlendioxid entspricht. Im Folgenden wird das CO<sub>2</sub>eq zur Bewertung der Emissionen verschiedener Verschmutzungsquellen durch die elektrische Achse und des Dieselgenerators verwendet.

#### Emissionen durch die Produktion

In dieser Arbeit wird der bestehende Antriebsstrang nicht ersetzt, sondern durch zusätzliche Komponenten im Anhänger erweitert. Daher müssen die Auswirkungen der Herstellung dieser zusätzlichen Komponenten berücksichtigt werden. Obwohl Elektrofahrzeuge über ihren gesamten Lebenszyklus hinweg geringere Emissionen aufweisen, sind die Emissionen während der Produktion in der Regel höher als bei konventionellen Fahrzeugen [138, S. 2], [7, S. 9], [10, S. 2]. Der Hauptverursacher in diesem Zusammenhang ist die Batterie, und Prognosen zufolge wird dies auch bis 2030 der Fall bleiben [10, S.10]. Der Anteil an CO<sub>2</sub>eq-Emissionen pro kWh der Batterie variiert je nach Herstellungsprozess und Herkunftsort der Batterien. Es ist wichtig, den Energieaufwand für die Herstellung dieser Batterien zu analysieren, da verschiedene Länder unterschiedliche Methoden zur Energieerzeugung nutzen, was sich auf die CO<sub>2</sub>eq-Werte der Batterieproduktion auswirkt, wie in [10, S. 10] dargestellt ist. Für die Berechnungen wurde ein konservativ gewählter Emissionswert von  $83 \frac{\text{kgCO}_2\text{eq}}{\text{kWh}}$  für

die Batterieproduktion herangezogen, welcher auf der spezifischen Batteriekapazität basiert. Neben der Batterie sind auch der Generator, der Umrichter sowie das Getriebe in die Betrachtung einzubeziehen. Da deren Emissionsanteile im Vergleich zur Batterie signifikant geringer ausfallen, werden sie in aggregierter Form berücksichtigt. Der  $\text{CO}_2\text{eq}$ -Wert für Generatoren wurde in Abhängigkeit ihrer Baugröße mit 0,2 t bis 0,4 t abgeschätzt [30, S. 382]. Im Gesamtkontext der Bewertung stellt dieser Aspekt jedoch ein untergeordnetes Kriterium dar. Zwar weisen elektrisch angetriebene Fahrzeuge in der Produktionsphase erhöhte  $\text{CO}_2\text{eq}$ -Emissionen auf, dieser Nachteil wird jedoch im Betrieb durch emissionsärmere Nutzung kompensiert. Die resultierenden Emissionswerte fließen in Abbildung 5.1 in die Bewertung des entsprechenden Kriterienblocks ein.

- **$\text{CO}_2$ -Verbrauch im Vorfeld**  $\mapsto$  Berechnet sich aus der Batteriegröße multipliziert mit  $\text{kg CO}_2\text{eq}$  pro kWh plus den  $\text{CO}_2\text{eq}$ -Beitrag für die Fertigung und Produktion des Generators, Umrichters und Getriebes.

$$\begin{aligned}\text{CO}_2\text{-Verbrauch im Vorfeld} = & \frac{\text{Batteriegröße} \cdot \text{kgCO}_2\text{eq}}{\text{kWh}} \\ & + \text{kgCO}_2\text{eqGenerator} \\ & + \text{kgCO}_2\text{eqUmrichter} \\ & + \text{kgCO}_2\text{eqGetriebe}\end{aligned}\quad (5.2)$$

### Emissionen während des Betriebs

Der zweite Aspekt betrifft die Emissionen während des Betriebs. Elektrofahrzeuge weisen im Allgemeinen eine deutlich höhere Effizienz auf als konventionelle Verbrennungsmotoren [10, S. 2]. Der erste Schritt zur Bewertung dieser Unterschiede im Betrieb besteht darin, zu ermitteln, wie viel Kraftstoff durch das neue System eingespart werden kann.

### Verbrauchs- Emissionsunterschied

Um einen wesentlichen Vorteil des Systems während des Betriebs zu berechnen, ist es notwendig, nicht nur das neue System, sondern auch das aktuelle System mit Dieselmotor zu berücksichtigen. Die Logik hinter der Einsparung von Kraftstoff ist einfach: Wenn der Kraftstoffverbrauch der elektrischen Achse geringer ist als der Verbrauch einer konventionellen TRU mit Dieselmotor für denselben Betrieb, können Einsparungen erzielt werden. Bei der Berechnung des Kraftstoffverbrauchs einer konventionellen TRU müssen die Betriebszyklen berücksichtigt werden. Der Kraftstoffverbrauch von Dieselmotoren in TRUs hängt

von verschiedenen Faktoren ab, weshalb ein idealisierter Ansatz gewählt wird. Die von der TRU benötigte Gesamtenergiemenge lässt sich unmittelbar in diejenige Kraftstoffmenge überführen, die ein durchschnittlicher Motor — inklusive (inkl.) seines Wirkungsgrads — zur Bereitstellung dieser Energie aufwenden muss. Die durchschnittliche volumetrische Energiedichte von Diesel beträgt etwa  $9800 \text{ Whl}^{-1}$  [30, S. 135]. Dieser Wert dient als Basis ( $FC_{\text{base}}$ ), vorausgesetzt, die Energie der elektrischen Transportkühlungseinheit ( $E_{\text{TRU}}$ ) ist bekannt. Die Differenz zwischen dem Basiswert ( $FC_{\text{base}}$ ) und dem zusätzlichen Kraftstoffverbrauch der elektrischen Achse ( $FC_{\text{add}}$ ) gibt an, wie viel Kraftstoff eingespart werden kann:

$$FC_{\text{saved}} = FC_{\text{base}} - FC_{\text{add}} \quad (5.3)$$

Der Block der Emissionen in Abbildung 5.1 leitet sich unter Berücksichtigung der Werte aus Tabelle 5.1 folgendermaßen ab:

- **CO<sub>2</sub>-Unterschied**  $\mapsto$  Berechnet sich aus dem benötigten Dieselverbrauch, multipliziert mit  $\text{WTW}_{\text{Diesel}}$ , zuzüglich des Dieselverbrauchs beim Schleppen, multipliziert mit  $\text{WTW}_{\text{Diesel,VECTO}}$ , sowie der Energie, die am Ende eines Arbeitstags über das deutsche Stromnetz aufgeladen werden muss, multipliziert mit  $\text{WTT}_{\text{Elektrisch}}$ .

$$\begin{aligned} \text{CO}_2\text{-Unterschied} &= \text{Dieselverbrauch} \cdot \text{WTW}_{\text{Diesel}} \\ &+ \text{Dieselverbrauch}_{\text{Schleppen}} \cdot \text{WTW}_{\text{Diesel,VECTO}} \\ &+ \text{Energieverbrauch} \cdot \text{WTT}_{\text{Elektrisch}} \end{aligned} \quad (5.4)$$

Bezeichnung	Zahlenwert
$\text{WTW}_{\text{Diesel}}$	3000 gCO <sub>2</sub> eq/l [139]
$\text{WTW}_{\text{Diesel,VECTO}}$	2616 gCO <sub>2</sub> eq/l [50]
$\text{WTT}_{\text{Elektrisch}} - \text{Deutsches Netz}$	388 gCO <sub>2</sub> eq/kWh [140]
$\text{WTT}_{\text{Elektrisch}} - \text{mit vorwiegend erneuerbaren Energien}$	33,1 gCO <sub>2</sub> eq/kWh [140]

Tabelle 5.1: Zahlenwerte der Well to Wheel (WTW)- und Well to Tank (WTT)-Werte verschiedener Energieformen.  $\text{WTW}_{\text{Diesel,VECTO}}$  steht dabei für den WTW-Verbrauch der in VECTO definiert ist.

Ein weiteres Kriterium ist die Zeitspanne bis zur Erreichung der CO<sub>2</sub>-Neutralität. Dieser Zeitpunkt markiert, ab wann das neue System durch Produktion und Betrieb mehr Emissionen einspart als das alte System mit Dieselgenerator verursacht. Durch die Berechnung des CO<sub>2</sub>eq-Emissionen und der Zeit bis zur Erreichung der CO<sub>2</sub>-Neutralität kann abgeschätzt werden, nach wie vielen Jahren das System eine positive Bilanz hinsichtlich der Emissionseinsparung aufweist. Der Abschnitt der Emissionen in Abbildung 5.1 leitet sich folgendermaßen ab:

- **CO<sub>2</sub>-Neutralität**  $\mapsto$  ergibt sich aus dem Verhältnis des im Vorfeld anfallenden CO<sub>2</sub>-Verbrauchs, zum Verbrauch der TRU multipliziert mit WTW<sub>Diesel</sub> abzüglich des CO<sub>2</sub>-Unterschieds. Das ganze wird mit der entsprechenden Arbeitszeit multipliziert.

$$\text{CO}_2\text{-Neutralität} = \left( \frac{\text{CO}_2\text{-Verbrauch im Vorfeld}}{\text{TRU}_{\text{Verbrauch}} \cdot \text{WTW}_{\text{Diesel}} - \text{CO}_2\text{-Unterschied}} \right) \quad (5.5)$$

· Summe aller Arbeitsstunden eines LKW

### 5.1.2 Kriterium - Kosten

Ein weiteres Kriterium, das berücksichtigt werden muss, sind die Kosten. Auch wenn das Hauptziel darin besteht, die ökologische Belastung im Transportsektor zu reduzieren, müssen diese Systeme auch wirtschaftlicher sein als die bestehenden Alternativen, um eine realistische Chance auf Integration in Kühltzrzeugflotten zu haben.

#### Initiale Kosten

Ähnlich wie bei der Berechnung der äquivalenten Emissionen, die durch die Herstellung der Komponenten verursacht werden, müssen auch die Kosten für den Kauf oder die Herstellung der Komponenten berücksichtigt werden. Hierbei werden ausschließlich die reinen Kosten der Komponenten betrachtet; zusätzliche Ausgaben wie Installation oder weitere Kleinteile bleiben unberücksichtigt. Der Block der Produktionskosten aus Abbildung 5.1 leitet sich wie folgt zusammen:

- **Initiale Kosten**  $\mapsto$  Summiert die Kosten aller Bauteile, die verwendet werden auf.

$$\text{Initiale Kosten} = \sum_{i=1}^{\text{Alle Bauteile}} \text{Kosten des Bauteils} \quad (5.6)$$

## Kosteneinsparung während des Betriebs

Ein entscheidender Aspekt für Kunden ist die Kosteneinsparung während des Betriebs. Wie in den vorherigen Abschnitten erläutert, müssen die CO<sub>2</sub>eq-Faktoren durch die Preisfaktoren für Diesel und Strom ersetzt werden. Zum Zeitpunkt der Erstellung dieses Berichts wurde der Dieselpreis auf 1,65 €/l und der Preis für Netzstrom auf etwa 0,41 €/kWh geschätzt [141, 142]. Es wird angenommen, dass der große Dieselmotor des Lastwagens und der kleinere Dieselmotor im Anhänger einer konventionellen TRU denselben Kraftstoff verwenden. Der Kostenunterschied, wie in Abbildung 5.1 dargestellt, lässt sich wie folgt definieren:

- **Kostenunterschied**  $\mapsto$  Berechnet den Dieselverbrauch, der durch das zusätzliche Schleppen der TRU verursacht wird, multipliziert mit dem Dieselpreis und addiert die Energie, die erforderlich ist, um die Batterie am Ende des Tages wieder aufzuladen inkl. derer Kosten.

$$\begin{aligned} \text{Kostenunterschied} = & \text{TRU}_{\text{Schleppverbrauch}} \cdot \text{Dieselkosten} \\ & + \text{Energieverbrauch} \cdot \text{Energiekosten} \end{aligned} \quad (5.7)$$

## Kostenausgleich

Anhand der initialen Kosten und der Einsparungen während des Betriebs lässt sich ermitteln, wie lange das System benötigt, um sich zu amortisieren. Die elektrische Achse sollte in der Lage sein, im Vergleich zu einer konventionellen TRU niedrigere Gesamtlebenszykluskosten zu erzielen.

- **Kostenausgleich**  $\mapsto$  Berechnet sich aus den initialen Kosten, dividiert durch die über die gesamte Lebensdauer eingesparten Kosten des LKW.

$$\text{Kostenausgleich} = \frac{\text{Initiale Kosten}}{\text{Eingesparte Kosten}} \quad (5.8)$$

## 5.1.3 Weitere Kriterien- Pufferspeicher

Neben den genannten Kriterien können für den Anwender weitere Faktoren von entscheidender Bedeutung sein. Einer dieser Faktoren könnte ein zusätzlicher Pufferspeicher der Batterie sein. Die vorhandene Batterie fungiert als Puffer zwischen dem Generator und der TRU. Das Kriterium für den Pufferspeicher berücksichtigt, wie lange die Batterie zusätzlich in der Lage wäre, die TRU autonom mit Strom zu versorgen, wobei der niedrigste SoC-Prozentsatz während

des Zyklus herangezogen wird. Es wird angenommen, dass der LKW bei Erreichen dieses niedrigsten Prozentsatzes nicht mehr in der Lage ist, die Ware ausreichend zu kühlen, was bspw. in einem Stau der Fall sein könnte. Bei regelmäßigem Fahren durch große Städte, auch während der Rushhour, könnte es jedoch entscheidend sein, mehr Energie als notwendig zur Verfügung zu haben.

- **Pufferspeicher**  $\mapsto$  Bestimmt die kleinste Batteriegröße aus der Simulation (bspw. 5 kWh) sowie den niedrigsten SoC-Status während des Fahrzyklus und vergleicht diese Werte mit der größten Batteriegröße (bspw. 50 kWh) der Simulation und deren niedrigstem SoC-Status.

$$\text{Pufferspeicher} = \frac{\text{Kleinste Batteriegröße} \cdot \text{niedrigster SoC-Status}}{\text{größte Batteriegröße} \cdot \text{niedrigster SoC-Status}} \quad (5.9)$$

#### 5.1.4 Kriterium - Fehlende Energie

Das System muss in der Lage sein, ausreichend Energie für den Betrieb der TRU zu erzeugen. Dieses Kriterium ist von entscheidender Bedeutung, insbesondere wenn keine alternative Energiequelle für die elektrische Achse vorhanden ist. Folglich kann dieses Kriterium als Ausschlusskriterium fungieren, wie später in den Ergebnissen in Abschnitt 6.2 dargestellt wird.

- **Fehlende Energie**  $\mapsto$  liegt vor, wenn der SoC-Status eine kritische Grenze (20%) unterschreitet, was darauf hinweist, dass die Batteriegröße nicht ausreichend dimensioniert ist.

## 5.2 Gewichtung der Kriterien und deren Sensitivität

Nachdem alle Kriterien  $f_n$  definiert wurden, müssen diese noch mittels paarweisen Vergleichs bewertet werden, um deren Gewichtung  $w_n$  zu bestimmen.

Die Kriterien  $f_n$  in Tabelle 5.2 werden paarweise miteinander verglichen. Für jedes Paar wird entschieden, ob bspw. Kriterium A wichtiger, gleich wichtig oder weniger wichtig als Kriterium B,C,D... ist. Abhängig von dieser Entscheidung erhält der Vergleich eine Bewertung von 1, 0 oder -1. Dieser Prozess wird wiederholt, um die Konsistenz der Urteile des Anwenders über mehrere Iterationen hinweg sicherzustellen. Am Ende werden die Punkte jedes Kriteriums aufsummiert. Anschließend werden diese Punktzahlen auf Werte über 0 normalisiert,



Parameter	Kriterium $f_n$	Summe Paarweiser Vergleich	Summe Paarweiser Vergleich auf 0 normalisiert
A	CO <sub>2</sub> -Verbrauch im Vorfeld	-5	1
B	CO <sub>2</sub> -Unterschied	4	10
C	CO <sub>2</sub> -Neutralität	-5	1
D	Initiale Kosten	2	8
E	Kostenunter- schied	1	7
F	Kostenausgleich	-1	5
G	Pufferspeicher	-3	3
H	Fehlende Energie	7	13

Tabelle 5.2: Ausgewählte Kriterien und deren gewählte Gewichtung für die Zielfunktion.

was die Gewichtung für dieses Szenario ergibt, siehe Tabelle 5.2. Durch diesen Prozess lassen sich einfach und schnell die wichtigsten Gewichte der Kriterien für die Zielfunktion herausarbeiten.

Zur Bewertung der Robustheit des entwickelten Scoring-Modells gegenüber Variationen in den Gewichtungsparametern wird eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Die Sensitivitätsanalyse in Abbildung 5.2 ist am Beispiel vom *Interurban* Fahrzyklus, mit einer Batteriekapazität von 35 kWh, einer maximalen Generatorleistung von 22,8 kW und einer TRU-Leistung von 11 kW durchgeführt.

Das Diagramm zeigt die Spannweite des Score-Werts in Abhängigkeit von der Variation eines einzelnen Gewichtungsparameters, wobei alle anderen Parameter konstant gehalten wurden. Die Spannweite ergibt sich als Differenz zwischen dem maximalen und minimalen Score, die durch systematische Variation des jeweiligen Parameters innerhalb eines definierten Bereichs erzeugt wurde. Die Parameter Fehlende Energie, Pufferspeicher und CO<sub>2</sub>-Neutralität zeigen die höchste Sensitivität. Dies bedeutet, dass diese Gewichte einen besonders starken Einfluss auf die Zielfunktion haben.

Demgegenüber zeigen Parameter wie Kostenausgleich, CO<sub>2</sub>-Verbrauch im Vorfeld und Kostenunterschied eine geringere Spannweite und somit eine geringere

Sensitivität. Dies legt nahe, dass diese Parameter bei Unsicherheiten in der Gewichtung weniger kritisch sind. Insgesamt erlaubt die Analyse eine gezielte Priorisierung bei der Festlegung und Validierung der Gewichtungsfaktoren. Für stark sensitive Parameter ist eine besonders sorgfältige Wahl notwendig.

Die Kriterien und deren gewählten Gewichte (normalisierte Ergebnisse des paarweisen Vergleichs) über alle Kombinationen an Fahrzyklen, Generatorgrößen, Verbraucher etc. sind in Tabelle 5.2 aufgetragen.

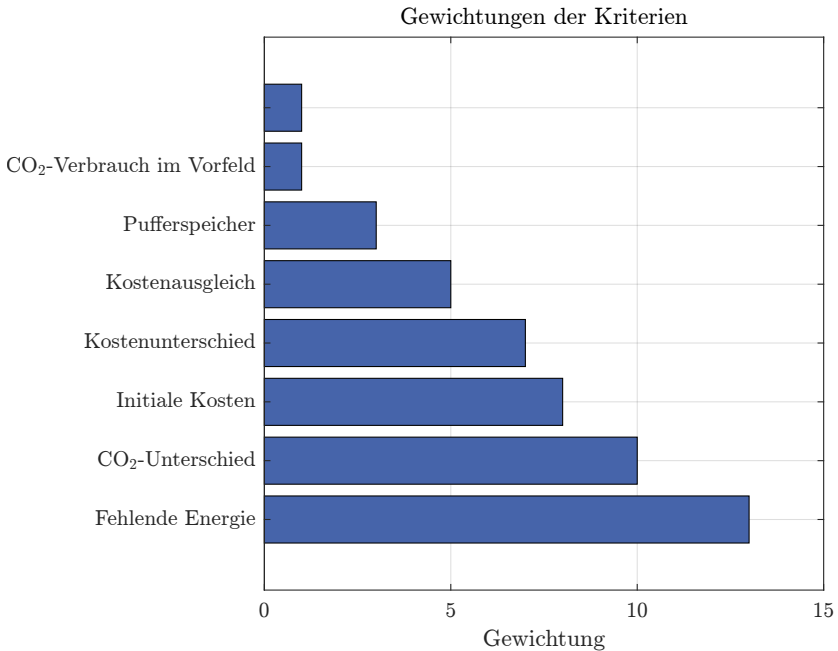


Abbildung 5.2: Ergebnis der Sensitivität zur Bewertung der Gewichtungsfaktoren. Am Beispiel vom *Interurban* Fahrzyklus, mit einer Batteriekapazität von 35 kWh, einer maximalen Generatorleistung von 22,8 kW und einer TRU-Leistung von 11 kW.

# Kapitel 6

## Auswertung der Simulationsergebnisse

Das folgende Kapitel befasst sich mit der Visualisierung und Diskussion der Simulationsergebnisse. In Abschnitt 6.1 wird zunächst eine Voruntersuchung zu den variierten Parametern durchgeführt. Ziel ist es, unabhängig vom Simulink-Modell und dessen Resultaten, Abhängigkeiten und Verhaltensmuster dieser Parameter zu identifizieren. Die Simulationsergebnisse werden in zwei Abschnitte unterteilt: In Abschnitt 6.2 werden die allgemeinen Ergebnisse des Simulink-Modells unter idealisierten Bedingungen präsentiert. Im Gegensatz dazu berücksichtigt Abschnitt 6.3 zusätzliche praxisnahe Randbedingungen, etwa Bauraumrestriktionen oder fertigungstechnische Machbarkeit, um die Simulationsergebnisse stärker an realen Einsatzbedingungen auszurichten. Abschließend werden in Abschnitt 6.4 die Ergebnisse der mechanischen Analyse der optimierten Maschine vorgestellt.

### 6.1 Voruntersuchung - Maschinendaten

In Kapitel 4 wurden die Grundlagen für die im Folgenden dargestellten Ergebnisse gelegt. Wie in Unterabschnitt 2.4.2 erläutert, dienen die ersten acht Fahrzyklen aus Abbildung 2.8 der Modellierung des innerstädtischen Betriebs. Es werden zwei Antriebskonzepte analysiert: ein Radantrieb mit zwei Generatoren sowie ein zentraler Achsantrieb mit einer einzelnen Einheit. Zudem wird die Wirkung der vier Leistungsstufen der TRU untersucht (7 kW, 9 kW,

11 kW und 14 kW), wie in Unterunterabschnitt 4.6.2 näher beschrieben. Die Simulation umfasst 15 verschiedene Batteriegrößen im Bereich von 2,5 kWh bis 100 kWh sowie 15 unterschiedliche Maschinen. Letztere zeichnen sich durch identische Effektivströme ( $I_{\text{rms}} = 80 \text{ A}$ ) aus, unterscheiden sich jedoch in ihren Bohrungsdurchmessern, was zu variierenden Leistungswerten führt. Jede dieser Maschinen stellt das optimierte Ergebnis einer Voruntersuchung dar, die etwa 1000 Maschinen umfasste. Die Simulation erfolgt für alle möglichen Kombinationen der genannten Parameter, sodass jede Maschine mit jeder Batteriegröße und jeder TRU-Leistungsstufe simuliert wird. Die Drehmoment- und Leistungskurven der 15 Maschinen sind in Abbildung 6.1 dargestellt. Um eine Vergleichbarkeit sicherzustellen, wurden die Eckpunkte der Maschinen so gewählt, dass sie möglichst nahe beieinanderliegen.

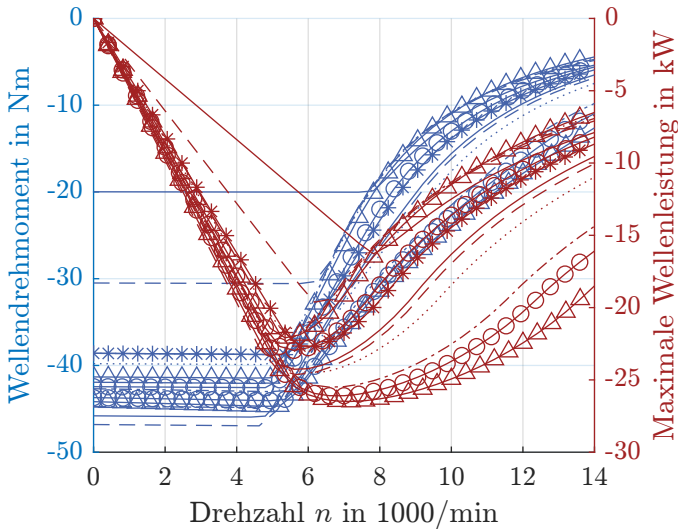


Abbildung 6.1: Drehmoment- und Leistungskurve der unterschiedlichen Maschinen.

Wird neben dem maximalen Generatormoment und der maximalen Leistung der verschiedenen Maschinen auch die maximale Leistungsdichte in Bezug auf den Bohrungsdurchmesser betrachtet (siehe Abbildung 6.2), treten die Unterschiede zwischen den Maschinen deutlicher hervor. Zwei zentrale Beobachtungen lassen sich ableiten: Erstens steigt die maximale Generatorleistung mit zunehmendem

Bohrungsdurchmesser, wobei der Anstieg der Leistung mit größer werdendem Durchmesser zunehmend abflacht. Dies bedeutet, dass der Leistungszuwachs bei größeren Bohrungsdurchmessern abnimmt. Zweitens zeigt sich ein ähnliches Verhalten bei der Leistungsdichte. Die Ursache dafür liegt darin, dass mit zunehmender Maschinengröße zwar die absolute Leistung steigt, jedoch auch das Gewicht zunimmt, was letztlich eine Verschlechterung der Leistungsdichte zur Folge hat.

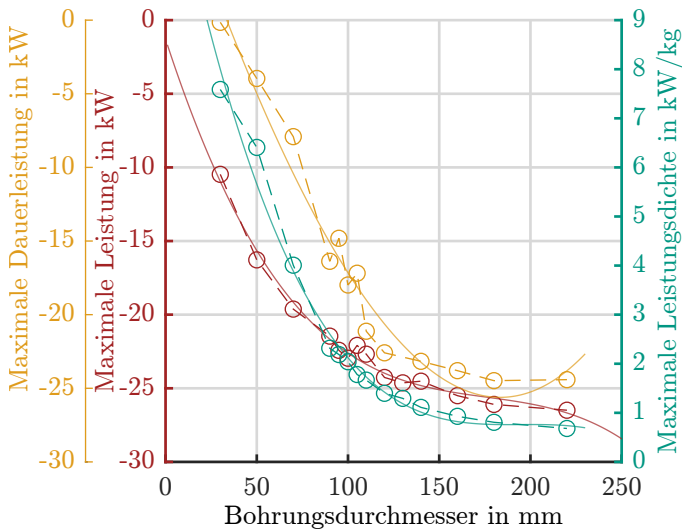


Abbildung 6.2: Auslegungsergebnisse: Maximale Leistung der FEM-Simulationen (rot), Dauerleistung mit maximaler Rippenhöhe (orange) und Leistungsdichte (grün), jeweils mit interpolierten Verläufen.

Die maximale Leistung bzw. die Leistungsdichte reichen nicht aus, um die Maschinen vollständig zu bewerten. Aus diesem Grund wurde in Abbildung 6.2 ergänzend die Dauerleistung der Maschinen berechnet und in Orange dargestellt. Die Methodik zur Bestimmung der Dauerleistung wurde ausführlich in Abschnitt 3.2 beschrieben. Für die Berechnungen wurde stets die maximale Rippenhöhe zugrunde gelegt, um eine optimale Kühlleistung und somit eine möglichst hohe Dauerleistung sicherzustellen. Dabei wurden die in Unterunterabschnitt 6.3.1 definierten Randbedingungen berücksichtigt. Die Ergebnisse

verdeutlichen erneut das oben beschriebene charakteristische Verhalten, bei dem die Steigerung mit zunehmendem Durchmesser abflacht. Interessanterweise zeigt sich, dass Maschinen mit größeren Bohrungsdurchmessern tendenziell eine höhere Dauerleistung aufweisen. Zur weiteren Analyse dieser Diskrepanz dient Abbildung 6.3, die die Gleichstrom-Kupferverluste ( $P_{Cu,DC}$ ) in Abhängigkeit vom Bohrungsdurchmesser darstellt. Da der simulierte Strom für alle Maschinen konstant bleibt, jedoch der Drahtdurchmesser und damit die Querschnittsfläche jedes einzelnen Leiters zunimmt, resultiert daraus eine Verringerung der  $P_{Cu,DC}$ . Bei einem Bohrungsdurchmesser von 130 mm ist der Drahtdurchmesser signifikant kleiner als die Drahtdurchmesser vergleichbarer Bohrungsdurchmesser. Dies deutet darauf hin, dass der Optimierungsalgorithmus in diesem spezifischen Fall (unter Berücksichtigung von Faktoren wie Nutfläche,  $w_{sp}$ ,  $\chi$  etc.) ein weiteres Optimum identifiziert hat. Da es sich hierbei jedoch um eine Ausnahme handelt, bleiben die zuvor beschriebenen Annahmen weiterhin gültig.

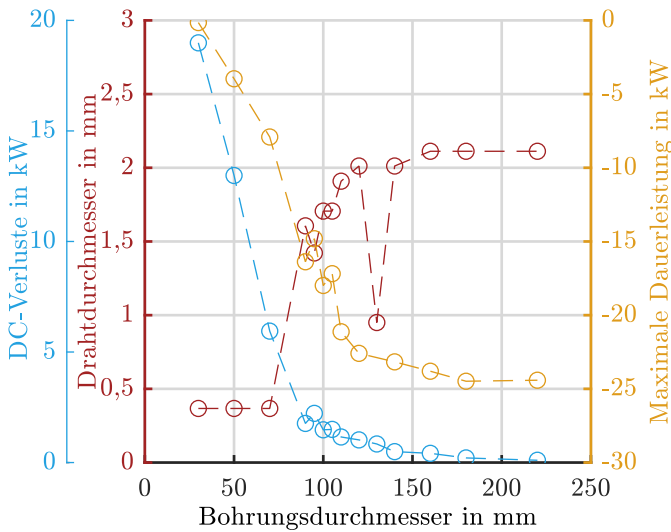


Abbildung 6.3: Dauerleistung in stationären Zustand bei maximaler Rippenhöhe (orange), maximale DC-Verluste aus Abbildung 6.2 (blau) und Spulendraht-Außendurchmesser (rot).

Zusätzlich zu den genannten Untersuchungen spielt die Charakterisierung des verwendeten Elektroblechs eine entscheidende Rolle für die Ergebnisse. Daher

wurde vom Hersteller des Elektrolechs ein Muster desselben Materials speziell für Messungen am Epsteinrahmen gefertigt. Diese Messungen wurden am ETI durchgeführt und die gewonnenen Daten für den Abgleich mit der Simulation herangezogen. Durch die direkte interne Vermessung kann das Material in genau jener Beschaffenheit erfasst werden, in der es in der Maschine verbaut ist. Dies führt zu einer höheren Genauigkeit der Ergebnisse und einer verbesserten Übereinstimmung mit der Simulation.

Die Überlegungen und Analysen bilden die Grundlage, um die Ergebnisse des Simulink-Modells im Folgenden fundiert zu verstehen und einzuordnen.

## 6.2 Simulink Ergebnisse - optimiertes Komponentendesign

Zur Wahrung der Übersichtlichkeit wird im Folgenden jeweils nur ein Teil der Ergebnisse präsentiert. Weitere Ergebnisse finden sich in Anhang A. Um die komplexen, mehrdimensionalen Simulink-Ergebnisse zugänglich zu machen, wird zunächst ein grundlegendes Beispiel herangezogen. Der betrachtete Fahrzyklus ist der *Interurban*, wobei die TRU eine Leistung von 14 kW aufweist. Es werden sowohl der Radantrieb (zwei Generatoren mit einer maximale Gesamtleistung von 40,8 kW) als auch der Achsantrieb mit einem Generator, einer Leistung von 20,4 kW und einem Bohrungsdurchmesser von 105 mm analysiert. Die Batteriegröße wird dabei variiert. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in Abbildung 6.4 dargestellt. Rote Balken repräsentieren jene Kombinationen, bei denen die erzeugte Energie nicht ausreicht, um den Fahrzyklus vollständig zu absolvieren ohne, dass der SoC unter 20% fällt. Gelb markierte Balken kennzeichnen Betriebszustände, in denen das System auf Lastpunktanhebung oder Schleppbetrieb zurückgreifen muss. Der Fahrzyklus kann in diesen Fällen jedoch mit einem ausreichenden SoC abgeschlossen werden. Grüne Balken zeigen an, dass die Kombination allein durch Rekuperation eine ausreichende Energieversorgung gewährleistet. Es zeigt sich, dass der Score-Wert des Achsantriebs mit zunehmender Batteriegröße bis zur Marke von ca. 35 kWh ansteigt, während dieser beim Radantrieb nur bis etwa 25 kWh zunimmt. Ab diesen Punkten steht mehr Energie zur Verfügung, als das System effizient nutzen kann, wodurch das zusätzliche Gewicht der Batterie zu einer Abnahme der Effizienz und damit des Score-Werts führt. Zudem zeigt sich, dass beide Antriebskonzepte vergleichbare maximale Score-Werte erzielen, wobei der größte Unterschied lediglich 0,3 Scorepunkte beträgt. Für den maximalen Score-Wert des Achsantriebs ist eine

um 10 kWh größere Batterie erforderlich als für den Radantrieb, dessen Batterie eine Kapazität von 20 kWh aufweist. Weitere Ergebnisse sind in Abschnitt A.3 zu finden.

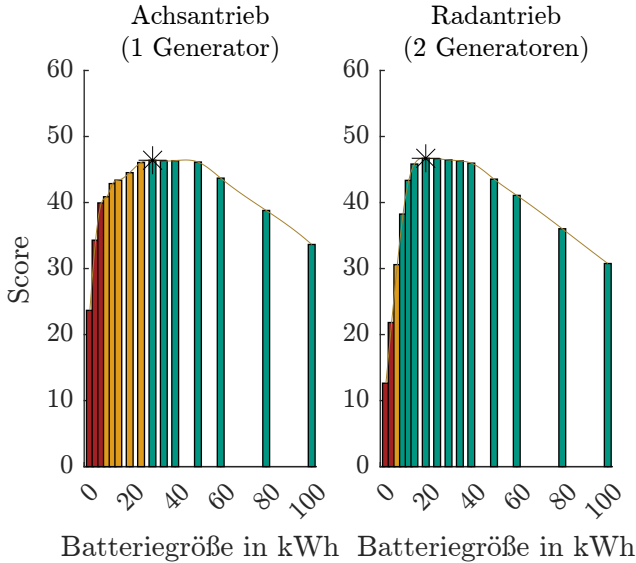


Abbildung 6.4: Score-Wert für den Fahrzyklus *Interurban* eines Generators mit  $D_i = 105$  mm (bzw.  $P_{\max} = 20,4$  kW) und einer TRU-Leistung von 14 kW, links dargestellt als Achsantrieb mit einem Generator und rechts als Radantrieb mit zwei Generatoren.

Die in Abbildung 6.4 dargestellten Ergebnisse können systematisch erweitert werden, um verschiedene Generatorvarianten sowie unterschiedliche Leistungsstufen der TRU zu analysieren. In Abbildung 6.5 sind ausschließlich Konfigurationen mit einer positiven Energiebilanz dargestellt, die durch gelbe und grüne Balken repräsentiert wurden. In der linken Spalte sind die Ergebnisse für den Achsantrieb, in der rechten Spalte diejenigen für den Radantrieb dargestellt. Jede Zeile stellt eine Leistungsklasse der TRU dar. In den einzelnen Diagrammen ist der Score-Wert über der Batteriegröße für alle Durchmesser aufgetragen. Der jeweilige Maximalwert aller Generatoren in einem Diagramm wird durch einen schwarzen Stern hervorgehoben. Neben diesem Stern sind der Score-Wert und der Durchmesser des Generators angegeben.



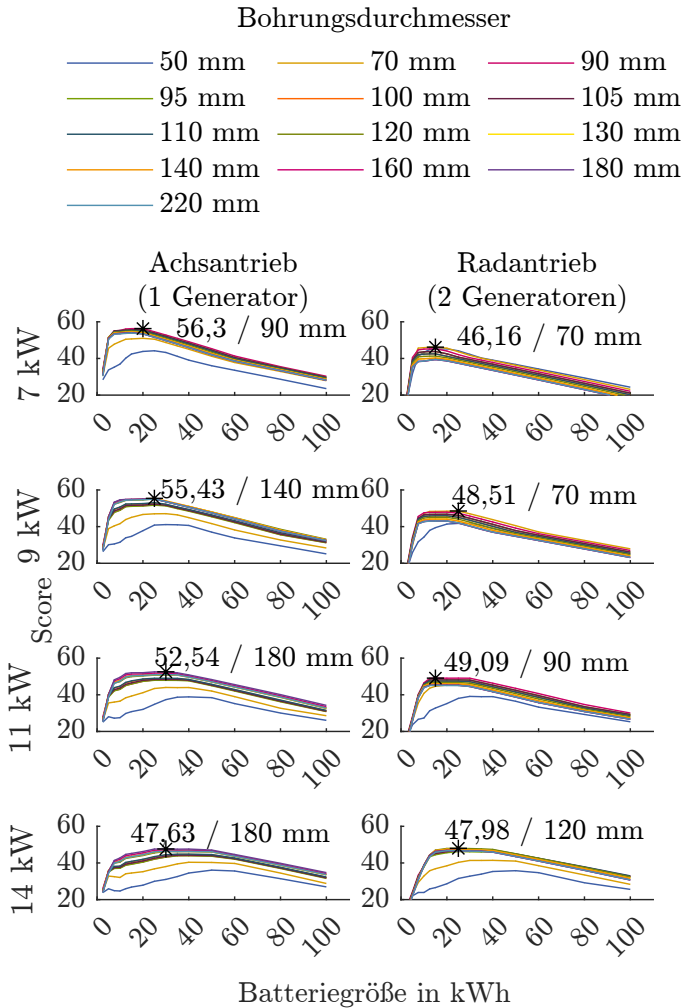


Abbildung 6.5: Darstellung der unterschiedlichen Bohrungsdurchmesser in Abhängigkeit von der Batteriekapazität, dem Score-Wert, der Antriebsart und der TRU-Leistung für den Fahrzyklus *Interurban*. Der schwarze Stern markiert das beste Ergebnis.

Aus den Ergebnissen lassen sich folgende Zusammenhänge ableiten: Mit abnehmender Generatorgröße und steigendem Energiebedarf der TRU verschieben sich die Spitzenwerte aller Generatoren zu höheren Batteriekapazitäten. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der steigende Energiebedarf in Kombination mit einer gleichzeitig geringeren Energieerzeugung größere Batterien erforderlich macht. Zudem zeigt sich, dass mit zunehmendem Energiebedarf der TRU auch der optimale Bohrungsdurchmesser zunimmt. Dies lässt sich durch die Tatsache erklären, dass zur Deckung des höheren Leistungsbedarfs größere Generatoren benötigt werden. Für den Achsantrieb zeigt sich, dass in nahezu allen Fällen die sechs größten Generatoren ähnliche Ergebnisse liefern, mit Abweichungen von lediglich 2 bis 3 Score-Punkten. Der Radantrieb zeigt ein noch homogeneres Verhalten, da nahezu alle Generatorgrößen über alle TRU-Leistungsklassen hinweg ähnliche Ergebnisse erzielen. Mit Ausnahme des Szenarios bei TRU = 14 kW, in dem der Unterschied zwischen den beiden Antriebsvarianten lediglich marginal ist, erweist sich der Achsantrieb insgesamt als überlegen, da dessen Score-Werte in allen anderen Fällen stets über denen des Radantriebs liegen.

Das beschriebene Verfahren kann auf jeden beliebigen Fahrzyklus erweitert werden, um die optimalen Kombinationen von Batteriegröße, Bohrungsdurchmesser und Antriebskonfiguration zu bestimmen. Als Beispiel zeigt Abbildung 6.6 die Ergebnisse für die drei ausgewählten Fahrzyklen *Interurban*, *Urban Delivery* und *Suburban*. Der schwarze Stern markiert das beste Ergebnis, wobei die daneben angegebene Zahl, die Art des Antriebskonzepts mit einem oder zwei Generatoren darstellt, sowie den Bohrungsdurchmesser des Generators angibt. Die erste Spalte und letzte Zeile der Darstellung kann direkt aus Abbildung 6.4 abgeleitet werden. Ein ähnliches Muster zeigt sich auch für den Fahrzyklus *Urban Delivery*. Da dieser Fahrzyklus hinsichtlich der Durchschnittsgeschwindigkeit dem *Interurban*-Fahrzyklus ähnelt (vgl. Abbildung 2.8), sind sowohl die Score-Werte als auch die ausgewählten Generatoren ähnlich. Im Gegensatz dazu liefert der Fahrzyklus *Suburban*, der eine deutlich geringere Durchschnittsgeschwindigkeit aufweist, abweichende Ergebnisse. Für alle TRU-Leistungsklassen werden signifikant größere Generatoren benötigt und der Radantrieb wird in allen Varianten bevorzugt. Dieser Wechsel lässt sich dadurch erklären, dass die geringeren Geschwindigkeiten im Fahrzyklus *Suburban* die potenzielle Rekuperationsenergie reduzieren. Um den Energiebedarf zu decken, sind daher größere oder zwei Generatoren erforderlich. Durch die höheren Kosten und den größeren Systemaufwand beim Einsatz von zwei Generatoren ergeben sich die dargestellten, niedrigen Score-Werte.

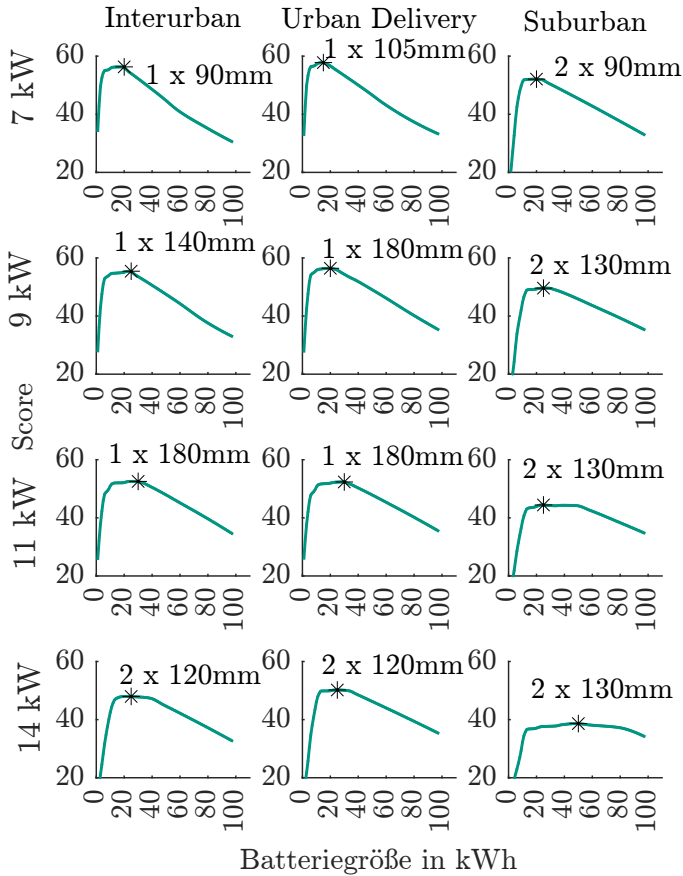


Abbildung 6.6: Optimale Kombinationen für die drei Fahrzyklen *Interurban*, *Urban Delivery* und *Suburban* über die vier TRU-Leistungsstufen. Der schwarze Stern markiert das beste Ergebnis.

Der vorherige Abschnitt veranschaulichte exemplarisch, wie die Ergebnisse innerhalb einzelner Fahrzyklen durch die Wahl der Komponenten beeinflusst werden. Eine weitere Methode zur Generierung zusätzlicher Szenarien besteht in der Kombination aller betrachteten Fahrzyklen. In der folgenden Analyse wird ein LKW mit fester TRU-Leistung und Achsantrieb betrachtet, wobei alle

Fahrzyklen untersucht werden. Die in Abbildung 6.7 dargestellten Score-Werte repräsentieren die Durchschnittswerte der Ergebnisse aus den einzelnen Fahrzyklen, Batteriegrößen und Bohrungsdurchmesser.

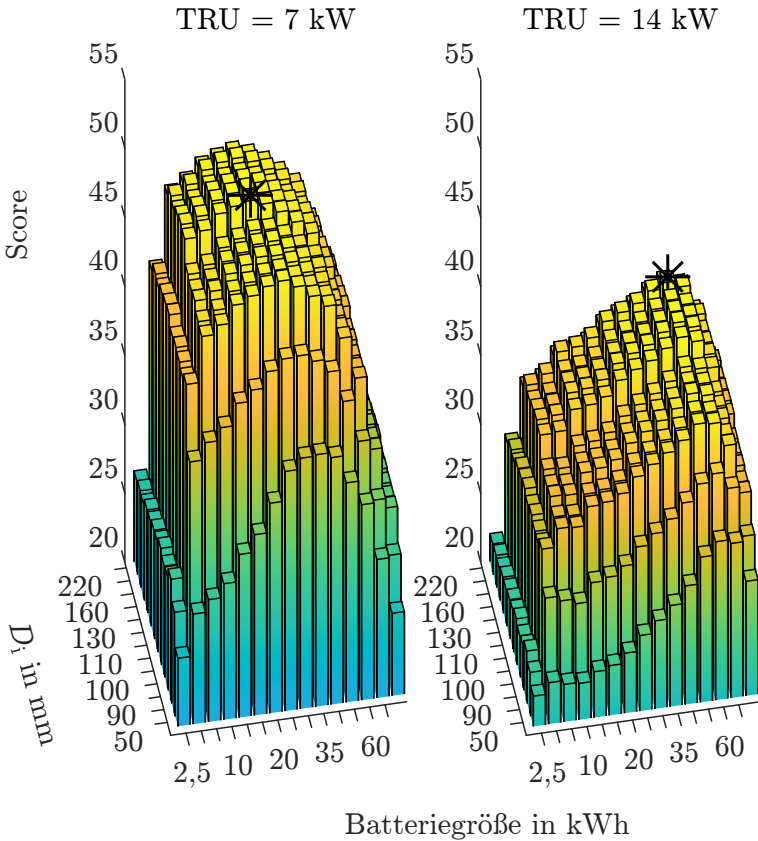


Abbildung 6.7: Darstellung des durchschnittlichen Score-Werts über alle Fahrzyklen in Abhängigkeit vom Bohrungsdurchmesser ( $D_i$ ) in mm und der Batteriegröße in kWh für TRU-Leistungsstufen von 7 kW und 14 kW unter Verwendung des Achsantriebs. Der schwarze Stern markiert das beste Ergebnis.

Dieses Vorgehen ermöglicht eine umfassende Bewertung der Generator- und Batterieoptionen, um die optimale Konfiguration zu ermitteln. Der entscheidende Einfluss der TRU-Leistung auf die Ergebnisse wird unmittelbar ersichtlich. Bei einer TRU-Leistung von 7 kW liegt das Optimum bei niedrigen bis mittleren Batteriekapazitäten und hohen Generatorleistungen. Dagegen verschiebt sich das Optimum bei einer TRU-Leistung von 14 kW zu hohen Batteriekapazitäten und mittleren bis hohen Bohrungsdurchmesser, wie in Abbildung 6.7 ersichtlich wird.

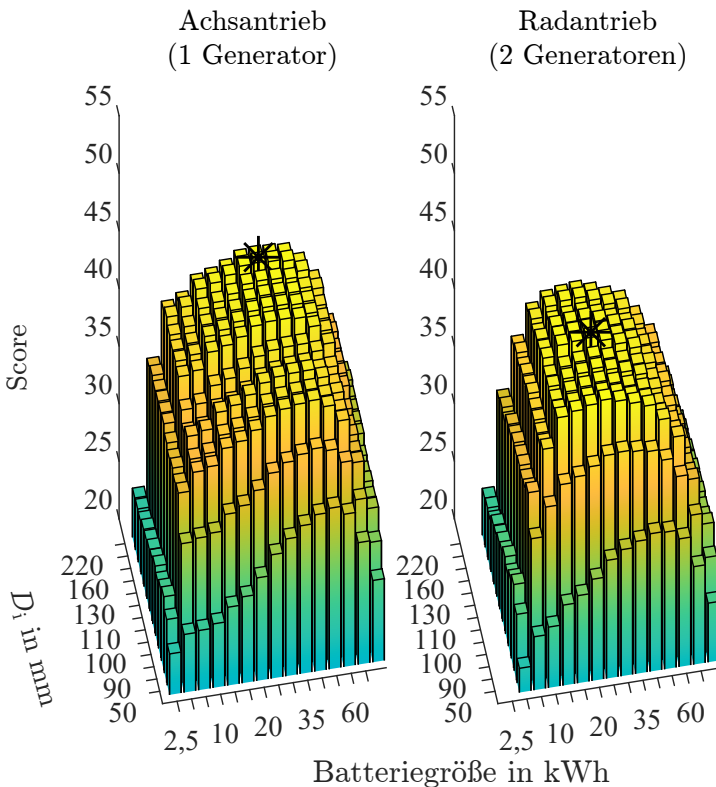


Abbildung 6.8: Beste Kombinationen über alle Fahrzyklen und TRU-Leistungstufen aufgetragen in Achs- und Radantrieb in Abhängigkeit vom Bohrungsdurchmesser und Batteriegröße.

Aufgrund des deutlich höheren Energieverbrauchs der TRU reicht die Energiekapazität mittlerer Batteriegrößen nicht aus, um genügend Energie zu speichern. Darüber hinaus zeigt sich, dass kleine Generatorgrößen in Kombination mit geringen Batteriekapazitäten keine ausreichend hohen Score-Werte erreichen.

Abschließend können die TRU-Leistungen als zusätzliche Variable in die Analyse einbezogen werden. Die Kombination aller Faktoren, getrennt nach Achs- und Radantrieb, wird in Abbildung 6.8 dargestellt. Durch die Mittelung über alle Fahrzyklen tritt eine Verflachung der Ergebnisse auf. Einzelne Spitzen, die zuvor klare Optima markierten, sind nicht mehr erkennbar, da das Optimum nun über alle Fahrzyklen hinweg gebildet wird. Wie bereits in Abbildung 6.5 beschrieben, bestätigt sich auch hier das Verhalten, dass der Achsantrieb größere Batteriespeicher erfordert, während beim Radantrieb aufgrund der höheren Generatorleistung kleinere Batteriespeicher eingesetzt werden können. Es wird zudem deutlich, dass der Achsantrieb dem Radantrieb überlegen ist und in den meisten Fällen bessere Ergebnisse erzielt.

Aus diesen Daten lässt sich eine optimale Kombination ableiten, die wichtigsten Kenndaten der gewählten Kombination sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst.

Parameter	Größe
Maximale Generatorleistung	23,29 kW
Bohrungsdurchmesser	130 mm
Batteriekapazität	30 kWh
Score-Wert	44,6

Tabelle 6.1: Zusammenfassung der wichtigsten Daten der besten Kombination aus Abbildung 6.8 mit Achsantrieb.

Da die meisten TRU mit einer Leistung von 11 kW betrieben werden, fasst Tabelle 6.2 die zentralen Ergebnisse der verschiedenen Fahrzyklen des Simulink-Modells für diese TRU-Leistung von 11 kW zusammen.

Fahrzyklus	Optimale Getriebeübersetzung	Kostenneutralität in Jahren	CO <sub>2</sub> -Neutralität in Jahren	Dieselerparnis in Litern pro Jahr	Einsparung an tCO <sub>2</sub> -Emissionen pro Jahr
Interurban	22	4,06	0,389	2412	6,4
Urban Delivery	28	4,03	0,387	2480	6,6
Construction	21	3,91	0,369	2836	7,5
Regional Delivery	16	3,92	0,368	2893	7,7
Urban	29	3,90	0,367	3107	8,2
Heavy Urban	29	4,53	0,414	2884	7,6
Municipal Utility	29	9,38	0,765	1828	4,8
Suburban	29	4,03	0,352	2912	7,7
Durchschnitt	25	4 Jahre, 8 Monate und 19 Tage	5 Monate und 3 Tage	2669 Liter	7,1tCO <sub>2</sub>

Tabelle 6.2: Ergebnisse der besten Kombination aus Abbildung 6.8 mit Achsantrieb, TRU-Leistung = 11 kW,  $P_{\max} = 22,83$  kW und Batteriekapazität = 30 kWh. Der Umrechnungsfaktor für CO<sub>2</sub>-Emissionen beträgt 2,65 kgCO<sub>2</sub> pro Liter Diesel [143, 144].

Die zweite Spalte zeigt die optimale Getriebeübersetzung für den jeweiligen Fahrzyklus. Dabei wird deutlich, dass je nach Fahrstrecke unterschiedliche Getriebeübersetzungen vorteilhaft sind. Die Spalte „Kostenneutralität“ gibt an, nach welchem Zeitraum die anfänglichen Investitionskosten amortisiert sind. Auf-

grund der höheren Anfangsinvestitionen ist das System zu Beginn nicht mit der konventionellen Lösung vergleichbar. Im Durchschnitt benötigt das System etwa 4 Jahre und 8 Monate, um die Kostenneutralität zu erreichen. Nach diesem Zeitraum ist es wirtschaftlicher als die konventionelle Lösung, da die Betriebskosten deutlich geringer ausfallen. Die vierte Spalte zeigt den Zeitraum, nach dem die CO<sub>2</sub>-Neutralität erreicht wird. Dabei wurden die CO<sub>2</sub>-Emissionen berücksichtigt, die bei der Produktion der zusätzlichen Komponenten entstehen, sowie während dem Betrieb anfallen, siehe hierzu die Berechnung in Abschnitt 5.1. Im Durchschnitt beträgt dieser Zeitraum etwa 5 Monate bei täglicher Nutzung. Die letzte Spalte gibt die potenzielle Dieselerparnis pro Jahr an. Als Referenz dient ein externer Dieselgenerator, der Energie für die Kühlung der TRU bereitstellt (siehe Unterabschnitt 2.7.1). Mit dem optimierten System lässt sich eine Einsparung von etwa 2670 l Diesel pro Jahr realisieren.

Unter Berücksichtigung der gesamten Lebensdauer eines LKW in Deutschland, die gemäß Angaben des Kraftfahrt-Bundesamtes etwa achteinhalb Jahre beträgt [145], ergeben sich die folgenden Ergebnisse: Basierend auf dem Durchschnitt aller Fahrzyklen, einer Leistung der TRU von 11 kW, einer maximalen Generatorleistung von  $P_{\max} = 22,83 \text{ kW}$  (bzw. einem Bohrungsdurchmesser von 130 mm) sowie einer Batteriekapazität von 30 kWh, können etwa 22 686 l Diesel über die Lebensdauer eingespart werden. Dies entspricht einer Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen um 60,12 tCO<sub>2</sub>. Nach Abzug der CO<sub>2</sub>-Emissionen, die durch die Herstellung der zusätzlichen Bauteile entstehen, verbleibt eine Netto-CO<sub>2</sub>-Ersparnis von 57,34 tCO<sub>2</sub>.

Die in Tabelle 6.2 dargelegten Daten repräsentieren ein Beispiel für die beste Kombination aus Tabelle 6.1, bezogen auf eine feste TRU-Leistung von 11 kW. Betrachtet man jedoch eine Mittelung über sämtliche Variablen, einschließlich aller Fahrzyklen und TRU-Leistungen, ergibt sich folgendes Ergebnis:

- Dieselerparnis über die Lebensdauer: 20 383 l
- Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen über die Lebensdauer um 54,01 tCO<sub>2</sub> (ohne Produktionsemissionen)
- Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen über die Lebensdauer um 51,26 tCO<sub>2</sub> (mit Produktionsemissionen)
- Kostenneutralität über die Lebensdauer in: 5 Jahre, 0 Monate und 24 Tage
- CO<sub>2</sub>-Neutralität über die Lebensdauer in: 5 Monate und 24 Tage



Die Ergebnisse verdeutlichen, dass eine signifikante Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen realisierbar ist und das in der Motivation der Arbeit formulierte Ziel, die Emissionen von TRUs zu verringern, erreicht werden kann. Zwar fallen die Initialkosten für das System etwas höher aus, jedoch amortisieren sich diese innerhalb eines Zeitraums von ca. 5 Jahren.

Abschließend wird die Bedeutung der Emissionen aus der Stromerzeugung für den Score-Wert detailliert analysiert. Wie bekannt, können unterschiedliche Stromerzeugungsmethoden die Bewertung des Score-Werts beeinflussen und somit die Batterieproduktion und/oder die Ladung aus dem Netz unterschiedlich gewichten. Wie in Unterabschnitt 4.2.4 erläutert, ist der Energieertrag der zentrale Aspekt bei der Bewertung des Score-Werts. Wird dieses Kriterium jedoch vernachlässigt, rückt der CO<sub>2</sub>-Ausstoß und damit die Umweltbelastung als entscheidender Faktor in den Vordergrund. Um die Auswirkungen verschiedener Emissionsfaktoren zu veranschaulichen, werden in Abbildung 6.9 zwei extreme Szenarien betrachtet. Der durchschnittliche THG-Emissionsfaktor ohne Vorketten (dabei werden nur die Emissionen berücksichtigt, die direkt bei der Verbrennung oder Nutzung des Energieträgers entstehen, z.B. die CO<sub>2</sub>-Emissionen bei der Verbrennung von Kohle in einem Kraftwerk) der Stromerzeugung in Deutschland lag im Jahr 2023 bei etwa 388 g CO<sub>2</sub>eq/kWh [140]. Die bisherigen Simulationen basieren auf diesem Wert. Erneuerbare Energien weisen in der Regel deutlich niedrigere Werte auf: Solarenergie hat einen Emissionsfaktor von 56,55 g CO<sub>2</sub>eq/kWh, während Offshore-Windenergie mit nur 9,66 g CO<sub>2</sub>eq/kWh auskommt [146]. Im folgenden Beispiel wird der Achsantrieb ausschließlich durch eine Anpassung des Emissionsfaktors der Energieerzeugung untersucht. Dabei wird ein Mittelwert von 33 g CO<sub>2</sub>eq/kWh, basierend auf einer Kombination aus Solarenergie und Offshore-Windenergie, angenommen (vgl. Tabelle 5.1). Alle übrigen Parameter bleiben identisch zu den in Abbildung 6.8 dargestellten Werten.

Abbildung 6.9 veranschaulicht die beiden Szenarien mit hohem und niedrigem Emissionsverbrauch des Stroms. Obwohl das grundlegende Verhalten des Systems weitgehend unverändert bleibt, liegt der Spitzenwert etwa 3 Score-Punkte über dem bisherigen Bestwert. Darüber hinaus hat sich der optimale Punkt zu höheren Batteriekapazitäten und etwas kleineren Generatoren verschoben. Das beste Ergebnis wird nun mit einem Generator mit einer Spitzenleistung von 22,8 kW bzw. einem Bohrungsdurchmesser von 120 mm und einer Batteriekapazität von 40 kWh erreicht. Insbesondere bei der Nutzung erneuerbarer Energien zur Stromerzeugung zeigen größere Batterien und kleinere Generatoren nun bessere Ergebnisse. Während große Batterien zuvor aufgrund ihrer hohen CO<sub>2</sub>-Produktionskosten einen negativen Einfluss auf den Score-Wert hatten, tragen sie

nun maßgeblich zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>eq-Emissionen bei. Es zeigt sich, dass durch den zukünftigen Wandel der Energieproduktion, der mit einer Senkung der CO<sub>2</sub>eq-Emissionen einhergeht, andere Systeme bessere Ergebnisse liefern. Die hier vorgestellte Methodik kann jedoch auch für diese Systeme eine geeignete Lösung bieten.

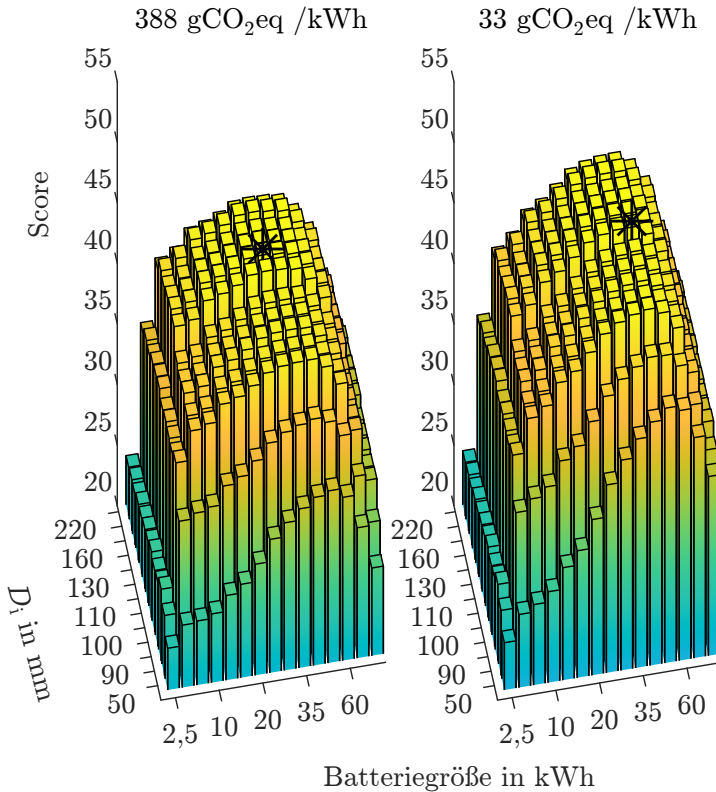


Abbildung 6.9: Durchschnittlicher Score-Wert aller Fahrzyklen in Abhängigkeit vom Durchmesser der Generatoren und der Batteriegröße bei einer TRU-Leistungsstufen von 14kW sowie den unterschiedlichen Emissionsfaktoren von 388 g CO<sub>2</sub>eq/kWh bzw. 33 g CO<sub>2</sub>eq/kWh (Durchschnitt aus 50% Photovoltaik und 50% Offshore-Windenergie).

## 6.3 Optimiertes Komponentendesign unter praxisnahen Bedingungen

In Abschnitt 6.2 wurden die optimalen Lösungen ohne Randbedingungen erarbeitet. Für eine realitätsnahe Implementierung ist es jedoch erforderlich, bestimmte Randbedingungen festzulegen, um eine anwendbare Lösung zu entwickeln. Daher werden in Unterabschnitt 6.3.1 zusätzliche Randbedingungen definiert, die die Ergebnisse praxisgerechter gestalten. Im Anschluss werden in Unterabschnitt 6.3.2 die resultierenden Ergebnisse diskutiert.

### 6.3.1 Erweiterte Randbedingungen

Für die nachfolgenden Ergebnisse müssen drei weitere Randbedingungen eingeführt werden, um die praxisnahen Gegebenheiten präziser abzubilden: geometrische Randbedingungen, Getriebe und Fertigbarkeit.

#### Geometrische Randbedingungen

Die geometrischen Randbedingungen beziehen sich auf den zur Verfügung stehenden Bauraum innerhalb der LKW-Achse. Dieser wird durch zwei grundlegende Abmessungen festgelegt: den maximalen Durchmesser (bzw. die maximale Höhe) und die maximale Länge des Achsträgers. Eine vereinfachte Darstellung dieser Parameter ist in Abbildung 6.10 dargestellt.

Durch den Achsenaufbau an einem Standard Sattelaufleger ergibt sich eine maximale Höhe des Generators, einschließlich der Kühlrippen, von 355 mm. Die maximale Gesamtlänge des Generators inkl. Kühlgehäuse und Lagerdeckel beträgt 855 mm.

#### Getriebe

Die Getriebeübersetzung wurde auf den festen Wert von  $i=28$  festgelegt. Diese Entscheidung basiert auf der Überlegung, dass theoretisch zwar beliebige Übersetzungsverhältnisse realisierbar wären, jedoch aus wirtschaftlicher Sicht ein Standardgetriebe mit  $i=28$  die sinnvollere Wahl darstellt. Die Getriebeübersetzung gewährleistet eine ausreichend große Übersetzung im Vergleich zum Durchschnittswert in Tabelle 6.2, wodurch eine kostenintensive Sonderanfertigung vermieden und die Gesamtkosten reduziert werden können.

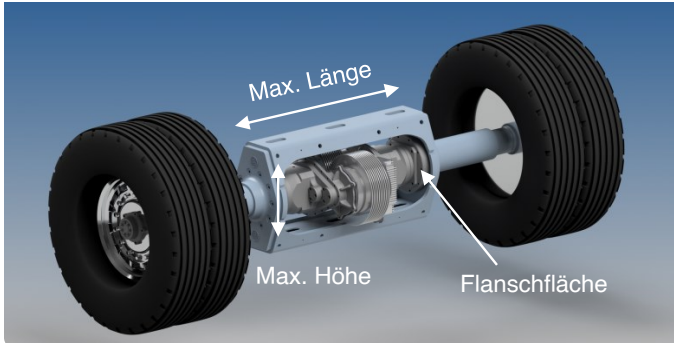


Abbildung 6.10: Vereinfachte Achsendarstellung mit zwei exemplarischen Generatoren unter Berücksichtigung der geometrischen Randbedingungen: maximale Länge, maximale Höhe und Flanschfläche.

## Fertigbarkeit

Voruntersuchungen zeigten, dass einige der gewählten Generatorparameter zwar die besten Ergebnisse liefern, jedoch bei einer manuellen Fertigung nicht realisierbar sind. Ein Beispiel hierfür ist der gewählte Spulendrahtdurchmesser, dessen Einfluss in Abbildung 6.3 veranschaulicht wird. Dieser musste auf einen Durchmesser von  $d_i = 0,8\text{ mm}$  reduziert werden, um diesen von Hand zu wickeln, was zu einer Erhöhung der Spulenwindungszahl  $w_{sp}$  auf 11 führte und die Anzahl der Litzenleiter  $\chi$  auf 10 anstieg. Darüber hinaus wurde der Bohrungsdurchmesser des Generators auf 120 mm verringert, zur besseren Handhabung beim Zusammenbau. Die Auswirkungen auf den Score-Wert zeigt sich im folgenden Kapitel.

### 6.3.2 Ergebnisse praxisnahe Bedingungen

Auf Basis der in Unterabschnitt 6.3.1 beschriebenen Randbedingungen wurden die Ergebnisse in Tabelle 6.3 und Tabelle 6.4 erneut dargestellt. Ein Vergleich zwischen Tabelle 6.1 und Tabelle 6.3 zeigt, dass der Score-Wert lediglich geringfügig von 44,6 auf 44,1 gesunken ist. Beim Vergleich von Tabelle 6.2 und Tabelle 6.4 wird eine Verlängerung der Kostenneutralität um etwa vier Monate

und der CO<sub>2</sub>-Neutralität um knapp einen Monat festgestellt. Die jährliche Die-seleinsparung reduziert sich ebenfalls minimal um etwa 70 l.

Parameter	Größe
Generatorleistung	23,1 kW
Bohrungsdurchmesser	120 mm
Batteriekapazität	30 kWh
Getriebeübersetzung $i$	28
Score-Wert	44,10

Tabelle 6.3: Die zentralen Parameter der optimalen Kombination gemäß den Randbedin-gungen in Unterabschnitt 6.3.1 für einen Achsantrieb.

Trotz dieser geringfügigen Verschlechterungen bietet der Einsatz eines Stan-dardgetriebes signifikante Vorteile in der Fertigung und Produktion, die die beschriebenen Effekte kompensieren und damit eine wirtschaftlich sinnvollere Option darstellen.

Wird das ganze wieder über alle Fahrzyklen und TRU- Leistungen gemittelt, ergebene sich folgenden Daten:

- Dieselersparnis über die Lebensdauer: 19 920 l
- Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen um 52,79 tCO<sub>2</sub> (ohne Produktionsemissio-nen)
- Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen um 50,55 tCO<sub>2</sub> (mit Produktionsemissio-nen)
- Kostenneutralität über die Lebensdauer in: 5 Jahre, 4 Monate und 24 Tage
- CO<sub>2</sub>-Neutralität über die Lebensdauer in: 5 Monate und 16 Tage

Trotz der leicht angepassten Randbedingungen bestätigen auch diese Ergebnisse, dass eine signifikante Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen realisierbar ist und das in der Motivation der Arbeit formulierte Ziel, die Emissionen von TRUs zu verrin-gern, weiterhin erreicht werden kann.

Fahrzyklus	Kosten- neutrali- tät in Jahren	CO <sub>2</sub> - Neutralität in Jahren	Dieseler- sparnis in Litern pro Jahr	Einsparung an tCO <sub>2</sub> - Emissionen pro Jahr
Interurban	4,25	0,403	2406	6,4
Urban Delivery	4,06	0,389	2479	6,6
Construction	4,23	0,393	2823	7,5
Regional Delivery	5,89	0,504	2348	6,2
Urban	3,91	0,367	3106	8,2
Heavy Urban	4,50	0,412	2896	7,7
Municipal Utility	9,46	0,770	1822	4,8
Suburban	4,09	0,355	2887	7,7
Durchschnitt	5 Jahre, 0 Monate und 18 Tage	5 Monate und 12 Tage	2596 Liter	6,9tCO <sub>2</sub>

Tabelle 6.4: Ergebnisse der optimalen Kombination unter den Randbedingungen aus Unterabschnitt 6.3.1: Achsantrieb, feste Getriebeübersetzung von  $i = 28$ , TRU-Leistung von 11 kW,  $P_{\max} = 23,1$  kW und einer Batteriekapazität von 30 kWh. Der Umrechnungsfaktor für CO<sub>2</sub>-Emissionen beträgt 2,65 kgCO<sub>2</sub> pro Liter Diesel [143, 144].

## 6.4 Mechanische Analyse des Generators

Die methodischen Grundlagen zur Analyse der strukturellen Integrität des Generators wurden bereits in Abschnitt 3.1 erläutert. Abbildung 6.11 zeigt den Verlauf der maximalen *von-Mises*-Spannung im Rotor bei einer Drehzahl von  $14\,000\text{ min}^{-1}$ . Die maximale Spannung beträgt etwa 365 MPa und bleibt somit unterhalb der Streckgrenze des verwendeten Materials, die bei 460 MPa liegt (siehe Abbildung A.2).

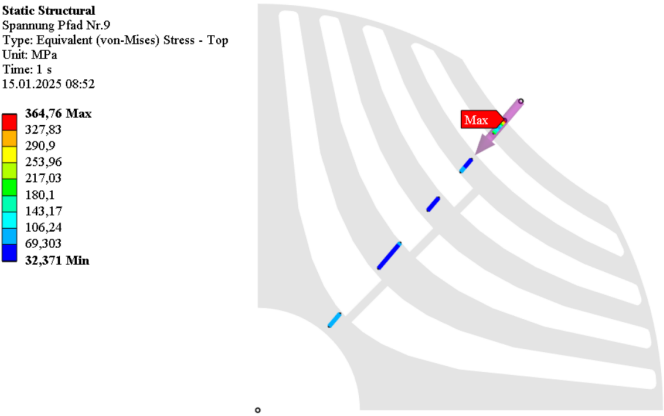


Abbildung 6.11: Mechanische *von-Mises* Spannungen des Rotors bei  $14\,000\,\text{min}^{-1}$ .

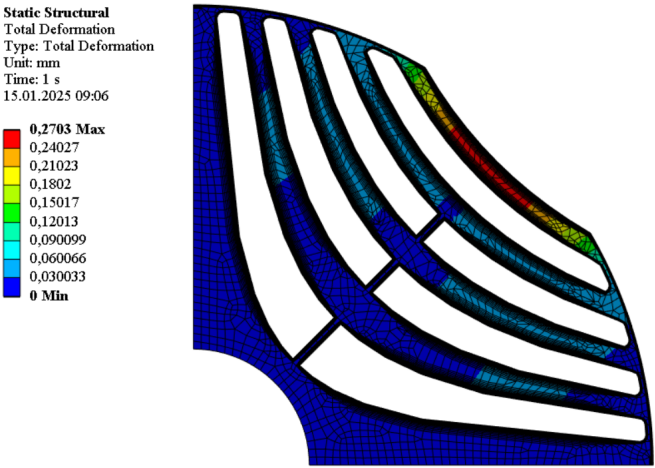


Abbildung 6.12: Elastische Verformung des Rotors bei  $14\,000\,\text{min}^{-1}$ .

Die maximale elastische Verformung des Rotors, dargestellt in Abbildung 6.12, erscheint auf den ersten Blick mit 0,27 mm bei einem Luftspalt von 0,5 mm vergleichsweise hoch. Da sich diese Verformung jedoch innerhalb der Einkerbung des Rotors manifestiert, ist der effektive Luftspalt an dieser Stelle signifikant größer. Dies deutet darauf hin, dass die Maschine auch bei einer Drehzahl von  $14\,000\text{ min}^{-1}$  mechanisch stabil bleibt.



# Kapitel 7

## Validierung am Prüfstand

Zur Validierung der in den vorangegangenen Kapiteln präsentierten Ergebnisse wird in diesem Kapitel die optimierte Maschine am Prüfstand untersucht. In Abschnitt 7.1 wird zunächst der Prototyp der Maschine sowie dessen Aufbau detailliert beschrieben. Anschließend wird in Abschnitt 7.2 der Prüfstand erläutert, wobei besonderes Augenmerk auf die eingesetzten Messgeräte gelegt wird. In Abschnitt 7.3 erfolgt eine erste Betriebspunktvermessung am Eckpunkt der Maschine, um die Plausibilität der Messergebnisse zu gewährleisten. Darauf aufbauend wird in Abschnitt 7.4 das gesamte Kennfeld der Maschine vermessen. Abschließend werden in Abschnitt 7.5 die Ergebnisse der thermischen Fahrzyklusberechnung präsentiert.

### 7.1 Aufbau des Prototypen

Die wichtigsten Kenndaten der optimierten, luftgekühlten Maschine sind in Tabelle 7.1 dargelegt. Der Stator mit den Wicklungen und der Rotor mit den Flussbarrieren sind in Abbildung 7.1 dargestellt.

Das verwendete Elektroblech ist vom Typ NO27. Die zentralen elektromagnetischen und mechanischen Eigenschaften sind in Tabelle 7.2 zusammengefasst. Das vollständige Datenblatt ist in Abschnitt A.2 aufgelistet.

Wie bereits in Abschnitt 6.1 dargelegt, ist die Charakterisierung und präzise Bestimmung der Verluste des verwendeten Elektroblechs von zentraler Bedeutung. Die experimentelle Vermessung des Elektroblechs am ETI zeigte, dass die ursprünglich erwartete Maschinenleistung von 23,1 kW sowie das prognostizierte Drehmoment von 49,9 Nm nicht erreicht wurden. Stattdessen wurde eine ma-

Größe	Parameter	Wert
Anzahl an Nuten		24
Polpaarzahl	$p$	2
Aktive Länge	$l_{fe}$	80 mm
Bohrungsdurchmesser Maschine	$D_i$	120 mm
Luftspalt	$\delta$	0,5 mm
Spulenwindungszahl (Einschichtwicklung)	$w_{sp}$	11
Anzahl an Litzenleiter	$\chi$	10
Anzahl an Leiter in der Nut	$z_n$	110
Anzahl paralleler Gruppen	$a$	1
Drahtdurchmesser Innendurchmesser	$d_i$	0,8 mm
Zwischenkreisspannung vom Umrichter	$U_{zww}$	400 V
Zwischenkreisstrom von Umrichter	$I_{zww}$	80 A
Anzahl an Kühlrippen	-	11
Breite der Kühlrippen	-	5 mm
Außendurchmesser der Rippen	-	330 mm

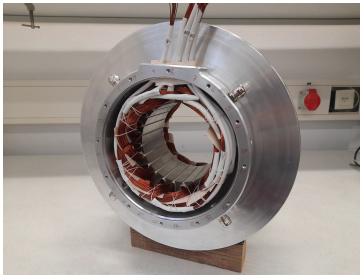
Tabelle 7.1: Kenndaten der optimierten, luftgekühlten Maschine

ximale Leistung von lediglich 22,5 kW und ein maximales Drehmoment von 45,2 Nm bei  $n_{eck} = 4400 \text{ min}^{-1}$  erzielt. Das resultierende Kennfeld ist in Abbildung 7.2 dargestellt.

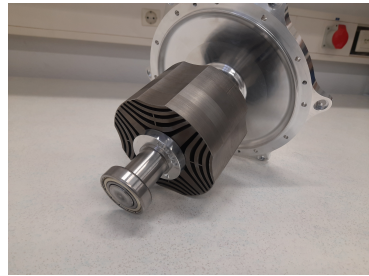
Das zugehörige Wirkungsgradkennfeld aus der FEM in der Drehzahl-Drehmoment-Ebene ist in Abbildung 7.3 dargestellt. Wie in Unterunterabschnitt 2.6.1 beschrieben, wurde es mit dem MTPL-Verfahren berechnet. Es ist gut erkennbar, dass der größte Teil des Kennfeldes mit einem Wirkungsgrad von 95% abgedeckt ist.

## 7.2 Aufbau des Prüfstands

Der Prüfstands Aufbau stellt eine modifizierte Variante einer am Institut entwickelten Eigenlösung dar, die bereits in [147] vorgestellt wurde. Eine Beschreibung des Aufbaus erfolgt im folgenden Kapitel. Der Prüfstand ist als sogenannter *Back-to-Back*-Prüfstand konzipiert. Eine schematische Darstellung ist in Abbildung 7.4 gegeben, während der tatsächliche Prüfstands Aufbau in Abbildung 7.6 abgebildet ist. Der Prüfstand setzt sich aus der Lastmaschine (LAM) und der



(a) Statorwicklung und Gehäuse der DUT.



(b) Rotor mit Rotoblech, Lager und Lagerdeckel der DUT.

Abbildung 7.1: Physikalischer Gesamtaufbau des Generators, bestehend aus Stator Abbildung 7.1 (a) und Rotor Abbildung 7.1 (b).

Größe	Wert
Nenndicke	0,27 mm
Max. Ummagnetisierungsverlust bei $\frac{1\text{ T}}{700\text{ Hz}}$	$37\text{ W kg}^{-1}$
Streckgrenze $R_{p0,2}$	460 MPa
Zugfestigkeit	565 MPa
Elektrische Leitfähigkeit	$2,96 \cdot 10^6\text{ S/m}$

Tabelle 7.2: Werkstoffeigenschaften des verwendeten Elektroblechs NO27.

Device Under Test (DUT) zusammen, die über eine Drehmomentmesswelle gekoppelt sind. Die Maschinen werden jeweils von einem eigenen Stromrichter betrieben. Diese Stromrichter werden ihrerseits durch ein zentrales Netzteil gespeist. Bei der DUT handelt es sich um die in Abschnitt 7.1 beschriebene optimierte Maschine.

Bei der LAM handelt es sich um eine am Institut entwickelte und zur Verfügung stehende synRM, die mit einer Wasserkühlung ausgelegt wurde, deren wichtigste Kenndaten in Tabelle 7.3 aufgeführt sind.

Um das Drehmoment zu messen, ist zwischen der LAM und der DUT eine Drehmomentmesswelle der Firma Kistler geschaltet. Es handelt sich hierbei um das Modell 4503B. Zur Erfassung der Drehzahl ist die Drehmomentmesswelle

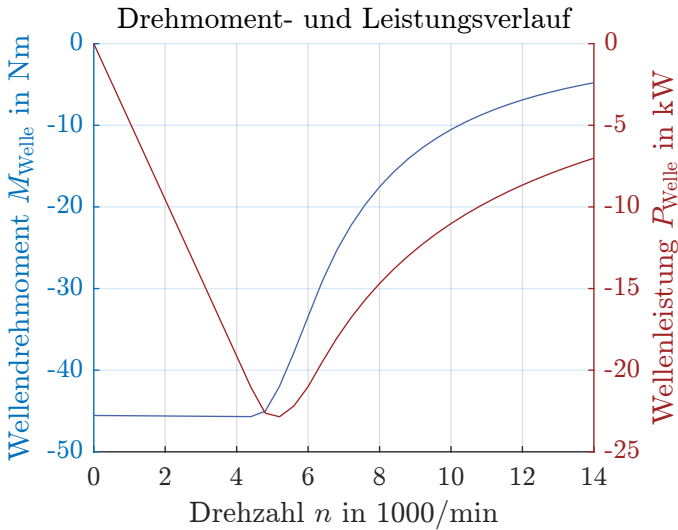


Abbildung 7.2: Drehmoment- und Leistungsverlauf der optimierten, luftgekühlten Maschine.

mit einem Magnetgeber ausgestattet, der das Verhalten eines Inkrementalgebers nachbildet und Drehzahl- sowie Drehwinkelimpulse mit einer Auflösung von 1024 Pulsen pro Umdrehung erfasst. Die wichtigsten Kenndaten sind in Tabelle 7.4 angegeben. Verbunden sind die Ausgangswellen der Motoren und die Drehmomentmesswelle über zwei Metallbalgkupplungen. Dabei handelt es sich um die Kupplung *BKH 60 83* der Firma *R+W Antriebselemente GmbH*, die für Drehzahlen von bis zu  $30\,000\text{ min}^{-1}$  und ein maximales Drehmoment von 60 Nm ausgelegt ist.

Für den Betrieb der beiden Maschinen und die Durchführung der Messungen werden ein Umrichterschrank sowie ein Signalverarbeitungssystem benötigt. Zum Einsatz kommt hierbei ein intern entwickeltes System-On-Chip (SOC)-Signalverarbeitungssystem, das bereits in [148] ausführlich beschrieben wurde. Das Design des Umrichterschanks basiert auf einer Plattform für die Forschung an Netzumrichtern, die in [149] vorgestellt wurde. Diese wurde jedoch an die spezifischen Anforderungen eines Prüfstands für elektrische Maschinen angepasst. Der Netzanschluss erfolgt derzeit über ein Netzteil der Firma *EA Elektro-Automatik GmbH*. Das Netzteil speist einen gemeinsamen DC-Zwischenkreis,

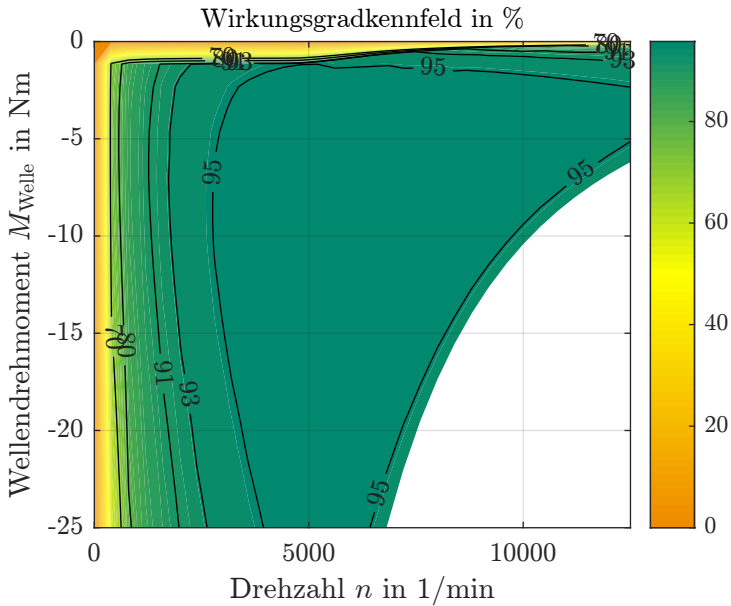


Abbildung 7.3: Wirkungsgradkennfeld der optimierten, luftgekühlten Maschine.

der mit dem Umrichter der LAM verbunden ist. Im Rahmen des modularen Systemansatzes bestehen alle leistungselektronischen Module aus identischen B6-Brücken-Umrichtern. Diese sind in der Lage, Phasenströme von bis zu  $I_{\text{rms}} = 78 \text{ A}$ , eine Zwischenkreisspannung von  $800 \text{ V}$  sowie Schaltfrequenzen von bis zu  $100 \text{ kHz}$  bereitzustellen. Die Wirkungsgradmessungen werden mit dem Leistungsmessgerät *DEWETRON DEWE3-PA8-RM* in Kombination mit kalibrierten Stromwandlern des Typs *Signaltec CT 100* durchgeführt. Die Stromwandler weisen einen Messfehler von  $\pm 0,002 \%$  auf, während die Frequenz einen Einfluss von  $0,01 \%$   $\text{kHz}^{-1}$  auf das Messergebnis hat. Das Leistungsmessgerät ist mit dem Basismodul *TRION3-1810M-Power* ausgestattet, das eine Abtastrate von  $10 \text{ MS/s}$  bei einer Auflösung von 18-Bit aufweist. Die Grundwelle wird in einem Frequenzbereich von  $0,5 \text{ Hz}$  bis  $1 \text{ kHz}$  gemessen, wobei eine Messgenauigkeit von bis zu  $\pm 0,03 \%$  erreicht werden kann. Oberwellen, die bei höheren Frequenzen erfasst werden, weisen entsprechend größere Messabweichungen auf. Detaillierte Angaben hierzu sind in Abschnitt A.4 aufgeführt. Zusätzlich ist auf

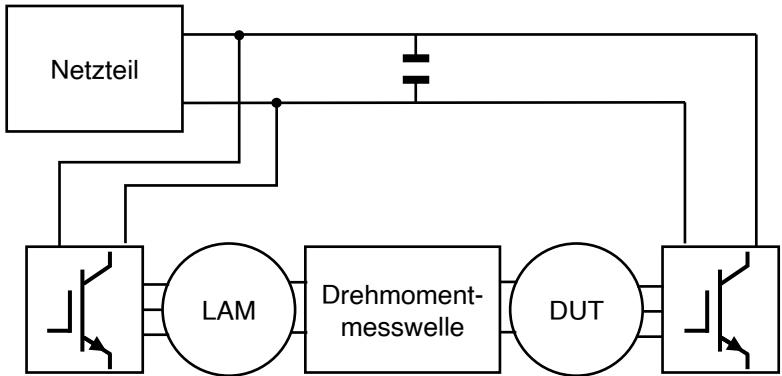


Abbildung 7.4: Schematischer Aufbau des *Back-to-Back*-Prüfstands.

Größe	Parameter	Wert
Maximales Drehmoment	$M_{\max}$	43,3 Nm
Maximale Drehzahl	$n_{\max}$	$14\,000\text{ min}^{-1}$
Eckdrehzahl	$n_{\text{eck}}$	$4000\text{ min}^{-1}$
Maximale Leistung	$P_{\max}$	17,35 kW

Tabelle 7.3: Kenndaten der wassergekühlten LAM.

der Erweiterungskarte das Submodul *TRION-POWER-SUB-CUR-02A-1B* integriert, das im Frequenzbereich von 0,5 Hz bis 10 kHz eine Messgenauigkeit von  $\pm 0,03\%$  gewährleistet. Das Signalverarbeitungssystem steuert den Messprozess und aktiviert die Datenerfassung des Leistungsmessgerät. Dadurch wird sichergestellt, dass Messdaten ausschließlich während relevanter Zeitintervalle aufgezeichnet werden. Diese Vorgehensweise ermöglicht trotz einer hohen Abtastrate von 10 MS/s pro Kanal eine moderate Dateigröße. Das eingesetzte Signalverarbeitungssystem wurde bereits in [148] detailliert beschrieben. Dieser Abschnitt legt daher den Fokus auf die Softwarearchitektur und die Datenverarbeitung im Kontext der verteilten Sensoren und Aktoren. Jede Umrichterplatine ist mit einer Steuerplatine ausgestattet, die über ein Field Programmable Gate Array (FPGA) verfügt und über Lichtwellenleiter mit dem SOC kommuniziert.

Größe	Parameter	Wert
Maximales Drehmoment	$M_{\max}$	100 Nm
Maximale Drehzahl	$n_{\max}$	50 000 min <sup>-1</sup>
Genauigkeitsklasse je nach Drehzahl	-	0,05
Drehzahl- sowie Drehwinkelimpulse	-	1024

Tabelle 7.4: Kenndaten der am Prüfstand verbauten Drehmomentmesswelle Kistler 4503B, siehe [D4].

Die Steuerplatinen übernehmen eigenständig die Analog-Digital-Wandlung der Sensordaten.

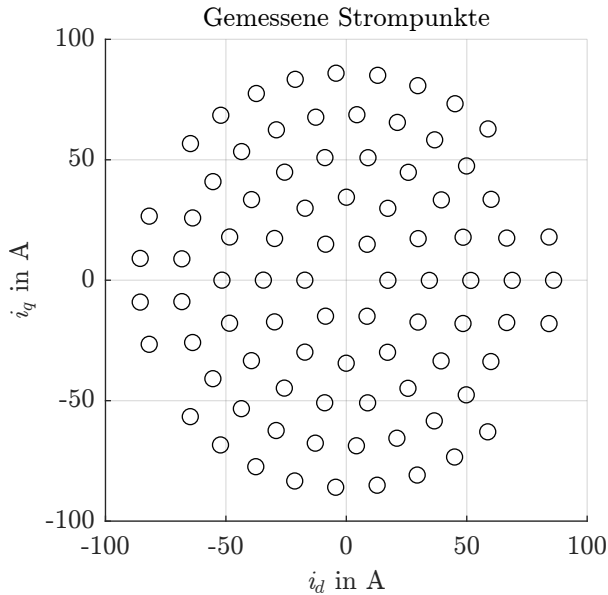


Abbildung 7.5: Die Betriebspunkte der Messreihe bei 4400 min<sup>-1</sup> sind in der  $I_d$ - $I_q$ -Ebene dargestellt.

Die zentrale Steuerung erfolgt über das SOC-System, während auf dem FPGA die Modulation sowie die Überwachung von Fehlzuständen, wie Überstrom,

Übertemperatur oder einer fehlerhaften NV-Versorgung, realisiert wird. Der Schrankaufbau ist in Abbildung 7.7 dargestellt.

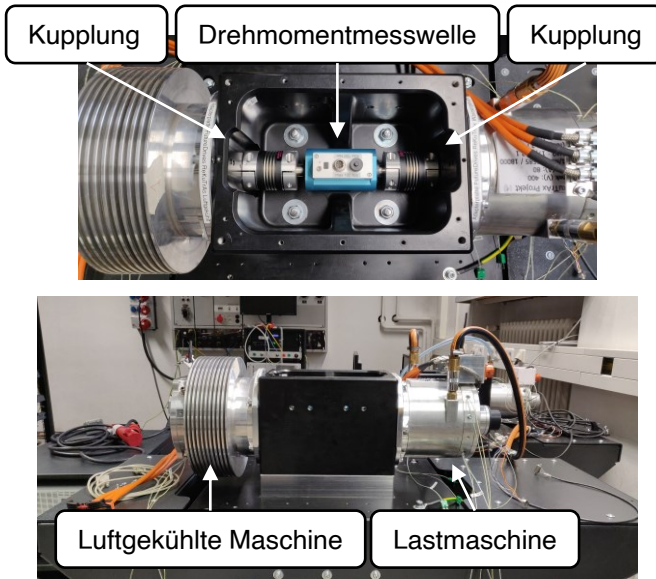


Abbildung 7.6: Prüfstands Aufbau: Unten – untersuchte Maschine (links) und Lastmaschine (rechts). Oben – Verbindung der Maschinen mittels Drehmomentmesswelle (Kistler 4503B) und Balgkupplungen.

## 7.3 Vermessung des Eckpunkts

Zur Validierung der Simulation wird zunächst eine einzelne Drehzahl analysiert, um die Genauigkeit der Stromwerte und damit die korrekte Bestimmung der Flussverketung und Drehmomente zu überprüfen. Hierfür wurde der Eckpunkt der Maschine ausgewählt, welcher bei  $4400 \text{ min}^{-1}$  liegt. Die kreisförmig verteilten Sollwerte wurden in der  $dq$ -Stromebene über alle vier Quadranten erfasst und sind in Abbildung 7.5 dargestellt. Es zeigt sich, dass der äußerste Stromkreis nicht vollständig abgedeckt werden konnte. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei bestimmten Stromwerten Drehmomente auftreten, die die Belastungsgrenze



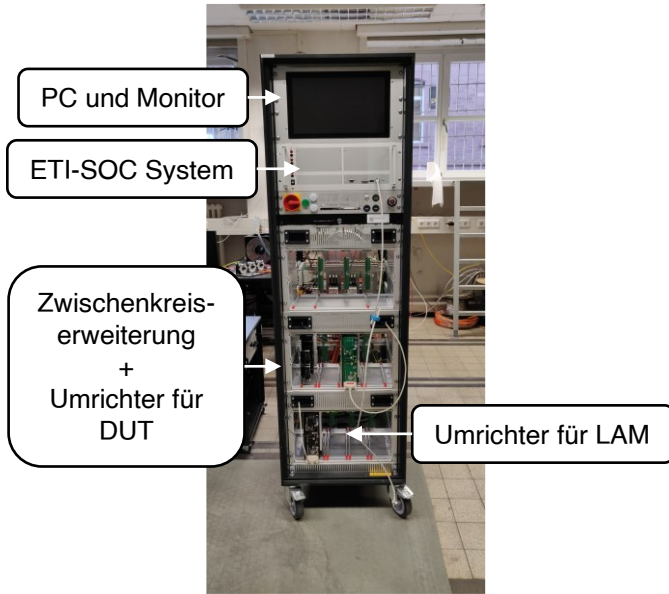


Abbildung 7.7: Aufbau des Umrichterschrankes mit eigenem SOC und Umrichter des ETI mit einer maximalen Leistung von 60 kW bei einer Taktfrequenz von 50 kHz.

der LAM überschreiten und daher nicht realisiert werden können. Infolgedessen ist eine vollständige Vermessung des gesamten Kennfelds nicht möglich. Diese Einschränkung resultiert aus dem Fehlen alternativer Optionen zum Zeitpunkt der Auswahl der LAM.

Die Flussverkettung kann unter Verwendung der Gleichung 7.1 und Gleichung 7.2 sowie der gemessenen Spannungen und Ströme berechnet werden, die zuvor in das  $dq$ -System transformiert wurden. Der theoretisch temperaturabhängige Phasenwiderstand wurde mit dem festen Wert  $R_{\text{phase}} = 0,07 \, \Omega$  bestimmt.

$$\Psi_d = \frac{(U_q - I_q \cdot R)}{2 \cdot \pi \cdot p \cdot n} \quad (7.1)$$

$$\Psi_q = \frac{(U_d - I_d \cdot R)}{2 \cdot \pi \cdot p \cdot n} \quad (7.2)$$

In Abbildung 7.8 (b) ist die aus den Strompunkten resultierende Flussverkettung  $\Psi_d$  in Abhängigkeit von  $I_d$  und  $I_q$  dargestellt. Über das gesamte Kennfeld hinweg zeigt sich eine hohe Übereinstimmung zwischen den am Prüfstand ermittelten Flussverkettungen (schwarze Punkte) und den FEM-Simulationsergebnissen, die als dreidimensionale Gitterstruktur visualisiert sind. Der Differenzplot in Abbildung 7.8 (a) veranschaulicht diese Abweichungen quantitativ.

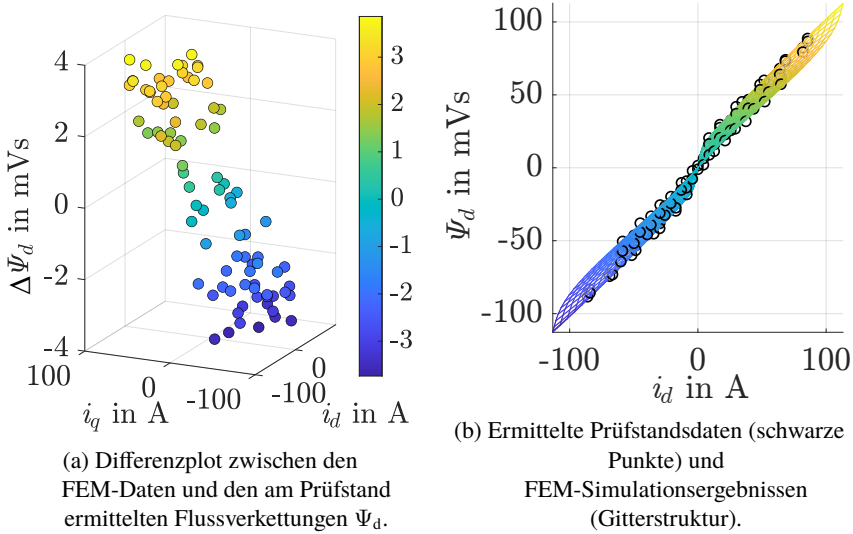


Abbildung 7.8: Darstellung der Flussverkettung  $\Psi_d$  als Differenzplot in Abbildung 7.8 (a) und als Gegenüberstellung der am Prüfstand ermittelten und simulierten FEM-Werte in Abbildung 7.8 (b).

In Abbildung 7.9 sind die entsprechenden Ergebnisse für die Flussverkettung  $\Psi_q$  in Abhängigkeit von  $I_d$  und  $I_q$  dargestellt. Auch hier zeigen sich sehr gute Übereinstimmungen zwischen den Strommesspunkten und den FEM-Ergebnissen. Der Differenzplot in Abbildung 7.9(a) verdeutlicht diese Übereinstimmung ebenfalls. Abschließend werden die aus den Flussverkettungen berechneten Drehmomente sowie die über die Drehmomentmesswelle am Prüfstand gemessenen Drehmomente in Abbildung 7.10 dargestellt. Da die Flussverkettungen bereits eine gute Übereinstimmung zwischen den aus den Messungen ermittel-

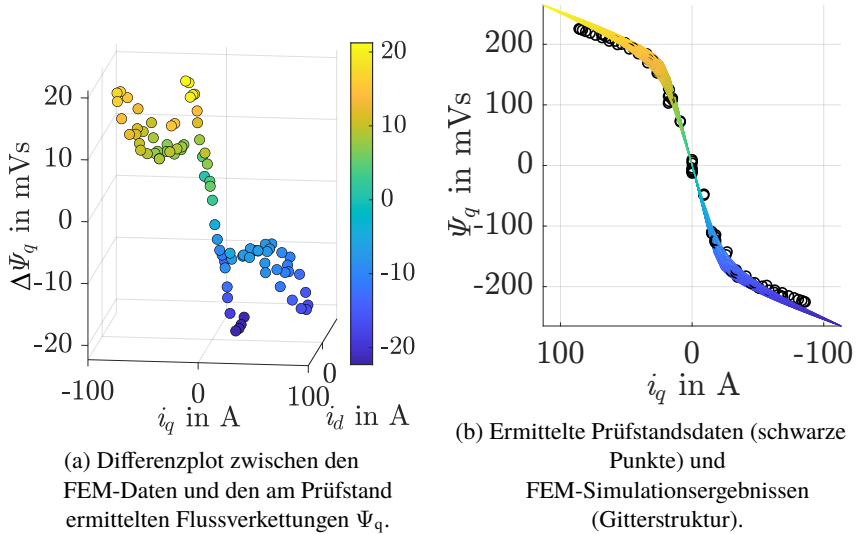
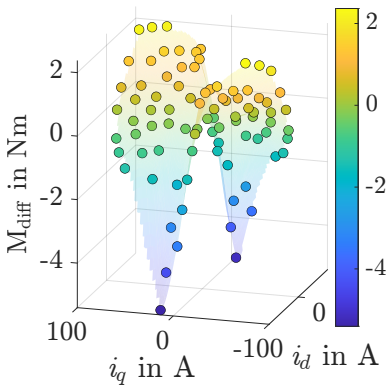
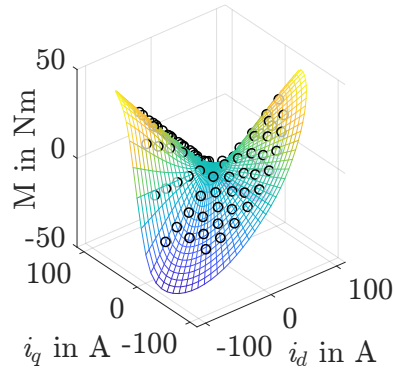


Abbildung 7.9: Darstellung der Flussverkettung  $\Psi_q$  als Differenzplot in Abbildung 7.9 (a) und als Gegenüberstellung der am Prüfstand ermittelten und simulierten FEM-Werte in Abbildung 7.9 (b).

ten und den aus der FEM berechneten Werten zeigten, wird ersichtlich, dass auch die Drehmomente eine hohe Übereinstimmung aufweisen.



(a) Differenzplot zwischen den FEM-Daten und den am Prüfstand ermittelten Drehmomenten.



(b) Ermittelte Prüfstandsdaten (schwarze Punkte) und FEM-Simulationsergebnissen (Gitterstruktur).

Abbildung 7.10: Darstellung des Drehmoments  $M$  als Differenzplot in Abbildung 7.10 (a) und als Gegenüberstellung der am Prüfstand ermittelten und simulierten FEM-Werte in Abbildung 7.10 (b).

## 7.4 Vermessung des gesamten Kennfeldes

Für die Berechnung der Strom-Sollwerten können verschiedene Verfahren eingesetzt werden, wobei die bekanntesten das klassische MTPA- und das MTPL-Verfahren sind. Das MTPA-Verfahren zielt darauf ab, das Drehmoment eines Motors für einen gegebenen Strom zu maximieren und so die Energieeffizienz zu steigern. Dies wird durch die Optimierung des Stromvektors erreicht, wodurch die ohmschen Verluste minimiert werden, während das gewünschte Drehmoment aufrechterhalten bleibt. Das MTPL-Verfahren verfolgt eine erweiterte Optimierungsstrategie, die neben der Maximierung des Drehmoments auch die Minimierung der gesamten Energieverluste umfasst, einschließlich Kupfer- und Eisenverluste. Ein wesentlicher Nachteil beider Verfahren ist jedoch die Vernachlässigung der Umrichter- und Pulsweitenmodulation (PWM)-Verluste, die im realen Betrieb am Prüfstand auftreten und in der FEM-Simulation nicht berücksichtigt werden. Daher wird in dieser Arbeit das True-MTPL-Verfahren verwendet [150]. Das True-MTPL-Verfahren bestimmt die optimalen Stromsoll-

werte unter Berücksichtigung sämtlicher am Prüfstand existierender Verluste, sodass eine maximale Effizienz erreicht wird. Dadurch erfolgt eine ganzheitliche Optimierung des Gesamtsystems anstelle einer reinen Motoroptimierung. Das Verfahren erfolgt in zwei Schritten. Im ersten Schritt wird die Maschine, wie in Abschnitt 7.3 beschrieben, nach dem MTPL-Verfahren vermessen. Die Strompunkte werden zufällig und gleichmäßig im dritten Quadranten verteilt, um eine statistisch repräsentative Stichprobe zu gewährleisten. Zur vollständigen Erfassung des Wirkungsgradkennfelds erfolgt die Ansteuerung und Vermessung der Strompunkte für zehn verschiedene Drehzahlen im Bereich von  $0 \text{ min}^{-1}$  bis  $14\,000 \text{ min}^{-1}$ . Während der Messungen zeigte sich jedoch, dass eine gleichmäßige Verteilung der Drehzahlschritte nicht zielführend ist, da insbesondere der Eckpunkt unzureichend abgebildet wurde. Daher wurden die folgenden Drehzahlen gewählt:  $500 \text{ min}^{-1}$ ,  $1000 \text{ min}^{-1}$ ,  $2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $3500 \text{ min}^{-1}$ ,  $4400 \text{ min}^{-1}$ ,  $4700 \text{ min}^{-1}$ ,  $5000 \text{ min}^{-1}$ ,  $7000 \text{ min}^{-1}$ ,  $9000 \text{ min}^{-1}$ ,  $11\,000 \text{ min}^{-1}$  und  $12\,500 \text{ min}^{-1}$ .

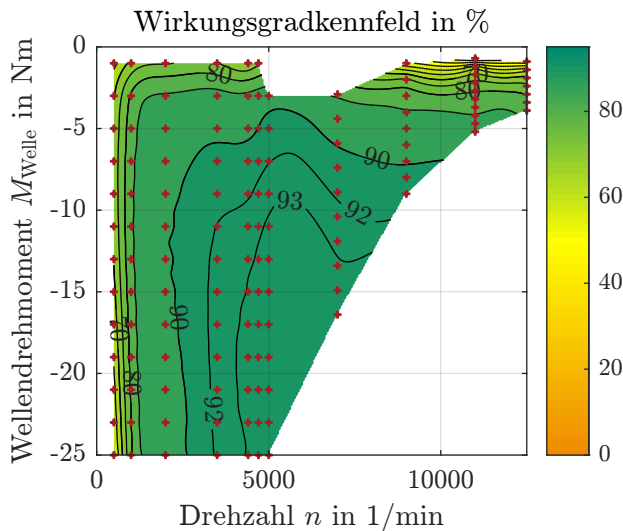


Abbildung 7.11: Wirkungsgradkennfeld basierend auf den am Prüfstand erhobenen Messdaten. Die experimentellen Messpunkte sind durch rote \* gekennzeichnet.

Das resultierende Wirkungsgradkennfeld ist in Abbildung 7.11 dargestellt. Zusätzlich sind in Abschnitt A.7 sowohl die gemessene Maximalkennlinie der LAM als auch die aus der FEM abgeleitete Maximalkennlinie der DUT angegeben. Ein Vergleich des erfassten Bereichs mit den Ergebnissen der FEM in Abbildung 7.3 zeigt eine minimale Abweichung von ca. 2% bis 3%. Dies war zu erwarten, da ein Teil der am Prüfstand auftretenden Verluste in der FEM nicht berücksichtigt werden, wodurch dort tendenziell bessere Ergebnisse erzielt werden.

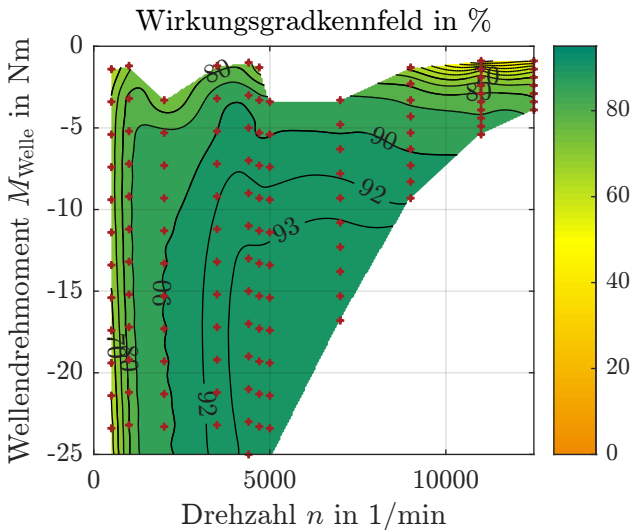


Abbildung 7.12: Wirkungsgradkennfeld der True-MTPL-Messpunkte basierend auf den am Prüfstand erhobenen Messdaten. Die experimentellen Messpunkte sind durch rote \* gekennzeichnet.

Auf Basis dieser Messreihe werden im zweiten Schritt die True-MTPL-Punkte aus den gemessenen Daten berechnet. Die daraus resultierenden neuen Strompunkte bilden eine weitere Messreihe, die erneut am Prüfstand vermessen wird. Dabei ist es von besonderer Bedeutung, die Temperatur auf einem konstanten Wert zu halten, um Schwankungen der ohmschen Verluste zu minimieren und die Messgenauigkeit zu erhöhen. Im Rahmen dieser Vermessung wurde eine Temperatur von 40 °C eingehalten. Das resultierende Wirkungsgradkennfeld ist in Abbildung 7.12 dargestellt.

Im Vergleich zu Abbildung 7.11 zeigt sich eine Verbesserung im Feldschwäcbereich, insbesondere im Drehzahlbereich von  $7000 \text{ min}^{-1}$  bis  $9000 \text{ min}^{-1}$ . Diese Optimierung ist darauf zurückzuführen, dass durch die Berechnung der True-MTPL-Punkte sämtliche Verluste berücksichtigt werden, wodurch genauere Wirkungsgradergebnisse erzielt werden. Zudem sind in Abschnitt A.8 sowohl die gemessene Maximalkennlinie der LAM als auch die aus der FEM abgeleitete Maximalkennlinie der DUT dargestellt. Zur Verdeutlichung der Unterschiede zwischen den mittels FEM ermittelten Ergebnissen und den Prüfstandsmessungen ist in Abbildung 7.13 das Differenzwirkungsgradkennfeld dargestellt.

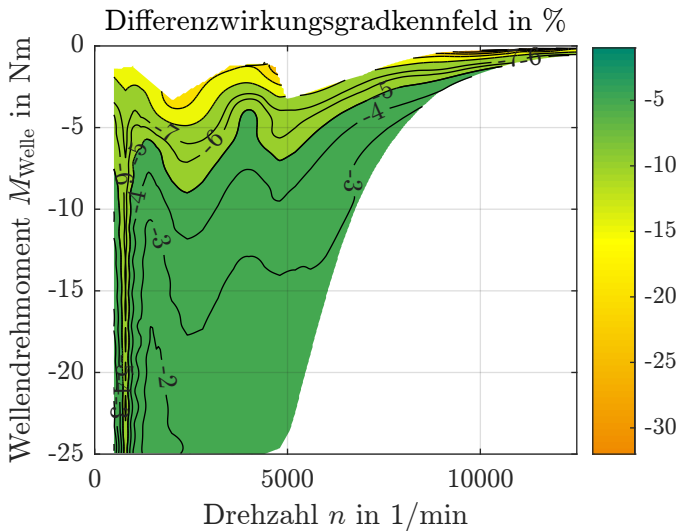


Abbildung 7.13: True-MTPL-Differenzwirkungsgradkennfeld zwischen den über die True-MTPL gemessenen Punkte am Prüfstand und den berechneten Daten aus der FEM, siehe Abbildung 7.3.

Dieses zeigt die Abweichung zwischen den am Prüfstand gemessenen Wirkungsgraden der True-MTPL-Punkte (vgl. Abbildung 7.12) und die durch FEM-Simulationen bestimmten Wirkungsgraden (vgl. Abbildung 7.3). Ein negatives Vorzeichen weist darauf hin, dass die experimentell ermittelten Wirkungsgrade geringer ausfallen als die simulierten Werte. Diese Abweichung ist jedoch zu

erwarten, da wie bereits erläutert ein Teil der Verluste, wie bspw. PWM- und Umrichterverluste, in der FEM-Simulation nicht berücksichtigt werden. Zur Validierung der Ergebnisse zeigen Abbildung 7.16 und Abbildung 7.17 die aus den True-MTPL-Berechnungen bestimmten Drehmoment- und Verlustwerte bei einer Eckdrehzahl von  $4400 \text{ min}^{-1}$ . Die mittels FEM berechneten Werte sind in Blau dargestellt, während die am Prüfstand ermittelten Messwerte in Rot gekennzeichnet sind. Die durchschnittliche Abweichung der Verluste beträgt  $13,4 \text{ W}$ , während die mittlere Abweichung des Drehmoments  $0,18 \text{ Nm}$  beträgt. Die hohe Übereinstimmung über den gesamten Strombereich bestätigt die Genauigkeit der Berechnungen und untermauert die Validität der Ergebnisse.

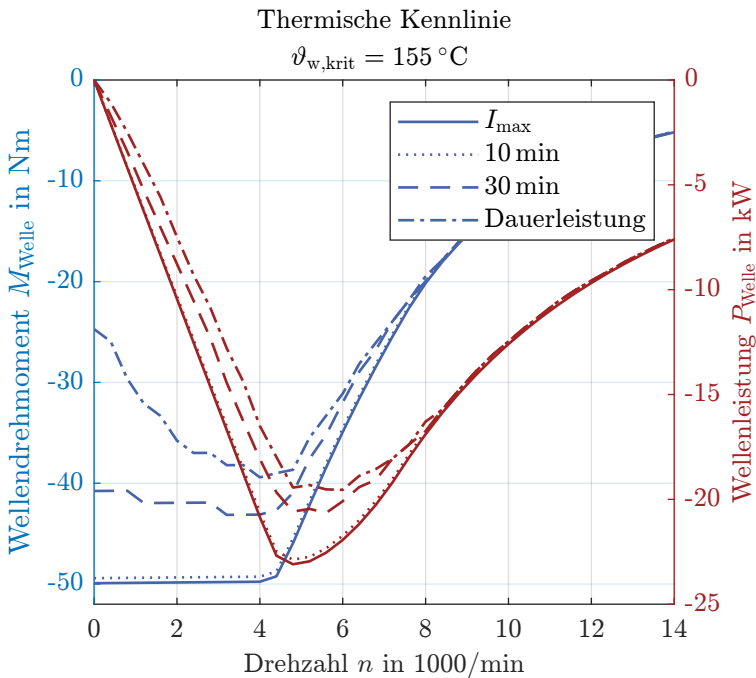


Abbildung 7.14: Simulation der Maximalkennlinie der optimierten Maschine mit Dauerkennlinie für die Zeiträume: 10 min und 30 min sowie im stationären Zustand. Als Grenzwert dient die Grenztemperatur im Wickelkopf  $\vartheta_{w,krit} = 155^\circ \text{C}$ .



## 7.5 Thermische Fahrzyklusberechnung

Für die Ermittlung der thermischen Fahrzyklusberechnung wird zunächst die Ausgangsbasis aus der Simulation beschrieben. Alle Simulationsergebnisse basieren auf den in Abschnitt 3.2 dargestellten Grundlagen. Die thermische Maximal Kennlinie der optimierten Maschine, wie in Unterabschnitt 6.3.2 beschrieben, ist in Abbildung 7.14 dargestellt. Die dargestellte Kennlinie basiert auf einer maximal zulässigen Grenztemperatur von  $\vartheta_{w,krit} = 155^\circ\text{C}$ , die zumeist zuerst im Wickelkopf auftritt. Wie in Unterabschnitt 3.2.2 erläutert, entspricht dieser Wert der Wicklungstemperatur im Hotspot.

Aus Abbildung 7.14 wird ersichtlich, dass die große Masse der Kühlrippen eine zehnmünütige Volllast nur geringfügig beeinflusst, sodass weder die Leistung noch das Drehmoment wesentlich eingeschränkt werden. Bei einer Belastung von 30 min und insbesondere im stationären Betrieb, also bei der Dauerleistung ist jedoch ein signifikanter Leistungsabfall erkennbar. Im Bereich niedriger Drehzahlen (unterhalb des Eckpunkts) lässt sich die begrenzte Dauerleistung auf die geringe Fahrgeschwindigkeit und damit auf die reduzierte Effektivität der passiven Luftkühlung zurückführen. Mit zunehmender Drehzahl in Richtung des Eckpunkts erhöht sich die Fahrgeschwindigkeit, wodurch eine effizientere Luftkühlung ermöglicht wird. Dies führt zu einem gesteigerten Strom und infolgedessen zu einem höheren Drehmoment. Dieser Zusammenhang wird im steigenden Drehmomentverlauf in Richtung des Eckpunkts deutlich. Im Feldschwächbereich, ab Drehzahlen von etwa  $6500\text{ min}^{-1}$ , sind die Fahrgeschwindigkeiten so hoch, dass ein kontinuierlicher Betrieb der Maschine gewährleistet werden kann. Die Dauerleistung kann auch auf spezifische Fahrzyklen übertragen werden. Dabei definiert der jeweilige Fahrzyklus durch seine vorgegebene Geschwindigkeit die resultierende Luftgeschwindigkeit und somit die effektive Kühlleistung. Diese Annahme stellt eine Worst-Case-Abschätzung dar, da potenzielle zusätzliche Luftströmungen, beispielsweise durch Wind, nicht berücksichtigt werden. Als maximal zulässiger Grenzwert wurde erneut  $\vartheta_{w,krit}=155^\circ\text{C}$  festgelegt. In Abbildung 7.15 ist der zeitliche Verlauf des *Interurban*-Fahrzyklus dargestellt.

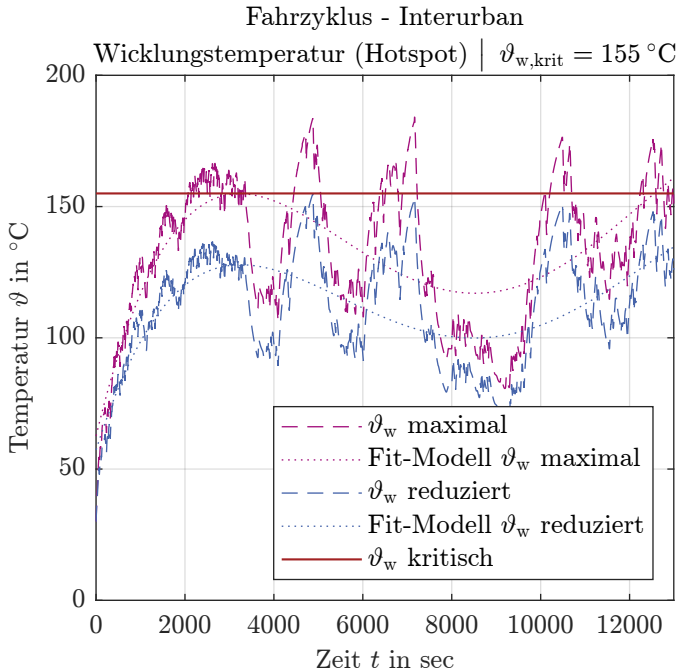


Abbildung 7.15: Simuliertert Temperaturverlauf über den gesamten Fahrzyklus für den Betrieb mit maximaler Leistung (lila) und reduzierter Leistung (90%, blau). Die Grenztemperatur von  $\vartheta_{w,krit} = 155\text{ }^{\circ}\text{C}$  soll nicht überschritten werden. Gepunktete Linien zeigen die gefitteten Temperaturmodelle.

Die rote Linie markiert den Temperaturgrenzwert von  $\vartheta_{w,krit}=155\text{ }^{\circ}\text{C}$ , der nicht überschritten werden darf. Der gestrichelte Verlauf in Lila repräsentiert die Temperaturentwicklung der Maschine, wenn sie während des gesamten Fahrzyklus kontinuierlich mit 100% ihrer Maximalleistung betrieben wird. Am Beispiel des Interurban-Fahrzyklus zeigt sich, dass bei diesem Szenario der festgelegte Temperaturgrenzwert überschritten wird. Um den zulässigen Temperaturbereich im gesamten Fahrzyklus einzuhalten, ist daher eine Drosselung der Maximalleistung erforderlich.

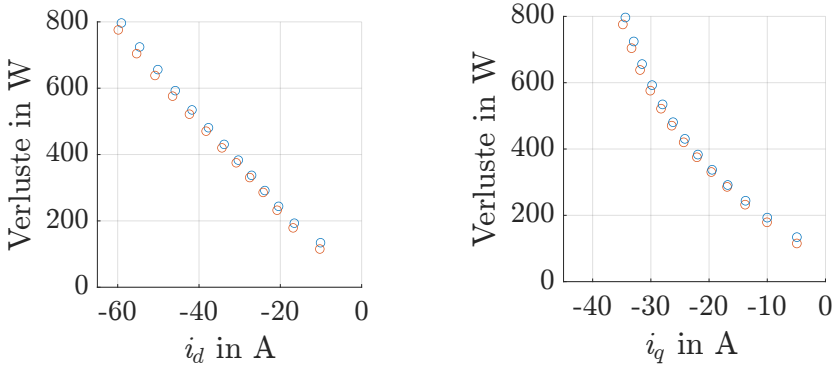


Abbildung 7.16: Berechnete und gemessene Verluste der True-MTPL-Punkte für die Eckdrehzahl bei  $4400 \text{ min}^{-1}$ . Die berechneten Punkte sind in Blau und die am Prüfstand gemessenen Punkte in Rot dargestellt. Die beiden Teilplots zeigen identische Punkte, dargestellt einmal als  $I_d$ -Verlust und einmal als  $I_q$ -Verlust-Diagramm.

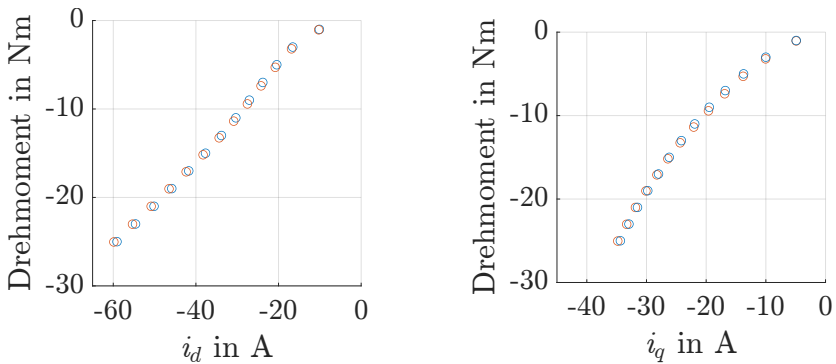


Abbildung 7.17: Vergleich der berechneten (blau) und gemessenen (rot) True-MTPL-Drehmomentpunkte bei der Eckdrehzahl von  $4400 \text{ min}^{-1}$ . Die berechneten Punkte sind in Blau und die am Prüfstand gemessenen Punkte in Rot dargestellt. Die beiden Teilplots zeigen identische Punkte, dargestellt einmal als  $I_d$ -M und einmal als  $I_q$ -M-Diagramm.

In Abbildung 7.15 wird eine Reduktion auf 90% der Maximalleistung als notwendig dargestellt, was einer Maximalleistung von ca. 20 kW entspricht. Der Temperaturverlauf in diesem Szenario ist durch die blaue Linie gekennzeichnet. Mit dieser reduzierten Leistung wird die Grenztemperatur von  $\vartheta_{w,krit}=155\text{ }^{\circ}\text{C}$  während des gesamten Fahrzyklus nicht überschritten. Zusätzlich sind in Abbildung 7.15 zwei gefittete Modelle für die maximale und reduzierte Kennlinie dargestellt. Diese Modelle basieren auf Polynomen vierten Grades. Das gewählte Fit-Modell filtert die komplexen, fein gerasterten Ergebnisse der FEM grob und bewahrt dabei das grundlegende thermische Verhalten über die Zeit. Da unterschiedliche Fahrzyklen variierende Auswirkungen auf die Temperaturentwicklung haben, werden weitere Ergebnisse Abschnitt A.5 präsentiert. Hier sind auch Fahrzyklen dargestellt, bei denen die Maximalleistung über die gesamte Dauer des Zyklus nicht limitiert werden muss.

Der Prüfstands Aufbau zur Vermessung der thermischen Fahrzyklusberechnung ist in Abbildung 7.18 dargestellt. Links ist die DUT mit den Kühlrippen positioniert, während rechts ein Lüfter zur Kühlung angeordnet ist. Der Lüfter ist ein Radialventilator mit einer maximalen Förderkapazität von  $4500\text{ m}^3\text{ h}^{-1}$  und einer Maximalleistung von 736 W. Der Luftstrom wird präzise auf die Kühlrippen der DUT gerichtet, um eine effiziente Wärmeabfuhr sicherzustellen

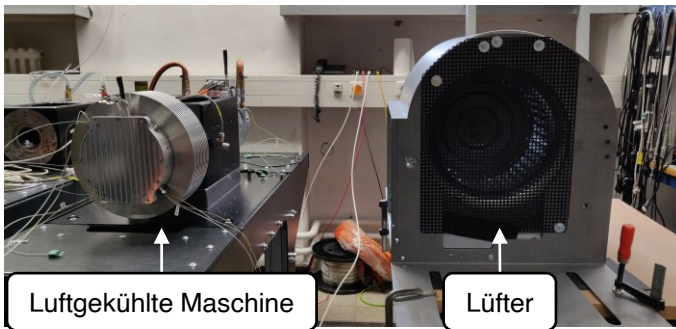


Abbildung 7.18: Prüfstands Aufbau zur Messung der Dauerleistung anhand eines Fahrzyklus. Links: LAM, rechts: Lüfter zur Kühlung dieser.

Für den Prüfstandsversuch wird der Lüfter mittels einer einfachen Spannungs-Frequenz-Steuerung betrieben. Innerhalb eines Spannungsbereichs von 0 V bis 230 V zeigt der Lüfter ein annähernd lineares Verhalten, wobei die Strömungs-

geschwindigkeit zwischen  $0 \text{ km h}^{-1}$  und  $80 \text{ km h}^{-1}$  variiert. Der Fahrzyklus definiert die Fahrzeuggeschwindigkeit und damit die Drehzahl des Lüfters. Die entsprechende Lüfterspannung wird durch Interpolation aus der vorgegebenen Fahrgeschwindigkeit bestimmt, sodass für jeden Zeitpunkt des Fahrzyklus eine entsprechende Spannung berechnet und an den Lüftermotor angelegt werden kann. Der konstante Messpunkt, definiert durch die Kombination aus  $I_d$  und  $I_q$  der DUT-Maschine, muss in Abhängigkeit von der LAM bestimmt werden, da diese ein geringeres Drehmoment aufweist. Im vorliegenden Fall wurden die folgenden Ströme festgelegt:  $I_d = -42 \text{ A}$  und  $I_q = 49 \text{ A}$ .

Die Temperaturüberwachung erfolgt mittels acht Temperatursensoren, die in den drei Phasen (U, V und W) sowie an verschiedenen Positionen innerhalb der Wicklung – im Wickelkopf, auf dem Wickelkopf und in der Nut – platziert sind. Die Messung wurde über die gesamte Dauer des *Interurban* Fahrzyklus durchgeführt. In Abbildung 7.19 ist die über alle acht Sensoren gemittelte Temperatur dargestellt. Dabei zeigt sich unmittelbar, dass die hohe zeitliche Dynamik der FEM-Simulation am Prüfstand nicht reproduziert werden kann. Stattdessen weist der Temperaturverlauf am Prüfstand ein träges Verhalten auf. Dies ist auf mehrere Faktoren zurückzuführen. Einerseits können zwischen den angenommenen Wärmeübergangswiderständen, wie in Abbildung 7.20 dargestellt, und den realen Gegebenheiten Abweichungen bestehen. Diese können unter anderem durch fehlerhafte Passungen oder eine von der Annahme abweichende Verteilung der Leiter in der Nut entstehen. Zum anderen, und dies stellt den wesentlichen Einflussfaktor dar, führt die große thermische Masse des Generators in Kombination mit den langen Wärmeleitpfaden – von den Kühlrippen bis zu den stromführenden Leitern als Wärmequellen – zu einer insgesamt trägen thermischen Reaktion. Infolgedessen kann das System Temperaturänderungen nicht mit der Dynamik umsetzen, wie sie in der FEM-Simulation prognostiziert wurden. Zur Veranschaulichung der thermischen Pfade ist in Abbildung 7.20 ein vereinfachtes thermisches Netzwerk der verschiedenen Baugruppen dargestellt. Die Wärme bzw. die Verluste entstehen in Punkt 1 im Kupferlackdraht  $P_{Cu}$ , wobei insbesondere im Bereich des Wickelkopfes die höchste Temperatur auftritt. Die Wärmeleitung erfolgt über das Statorjoch  $P_{V, \text{Stator}}$  (Punkt 2) zum Gehäuse bzw. zu den Kühlrippen  $P_{V, \text{Gehäuse}}$  (Punkt 3) und wird schließlich über die äußere Verlustrandbedingung  $P_{V, RB}$  (Fahrtwind) an die Umgebung abgeführt. Die Anordnung der Thermosensoren ist in Abbildung 7.21 dargestellt.

Ein weiterer Aspekt ist die signifikant höhere gemessene Temperatur im Vergleich zur Erwartung aus der Simulation. Basierend auf der FEM-Analyse wäre zu erwarten, dass der Temperaturverlauf am Prüfstand deutlich unterhalb der

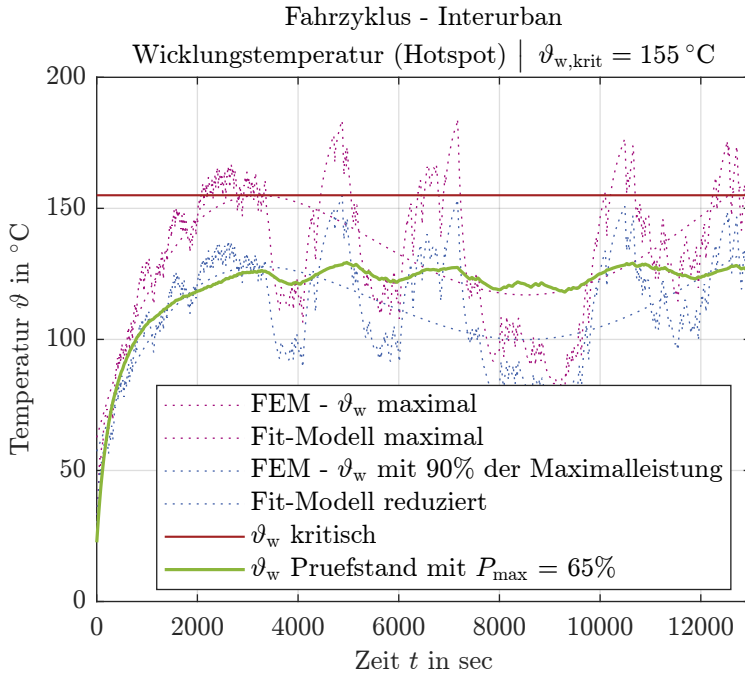
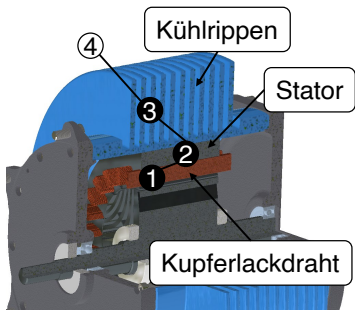


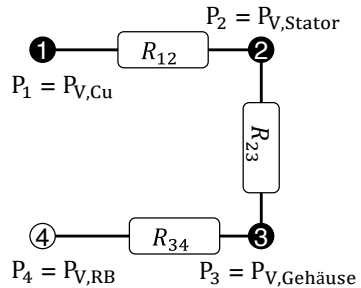
Abbildung 7.19: Temperaturdauerversuch basierend auf dem *Interurban*-Fahrzyklus. Dargestellt sind die mittels FEM berechneten Temperaturverläufe, deren gefittete Modelle sowie die gemittelte Temperatur über alle acht Temperatursensoren.

blauen, gepunkteten 90%-Linie verläuft, da der Versuch lediglich mit ca. 60% der Maximalleistung durchgeführt wurde.

Ein wesentlicher Einflussfaktor hierfür ist derselbe, der bereits in Abschnitt 7.4 diskutiert wurde: Die FEM-Simulation vernachlässigt einen Teil der tatsächlich auftretenden Verluste, wodurch sie tendenziell optimistische Temperaturprognosen liefert. Zwar weisen die gemessenen  $I_U$ -,  $I_V$ - und  $I_W$ -Ströme einen geringen Rippelstrom auf (siehe Abbildung 7.22 (a) bzw. Detailbild in Abbildung 7.22 (b)), jedoch ist dieser nicht vernachlässigbar und somit nicht exakt null, wie es in der FEM angenommen wird. Die  $P_{Cu,AC}$  und  $P_{Cu,DC}$  wurden mittels eines ANSYS-Maxwell-Modells unter Berücksichtigung des Rippelstroms



(a) Ein vereinfachtes thermisches Netzwerk des Generators basierend auf einer räumlichen Diskretisierung.



(b) Ein vereinfachtes thermisches Netzwerk des Generators in Form eines abstrahierten Modells.

Abbildung 7.20: Ein vereinfachtes thermisches Netzwerk des Generators, dargestellt als räumliche Aufteilung in Abbildung 7.20 (a) und als abstrahiertes Modell in Abbildung 7.20 (b).

nachträglich berechnet, da eine direkte experimentelle Erfassung am Prüfstand nicht realisierbar war.

	Lager- und Luftreibungs- verluste bei $n=1500 \text{ min}^{-1}$	$P_{\text{Cu,AC}}$	$P_{\text{Cu,DC}}$	Eisen- verluste	Summe
FEM	0,2 W	2,3 W	375,3 W	110,6 W	483,7 W
Prüfstand	0,05 W	27,8 W	445,6 W	31,05 W	504,5 W

Tabelle 7.5: Aufteilung der Einzelverluste - FEM Berechnung und Prüfstandmessung.

Die Bestimmung der Lager- und Luftreibungsverluste beschränkte sich auf die Ermittlung der Lagerverluste nach *SKF*, da ihr Beitrag zur Gesamtverlustleistung bei der gemessenen Drehzahl als vernachlässigbar eingestuft wird [151]. Die Bestimmung der Gesamtverluste konnte während der Messung über das

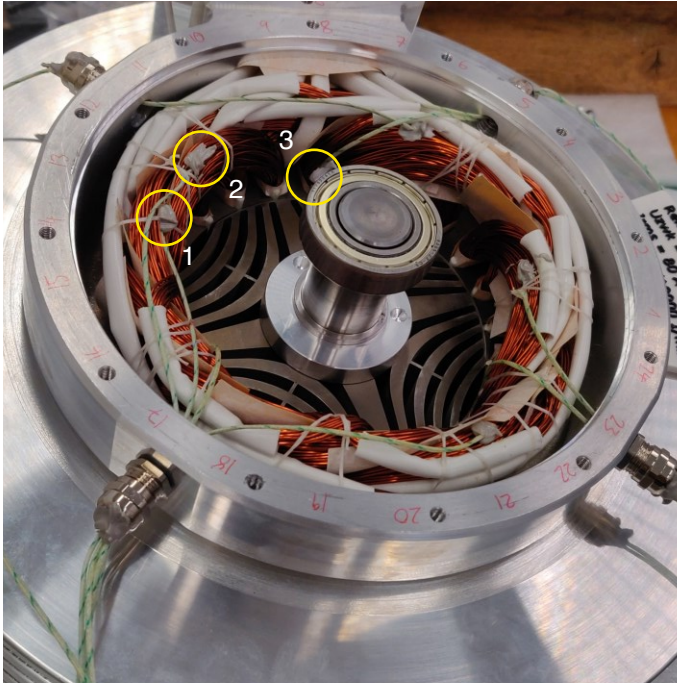


Abbildung 7.21: Positionierung der Thermosensoren: Der Sensor ist an Position 1 im Wickelkopf eingebettet, an Position 2 auf der Oberfläche des Wickelkopfes angebracht und an Position 3 in die Nut eingeführt.

Leistungsmessgerät durchgeführt werden. Die Eisenverluste wurden schließlich durch Differenzbildung ermittelt. Eine Gegenüberstellung der experimentell erfassten Verluste und der FEM-Simulation ist in Tabelle 7.5 dargestellt.

Ein positiver Aspekt ist jedoch der allgemeine Temperaturverlauf. An allen Zeitpunkten, an denen die in der FEM berechnete Temperatur abnimmt, zeigt auch die gemessene Temperatur am Prüfstand einen Rückgang. Dies ist exemplarisch in Abbildung 7.19 an den Zeitpunkten  $t = 4000$  s,  $t = 5800$  s und  $t = 9000$  s erkennbar. Zwar fällt die Temperatur in der Messung nicht so stark ab wie in der FEM-Simulation, doch dies ist – wie bereits erläutert – auf die thermische Trägheit der Generatormasse zurückzuführen. Neben der mittleren Temperatur sind in Abschnitt A.10 auch die einzelnen Messwerte der Temperatursensoren dar-



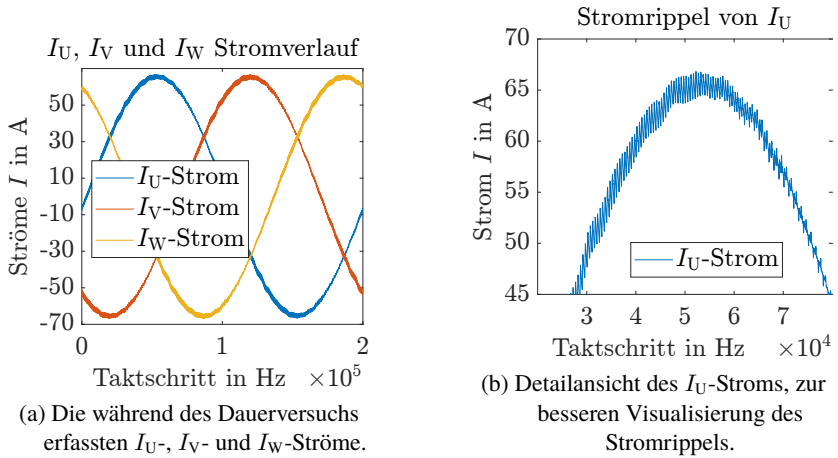


Abbildung 7.22: Stromrippel während des Dauerversuchs vom Fahzyklus *Interurban*.

gestellt. Besonders deutlich wird hierbei der Temperaturunterschied zwischen Wickelkopf und Nut. Wie bereits in Kapitel 3 beschrieben, liegt der Hotspot – also die maximale Temperatur – im Wickelkopf der Maschine. Diese Beobachtung wird durch die Messungen in Abschnitt A.10 bestätigt, da die im Wickelkopf positionierten Temperatursensoren die höchsten Temperaturen aufweisen. Dabei wurde eine maximale Abweichung von  $27,5^\circ\text{C}$  festgestellt.



# Kapitel 8

## Zusammenfassung und Ausblick

Im folgenden Kapitel werden die wesentlichen Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst. Auf Grundlage der gewonnenen Erkenntnisse werden Ansätze zur Weiterentwicklung des Simulink-Modells präsentiert.

### 8.1 Ergebnisse der Arbeit

Im Rahmen dieser Disseration wurde ein Simulationsmodell in MATLAB/Simulink entwickelt, das eine elektrische Achse eines LKW-Kühlanhängers für den Lebensmitteltransport abbildet. Die wesentlichen Komponenten der elektrischen Achse – Fahrzyklen, Getriebe, Generator, Wechselrichter und Batterie – werden als Simulink-Blöcke modelliert und miteinander verknüpft. Die Fahrzyklen sowie die Systemdynamik werden unter Verwendung der Fahrdaten aus VECTO simuliert. Aufgrund der Vielzahl an variablen Parametern resultiert ein multidimensionales Optimierungsproblem, das mithilfe einer Zielfunktion auf einen einzelnen Wert, den sogenannten Score-Wert, reduziert werden kann. Diese Zielfunktion umfasst verschiedene Aspekte wie Energieerzeugung, Kosten, CO<sub>2</sub>-Verbrauch, Bauraum sowie zahlreiche weitere Faktoren. Zur Ermöglichung einer ganzheitlichen Bewertung und Auswahl der optimalen Gesamtlösung werden diese Faktoren entsprechend gewichtet und aufsummiert. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass das optimierte System, im Vergleich zum aktuellen Stand der Technik, mit Dieselgenerator, signifikante CO<sub>2</sub>-Einsparungen erzielt. Die aus-

gewählte Lösung ermöglicht eine Einsparung über die Lebensdauer eines LKW von ca. 20 000 l Dieselkraftstoff, was 50 tCO<sub>2</sub> entspricht. Hierbei wurden die Produktionsemissionen für die zusätzlichen Bauteile bereits abgezogen.

Die Validierung des Generators, der auf Basis der optimalen Gesamtkonfiguration entwickelt und gefertigt wurde, bestätigt sowohl die elektromagnetischen als auch die thermischen Simulationsergebnisse. Die experimentelle Bestimmung der Flussverkettungen  $\Psi_d$  und  $\Psi_q$  weist eine maximale Abweichung von ca. 5 mV s bzw. 20 mV s auf, während das daraus abgeleitete Drehmoment am Eckpunkt eine Differenz von 5 N m zeigt. Über den gesamten Drehzahlbereich des Kennfelds werden vergleichbar geringe Abweichungen erzielt. Das Wirkungsgradkennfeld weist im besten Fall eine maximale Differenz von lediglich 2% zwischen den FEM-Simulationsergebnissen und den am Prüfstand ermittelten Messwerten auf. Die Temperaturbestimmung während des Fahrzyklus *Interurban* zeigt, dass aufgrund der hohen thermischen Trägheit des Systems eine exakte Erfassung der Temperatur zu jedem Zeitpunkt nicht möglich ist, das übergeordnete thermische Verhalten jedoch adäquat reproduziert wird. Die erzielten Ergebnisse bestätigen die hohe Genauigkeit und Effektivität des verwendeten Simulationsansatzes.

## 8.2 Potenziale der Weiterentwicklung

Die verwendeten Daten für das Simulink-Modell stützen sich auf die Datensätze von VECTO. Diese Datensätze bieten eine solide Basis für die Modellierung von Fahrzeugverhalten unter standardisierten Bedingungen. Allerdings bilden die Datensätze keine realen Fahrten ab, sodass es zu Ungenauigkeiten bei der Simulation kommt. Durch die Verwendung realer Daten als Grundlage können spezifische Fahrsituationen genauer bzw. präziser abgebildet werden. Ein weiterer Vorteil der Verwendung von Realfahrten ist die Möglichkeit, spezifische Anforderungen und Einschränkungen zu berücksichtigen, die in simulierten Szenarien oft nicht vollständig integriert sind. Auf diese Weise können auch die Auswirkungen unregelmäßiger Fahrgewohnheiten, wie abweichende Fahrstrecken, oder individuelle Fahrentscheidungen, etwa bei Staus, auf die Energieeffizienz und den Verschleiß einbezogen werden.

Im betrachteten Anwendungsfall, der den Transport verderblicher Güter wie Lebensmittel umfasst, bei dem häufig Supermärkte angefahren werden, spielen die für das Be- und Entladen erforderlichen Zeiten eine wichtige Rolle. Im vorliegenden Anwendungsfall spielen die Zeiten der Türöffnung eine zentrale Rolle, da während des Öffnens der Türen der größte Kälteverlust aus dem Kühlraum ent-

steht. Mithilfe von GPS-Daten können die Be- und Entladezeiten präzise erfasst und die erforderliche Kühlleistung entsprechend genauer berechnet werden.

Ein weiterer Aspekt betrifft die Aufteilung der Kosten. Aktuell beruhen die Generatorkosten auf den Daten der Firma *ABB*, die Getriebe- und Batteriekosten werden über Normen bzw. Veröffentlichungen abgeschätzt, während die Kosten des Umrichters nur durch Materialkosten berücksichtigt werden. Durch präzisere Datensätze und vertiefte Recherchen können die tatsächlichen Kosten der gesamten Baugruppe genauer ermittelt werden, wodurch sich die Lebenszykluskosten der gesamten Einheit präziser definieren lassen.

Abschließend können die Temperaturverläufe der Fahrzyklen des Generators durch die Einbindung der SoC-Daten weiter optimiert werden. Je nach Ladezustand der Batterie ist es nicht zwingend erforderlich, das System durchgehend mit 100% der Generatorleistung zu betreiben. Zu Beginn eines Fahrzyklus, bei  $\text{SoC} = 100\%$ , könnte es beispielsweise sinnvoll sein, das System lediglich mit Teilleistung zu betreiben, um die  $\vartheta_{\text{w,krit}}$ -Werte im späteren Verlauf niedrig zu halten. Dadurch ließen sich möglicherweise Fahrzyklen mit einer geringeren Durchschnittstemperatur über den gesamten Verlauf realisieren. In diesem Zusammenhang ist auch die Integration verschiedener Derating-Strategien bzw. Optimierungen von Interesse.



# Kapitel A

## Anhang

### A.1 Parameter zu Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit

Tabelle A.1 zeigt den ersten Teil der Kenndaten, die zur Berechnung bzw. zur Auslegung der Zahnfußtragfähigkeit von Zahnrädern verwendet werden.

Tabelle A.1: Vorbelegung für Auslegung nach Zahnfußtragfähigkeit (Teil 1), in Anlehnung an [152, S. 77]

Parameter	Bezeichnung	Beschreibung und Vorbelegung
$S_{F,min}$	Mindestsicherheit gegen Zahnfußbruch	Mindestsicherheit gegen Zahnfußbruch, für Zeitgetriebe (Zeitgetriebe haben eine endliche Lebensdauer unter Lastwechsel) nach [112] $S_{F,min} = 1,2$
$Y_{FS}$	Kopffaktor	Abhängig vom Bezugsprofil, der Zähnezahzahl und der Profilverschiebung. Bei der Erstausslegung mangels vorhandener Werte nicht bestimmbar. Vorbelegungswerte für das Produkt $Y_{FS} \cdot Y_{\epsilon}$ nach [24]: mit Protuberanz ( $\frac{h_{at}}{m_n} = 1,4$ ; $\frac{\rho_{a0}}{m_n} = 0,4$ ): $(Y_{FS} \cdot Y_{\epsilon}) = 2,9$ ; ohne Protuberanz ( $\frac{h_{at}}{m_n} = 1,25$ ; $\frac{\rho_{a0}}{m_n=0,25}$ ): $(Y_{FS} \cdot Y_{\epsilon}) = 3,1$
$Y_{\epsilon}$	Überdeckungsfaktor	Siehe Kopffaktor $Y_{FS}$
$Y_{\beta}$	Schrägenfaktor	Abhängig von Schrägungswinkel und Überdeckung. Wert für die Überdeckung bei der Erstausslegung nicht vorhanden. Vorbelegung $Y_{\beta} = 1,0$
$K_A$	Anwendungsfaktor	Anwendungsfaktor für LKW nach DIN 3990-41 [153, S. 15] (es wird nicht dauernd Leistung übertragen) $K_A = 0,9$
$K_V$	Dynamikfaktor	Ohne Zähnezahzahl und Umfangsgeschwindigkeit nicht berechenbar. Angenäherter Vorbelegungswert $K_V = 1,1$
$K_{F\alpha}$	Stirnfaktor	Abhängig von Verzahnungsqualität und Wärmebehandlung sowie der Linienlast. Angenommener Vorbelegungswert $K_{F\alpha} = 1,2$ (Mittelwert nach DIN 3990-1, Tabelle 7.1 [154])
$K_{F\beta}$	Breitenfaktor	Wenn $K_{F\beta}$ nicht als Zielwert für eine Flankenkorrektur vorgegeben ist, Vorbelegungswert $K_{F\beta} = 1,5$ nach [24] (ohne Korrekturen) bzw. $K_{F\beta} = 1,18$ nach DIN 3990-1 (mit Korrekturen) [154]

Tabelle A.2 zeigt den zweiten Teil der Kenndaten, die zur Berechnung bzw. zur Auslegung der Zahnfußtragfähigkeit von Zahnrädern herangezogen werden.



Tabelle A.2: Vorbelegung für Auslegung nach Zahnfußtragfähigkeit (Teil 2), in Anlehnung an [152, S. 77]

Parameter	Bezeichnung	Beschreibung und Vorbelegung
$Y_{NT}$	Lebensdauerfaktor	Ohne Angabe wird die Dauerfestigkeit der Verzahnung angenommen. Vorbelegungswert $Y_{NT} = 1,0$ (DIN 3990-3 [110])
$Y_{\delta_{rel T}}$	Relative Stützziffer	Nach Methode D [DIN 3990-3] gilt für alle Werkstoffe $Y_{\delta_{rel T}} = 1,0$ (Übernahme für die Auslegung)
$Y_{RelT}$	Relativer Oberflächenfaktor	Nach Methode D (DIN 3990-3 [110]) gilt für alle Werkstoffe $Y_{RelT} = 0,9$ (Übernahme für die Auslegung)
$Y_X$	Größenfaktor für Zahnfußfestigkeit	$Y_{RelT} = 0,9$ (Übernahme für die Auslegung) Abhängig vom Normalmodul liegt der Wert für den Größenfaktor bei $0,7 \dots 1,075$ . Da vor der ersten Auslegung kein Wert für den Normalmodul vorliegt, wird die Vorbelegung $Y_X = 1,0$ gesetzt.

A.2 NO27-15 Datenblatt

Das Datenblatt des Elektrolechmaterials NO27-15 der Firma Waelzholz ist in folgendem dargestellt. In Abbildung A.1 sind die Kenndaten zu den Abmessungen sowie der chemischen Zusammensetzung des Materials zu finden.

Abnahmeprüfzeugnis EN 10204 - 3.1

HAGEN	03.11.2022	Telefon	+49 2331 964-2826
Verkäufer	Ernst, Miriam		
Verkäufer	Guljahr, Johannes		
Kommission	0124945901 / 240052		

c/o Waelzholz GmbH & Co. KG, Postfach 60 02 92 58138 HAGEN

LCD LaserCut AG  
Industrie Kaisermatt  
Kaisermatt 3

5026 Densbüren  
Schweiz

Auftrag	10057298
Kunde	04001576
Betriebsauftrag	7778010962
Schmelznummer	983791
Abnahmeprüfzeugnis	WA00636138
Kundenordernummer	731

Seite 1 / 2

O	Ihre Bestellung	221103/966/PB							
r	Abmessungen	0,270 mm x	950,00 mm x	2500,00 mm	Werkstoff nach	EN 10303			
i	Toleranz +	0,020 mm	1,00 mm	6,00 mm	Toleranz nach	EN 10106			
j	Toleranz -	0,020 mm	0,00 mm	0,00 mm					
g	Werkstoff	NO 27-15							
i	Ausführung	A							
n	Oberfläche	beidseitig lackiert							
a	Kante	GK							
					Bestellmenge	5000 kg			
					Netto	4621 kg			
					Lieferschein	11215591			
						18.11.2022			
Lackart	2x PE 75 W								
Lackdicke	3,0-5,0µm/3,0-5,0µm								
	Schichtdicke gemessen mit Fischer Betascope								
	Die für die Ermittlung der magnetischen Eigenschaften erforderliche Dichte wurde auf Basis								
	der chemischen Analyse berechnet								

Chemische Zusammensetzung									
Schmelznummer	% C	% Si	% Mn	% P	% S	% Al			
983791	0,0030	2,9200	0,5550	0,0120	0,0021	1,4980			

Technologische Prüfwerte siehe Rückseite! =>

Materialcharge  
LCD 2 3 1 1 2 2

Abbildung A.1: Abmaße und chemische Zusammensetzung des verwendeten NO27-15 von Waelzholz.

In Abbildung A.2 sind die Prüfwerte, wie die Wärmeausdehnung, die Streckgrenze und die Materialdicke etc., dargestellt.

Abnahmeprüfzeugnis EN 10204 - 3.1

AbnahmeprüfzeugnisWA00836138Seite 2 / 2

Technologische Prüfwerte					
Pos.	Dicke [mm]	Streckgrenze längs RP0,2 [MPa]	Zugfestigkeit längs Rm [MPa]	Dehnung längs A80 [%]	HV 5
	1	0,270	460	565	16,0
Pos.	Schichtdicke Oberseite	Schichtdicke Unterseite	Lack-Klebekraft Rollerschältest [N/mm]	P 1,0 50 Hz [W/kg]	P 1,5 50 Hz [W/kg]
	1	4,30	3,70	5,3	1,12
Pos.	J 2.500 [T]	J 5.000 [T]	J 10.000 [T]	Permeabilität BHKURVE	Dichte [kg/dm³]
	1	1,61	1,61	1,73	OK
Pos.	P 1,0 (600Hz) [W/kg]	P 1,5 (400Hz) [W/kg]	P 1,5 (1000Hz) [W/kg]	P 1,0 (1000Hz) [W/kg]	P 1,0 (700Hz) [W/kg]
	1	14,4	33,0	131,59	55,17
Pos.	P 1,5 (700Hz) [W/kg]	Biegung-quert BIEGEZAHL	Wärmeausdehnungskoeffizient 10 <sup>-6</sup> (1/K)	Wärmekapazität (J/kg·K)	E-LEITFÄHIGKEIT 10 <sup>-9</sup> (S/m)
	1	75,23	12	12,04	0,465
Pos.	Wärmeleitfähigkeit [W/m·K]				
	1	19,30			

Es wird bestätigt, dass die Ergebnisse der Prüfung  
den vereinbarten Lieferbedingungen entsprechen.  
Dieses Zeugnis wurde elektronisch erstellt  
und benötigt keine Unterschrift.

C.D. Wälzholz GmbH & Co. KG  
Daniel Dunker  
Leiter Qualitätssicherung  
Abnahmebeauftragter

Materialcharge  
LCD 231122

Abbildung A.2: Technologische Prüfdaten des verwendeten NO27-15 von Waelzholz.

Die Messergebnisse des verwendeten Elektroblechs, aufgenommen am Epstein-  
rahmen, sind in Abbildung A.3 und Abbildung A.4 dargestellt.

Epstein Messung

Kundenname: LCD LASERCUT, CH

Betriebsauftrag: 7778010962

Kunden Werkstoff: NO 27-15

Datum: 02.10.2022 10:50:46

LCD 2 3 1 1 2 2

Probennummer: 17135993000710001 Ende

Messergebnisse

Mess.	J <sub>s</sub> mT	H <sub>e</sub> A/m	J <sub>max</sub> mT	J <sub>e</sub> mT	J <sub>r</sub> mT	H <sub>max</sub> A/m	H <sub>e</sub> A/m	H <sub>c</sub> A/m	S <sub>s</sub> V/kg	P <sub>s</sub> W/kg	μ <sub>r</sub>	Freq. Hz	FF.
1	10	10	19	13.531	2,2723	9,998	6,936	1,137	0,003865	0,00	1524,4	50	1,11069
2	20	46	46	32,793	8,9010	20,007	13,940	3,696	0,018823	0,00	1845,8	50	1,11064
3	30	85	85	60,278	23,0365	30,012	21,010	7,732	0,052145	0,01	2281,9	50	1,110438
4	40	146	146	104,594	55,7813	40,005	28,283	14,398	0,121804	0,04	2944,1	50	1,110442
5	50	250	250	176,595	123,2113	49,996	35,563	22,989	0,258587	0,11	3976,5	50	1,110605
6	60	379	379	267,944	216,5383	60,015	42,468	30,432	0,468529	0,22	5025,4	50	1,110742
7	70	508	508	358,920	310,4747	69,986	48,787	35,754	0,720987	0,36	5773,1	50	1,110615
8	80	627	627	443,269	398,0690	80,057	54,650	39,662	0,997433	0,51	6231,3	50	1,110897
9	90	724	724	511,770	466,7938	89,959	59,993	42,391	1,264157	0,64	6402,7	50	1,110822
10	100	804	804	568,870	523,0471	100,001	65,072	44,590	1,524172	0,76	6401,6	50	1,110956
11	200	1154	1154	816,692	739,3702	199,817	107,142	53,190	3,602848	1,42	4587,7	50	1,111442
12	300	1257	1257	889,838	785,2600	299,353	143,118	55,070	5,243660	1,69	3342,7	50	1,111192
13	400	1307	1307	924,626	801,6524	400,749	177,515	55,863	6,758160	1,84	2596,7	50	1,111087
14	500	1338	1338	946,628	810,7553	500,518	211,488	56,253	8,243126	1,94	2128,5	50	1,111244
15	600	1360	1360	962,169	812,7136	599,206	245,136	56,021	9,711470	2,02	1807,0	50	1,111391
16	700	1377	1377	974,501	815,4185	699,567	279,863	56,348	11,229370	2,06	1567,6	50	1,111496
17	800	1391	1391	984,645	818,4474	799,813	314,867	56,299	12,765410	2,13	1385,5	50	1,111529
18	900	1404	1404	993,373	821,1349	900,639	350,587	56,837	14,339550	2,17	1241,2	50	1,111655
19	1000	1414	1414	1001,052	820,9316	1000,013	386,490	56,817	15,930250	2,21	1126,5	50	1,111751
20	2000	1487	1487	1052,910	825,6348	1997,237	768,079	56,844	33,298770	2,44	593,3	50	1,11256
21	2500	1512	1512	1071,427	829,0064	2502,357	968,806	56,561	42,739740	2,48	481,9	50	1,112916
22	3000	1535	1535	1088,072	830,9648	3000,271	1180,496	57,451	52,887860	2,58	408,2	50	1,113206
23	4000	1575	1575	1116,478	834,7714	4004,701	1611,294	57,655	74,073440	2,67	313,9	50	1,113807
24	5000	1608	1608	1140,907	837,0717	4998,205	2049,776	58,364	96,293670	2,72	257,1	50	1,114321
25	6000	1639	1639	1163,232	833,0441	6031,691	2508,185	57,821	120,135600	2,72	217,2	50	1,11485

/Gsmx-GS-WTCAQ-DL GS-WT CAQ-020

B-GS-WT-CAQ-020

/Gesamt/GB-WT1/CAQ/B, GB-WT, CAQ-008

B-GB-WT-CAQ-008

Abbildung A.3: Erster Teil der Epsteinrahmenvermessung des verwendeten NO27-15 von Waelholz.

Epstein Messung															Materialcharge		
Kundenname : LCD LASERCUT, CH															LCD 2 3 1 1 2 2		
Betriebsauftrag : 7778010962																	
Kunden Werkstoff : NO 27-15																	
26	7000	1666	1183,088	839,3423	7036,935	2966,509	59,153	144,515100	2,82	189,4	50	1,115331					
27	8000	1690	1200,318	838,0173	8000,453	3403,442	58,395	168,217300	2,87	169,1	50	1,11583					
28	9000	1713	1217,053	857,7990	9014,529	3867,520	58,949	193,822400	2,91	152,2	50	1,116392					
29	10000	1733	1232,072	850,9163	10002,450	4322,608	58,401	219,304900	2,88	138,9	50	1,116708					
30	11000	1752	1245,927	852,5369	10985,730	4771,521	59,276	244,806400	2,90	127,9	50	1,117239					
31	12000	1770	1259,163	844,1381	12008,520	5234,394	59,223	271,406600	2,92	118,3	50	1,117647					
32	13000	1785	1270,798	851,1053	12977,850	5671,765	60,375	296,511900	2,94	110,5	50	1,118156					
33	14000	1800	1281,943	841,8262	14012,270	6115,821	59,276	322,863200	2,92	103,2	50	1,118701					
34	15000	1814	1292,503	858,3636	15006,010	6572,970	58,402	349,860100	2,98	92,7	50	1,119119					
35	16000	1826	1301,218	861,3383	15902,110	6973,799	57,716	373,703800	2,90	92,4	50	1,119575					
36	17000	1838	1310,288	858,6044	16969,070	7418,681	58,760	400,325600	3,06	87,2	50	1,120107					
37	18000	1849	1318,610	839,7418	17977,920	7852,288	56,857	426,420700	3,04	82,8	50	1,120686					
38	19000	1859	1326,582	849,1038	19079,750	8305,894	58,846	453,793400	3,01	78,5	50	1,121165					
39	20000	1867	1332,910	887,5423	19986,310	8688,024	58,682	476,941900	2,89	75,3	50	1,121711					
40	21000	1875	1338,936	874,9282	20962,620	9077,013	61,757	500,560600	2,88	72,2	50	1,122306					
41	22000	1882	1344,797	888,4071	22022,600	9486,577	58,433	525,447800	2,76	69,0	50	1,1229					
42	23000	1887	1349,212	870,1898	22940,790	9819,876	60,446	545,708700	2,97	66,5	50	1,123469					
43	24000	1893	1354,132	871,9418	23926,390	10209,410	62,762	569,442700	2,74	63,9	50	1,124271					
44	25000	1897	1358,007	846,4117	24930,590	10560,030	62,779	590,696800	2,71	61,6	50	1,124771					
45	26000	1900	1360,271	881,5106	25702,330	10795,100	61,130	604,865500	3,07	59,8	50	1,125241					
46	27000	1905	1364,967	875,6508	27050,960	11272,540	61,880	633,827100	2,88	57,0	50	1,126205					
47	28000	1908	1368,142	885,3547	27992,000	11608,700	60,036	654,277600	2,74	55,2	50	1,12712					
48	29000	1911	1371,257	894,8187	29177,510	11986,600	62,667	677,144000	2,78	53,1	50	1,12792					
49	30000	1913	1373,701	876,2469	30063,150	12289,550	58,160	695,526600	2,69	51,6	50	1,128715					

/Gesamt:QS-WY:CAQB\_B\_QS-WT\_CAQ-020

B-QS-WY-CAQ-008

Abbildung A.4: Zweiter Teil der Epsteinrahmenvermessung des verwendeten NO27-15 von Waelzholz.

## **A.3 Verschiedene Score-Ergebnisse für Rad- und Achsantrieb für unterschiedliche Kombinationen**

Weitere Simulationsergebnisse für unterschiedliche Kombinationen von Fahrzyklus, Generatorleistung und TRU-Leistungen des Simulink-Modells sind in Abbildung A.5 dargestellt. Die jeweiligen Unterbilder veranschaulichen verschiedene Szenarien.

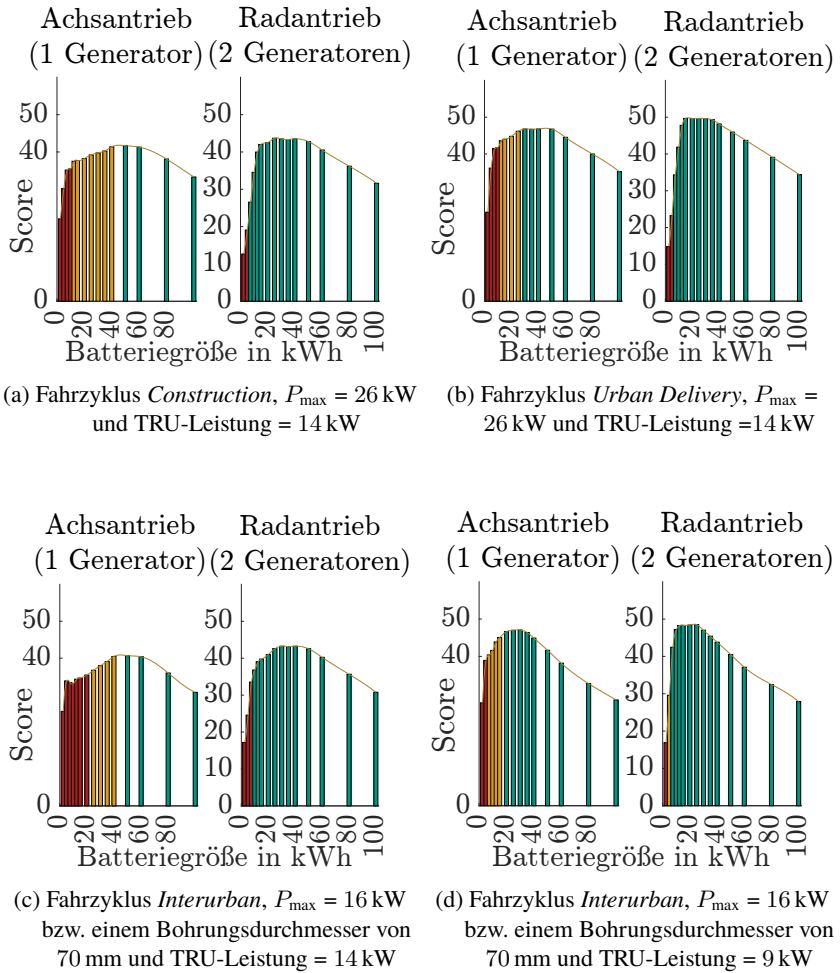
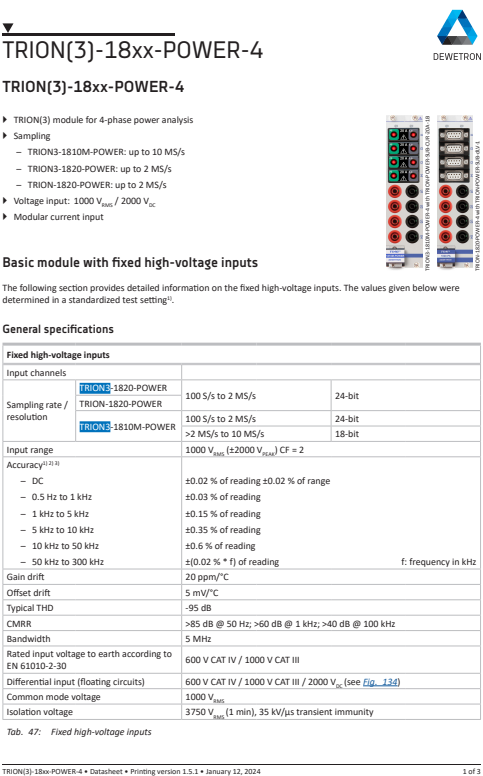


Abbildung A.5: Unterschiedliche Score-Werte für verschiedene Kombinationen aus Fahrzyklus, Generatorleistung und TRU-Leistungen.

# A.4 TRION(3)-18xx-POWER-4 Datenblatt

Das Datenblatt sowie die spezifischen Genauigkeitsangaben des *TRION(3)-18xx-POWER-4* der Firma *DEWETRON* sind in Abbildung A.6 dargestellt. Daraus lassen sich zudem die Genauigkeiten für höhere Frequenzen und somit die Messgenauigkeiten der Oberwellen entnehmen.



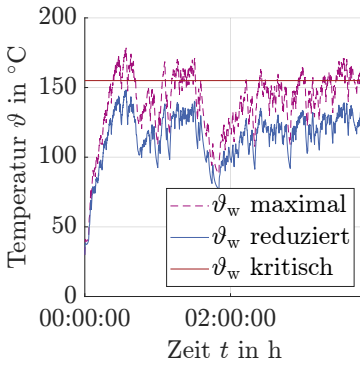


## A.5 Dauerkenmlinien von verschiedenen Fahrzyklen

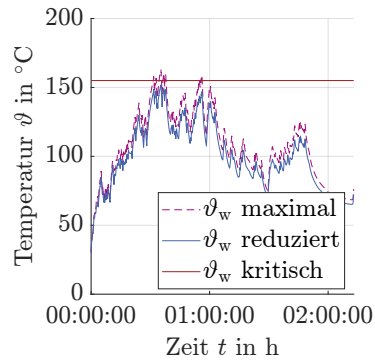
In Abbildung A.7 sind exemplarische Dauerkenmlinien verschiedener Fahrzyklen dargestellt. Für alle Abbildungen wird die kritische Temperatur im Wickelkopf  $\vartheta_{w,krit}$  mit  $155\text{ }^{\circ}\text{C}$  angenommen. Besonders hervorzuheben ist Abbildung A.7 (d), die einen Fahrzyklus zeigt, in dem mit den aktuellen Kühlrippen der gesamte Zyklus bei maximaler Leistung durchfahren werden kann. In Tabelle A.3 werden die notwendigen Leistungsreduzierungen der maximalen Leistungen der einzelnen Fahrzyklen zusammengefasst.

Fahrzyklus	Reduzierung der maximalen Leistung, um unter $\vartheta_{w,krit} = 155\text{ }^{\circ}\text{C}$ zu bleiben
<i>Urban Delivery</i>	92,3%
<i>Construction</i>	97,4%
<i>Suburban</i>	97,4%
<i>Regional Delivery</i>	100%

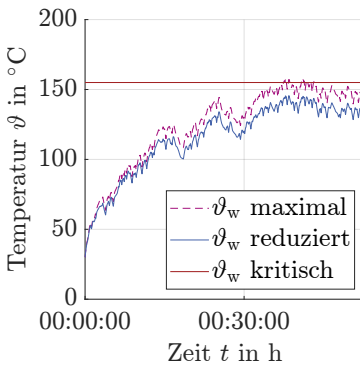
Tabelle A.3: Fahrzyklus und die notwendige Reduzierung der maximalen Leistung, um unterhalb der kritischen Wickelkopftemperatur zu bleiben.



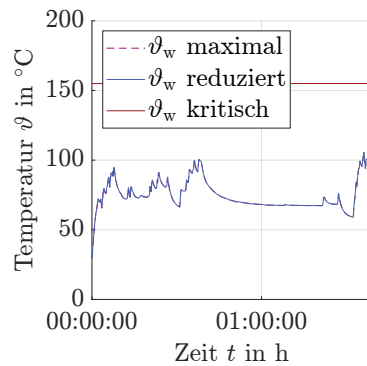
(a) Dauerkennlinien des Fahrzyklus *Urban Delivery*



(b) Dauerkennlinien des Fahrzyklus *Construction*



(c) Dauerkennlinien des Fahrzyklus *Suburban*

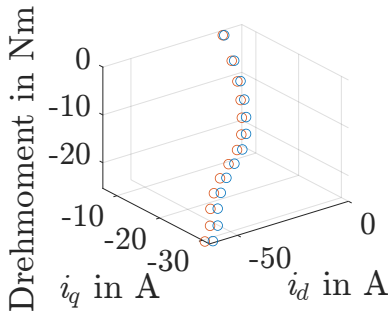


(d) Dauerkennlinien des Fahrzyklus *Regional Delivery*

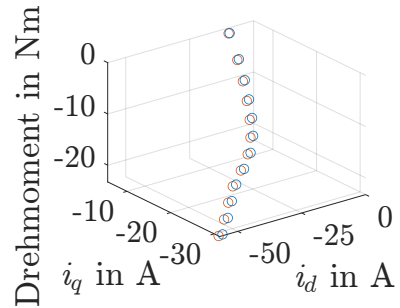
Abbildung A.7: Weitere Beispiele für die Dauerkennlinien über die gesamte Dauer verschiedener Fahrzyklen.

## A.6 Berechnetes und gemessenes True-MTPL-Drehmoment

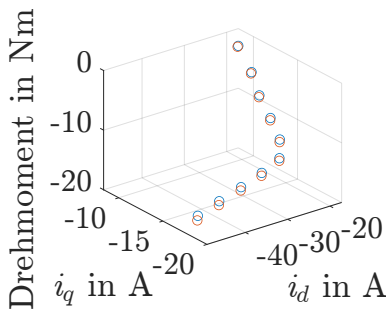
In Abbildung A.8 sind die berechneten und gemessenen Drehmomente der True-MTPL-Punkte für verschiedene Drehzahlen dargestellt. Die berechneten Punkte sind in Blau und die am Prüfstand gemessenen Punkte in Rot gekennzeichnet.



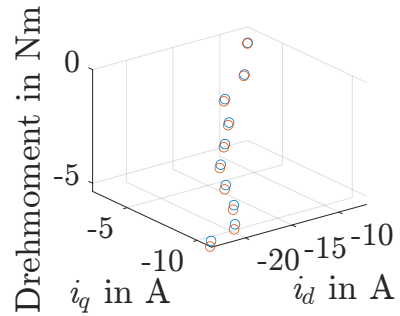
(a) Drehmomente bei  $500 \text{ min}^{-1}$ .



(b) Drehmomente bei  $2000 \text{ min}^{-1}$ .



(c) Drehmomente bei  $7000 \text{ min}^{-1}$ .



(d) Drehmomente bei  $1100 \text{ min}^{-1}$ .

Abbildung A.8: Berechnete und gemessene True-MTPL-Drehmomentpunkte für verschiedene Drehzahlen. Die berechneten Punkte sind in Blau und die am Prüfstand gemessenen Punkte in Rot dargestellt.

## A.7 Wirkungsgradkennfeld aus gemessenen Daten am Prüfstand

Abbildung A.9 zeigt das gemessene Wirkungsgradkennfeld, ergänzt um die aus den FEM-Daten abgeleitete Maximalkennlinie der DUT sowie die aus den Messdaten bestimmte Maximalkennlinie der LAM. Dabei zeigt sich, dass die Vermessung durch die LAM und nicht wie üblich durch die DUT limitiert ist und so nicht das vollständige Kennfeld erfasst werden konnte.

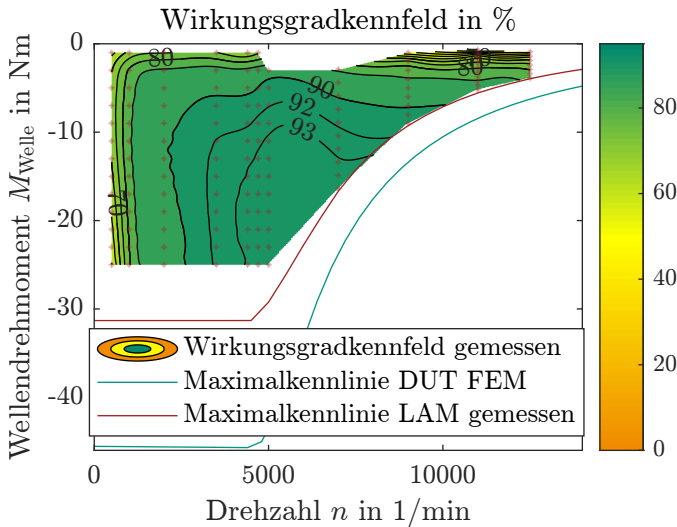


Abbildung A.9: Wirkungsgradkennfeld basierend auf den am Prüfstand gemessenen Daten, einschließlich der Maximalkennlinien der DUT und der LAM. Die experimentellen Messpunkte sind durch rote \* gekennzeichnet.

## A.8 True-MTPL-Wirkungsgradkennfeld aus gemessenen Daten am Prüfstand

Abbildung A.10 zeigt das gemessene Wirkungsgradkennfeld, ergänzt um die aus den FEM-Daten abgeleitete Maximalkennlinie der DUT sowie die aus den am Prüfstand erfassten Messdaten bestimmte Maximalkennlinie der LAM. Auch hier zeigt sich, dass die Vermessung durch die LAM und nicht wie üblich durch die DUT limitiert ist und so nicht das vollständige Kennfeld erfasst werden konnte.

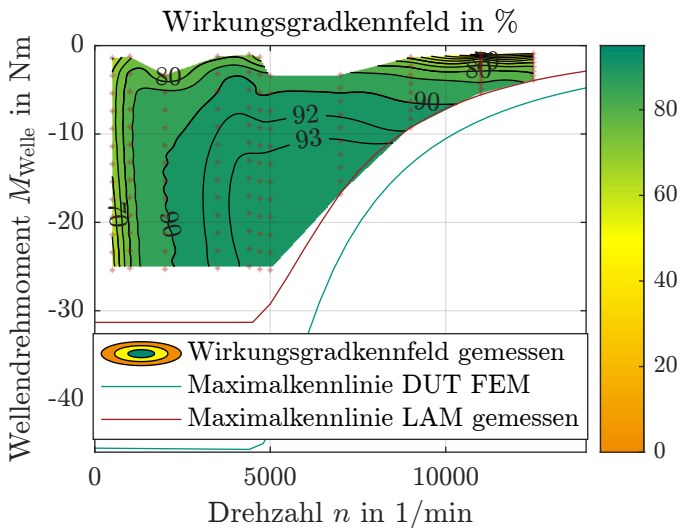
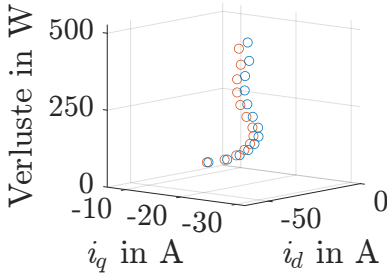


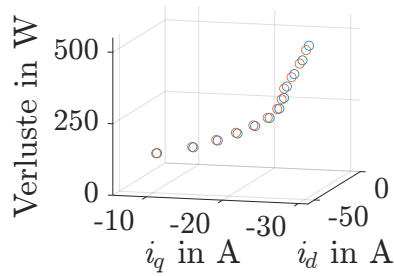
Abbildung A.10: True-MTPL-Wirkungsgradkennfeld basierend auf den am Prüfstand gemessenen Daten, einschließlich der Maximalkennlinien der DUT und der LAM. Die experimentellen Messpunkte sind durch rote \* gekennzeichnet.

## A.9 Berechnete und gemessene True-MTPL Verluste

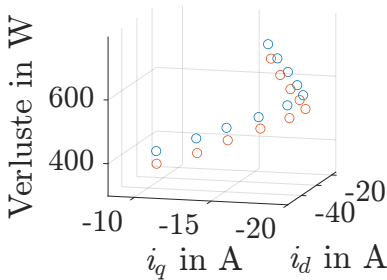
In Abbildung A.11 sind die berechneten und gemessenen Verluste der True-MTPL-Punkte für verschiedene Drehzahlen dargestellt. Die berechneten Punkte sind in Blau und die am Prüfstand gemessenen Punkte in Rot gekennzeichnet.



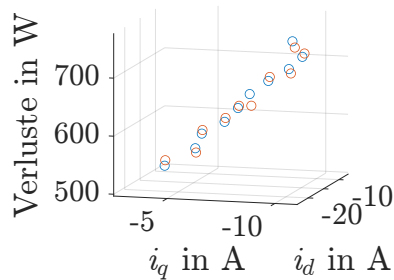
(a) Berechnete und gemessene True-MTPL-Verluste bei  $500 \text{ min}^{-1}$ .



(b) Berechnete und gemessene True-MTPL-Verluste bei  $2000 \text{ min}^{-1}$ .



(c) Berechnete und gemessene True-MTPL-Verluste bei  $7000 \text{ min}^{-1}$ .



(d) Berechnete und gemessene True-MTPL-Verluste bei  $1100 \text{ min}^{-1}$ .

Abbildung A.11: Berechnete und gemessene Verluste aus den True-MTPL-Punkten für verschiedene Drehzahlen. Die berechneten Punkte sind in Blau und die am Prüfstand gemessenen Punkte in Rot dargestellt.

## A.10 Einzeltemperatur des Dauerversuchs

Abbildung A.12 stellt die berechneten Temperaturen des *Interurban*-Fahrzyklus dar. Zudem sind die Positionen der acht Temperatursensoren angegeben. In jeder der drei Phasen (U, V und W) ist mindestens ein Temperatursensor integriert, um Temperaturdifferenzen innerhalb einer Phase detaillierter zu erfassen. Die Sensoren sind an verschiedenen Positionen innerhalb der Wicklung angebracht. Die Begriffsdefinitionen lauten wie folgt: „in WK“ bezeichnet einen im Wickelkopf eingebetteten Sensor, „auf WK“ kennzeichnet einen auf dem Wickelkopf befestigten Sensor, und „in Nut“ beschreibt einen Sensor, der innerhalb der Nut platziert ist.

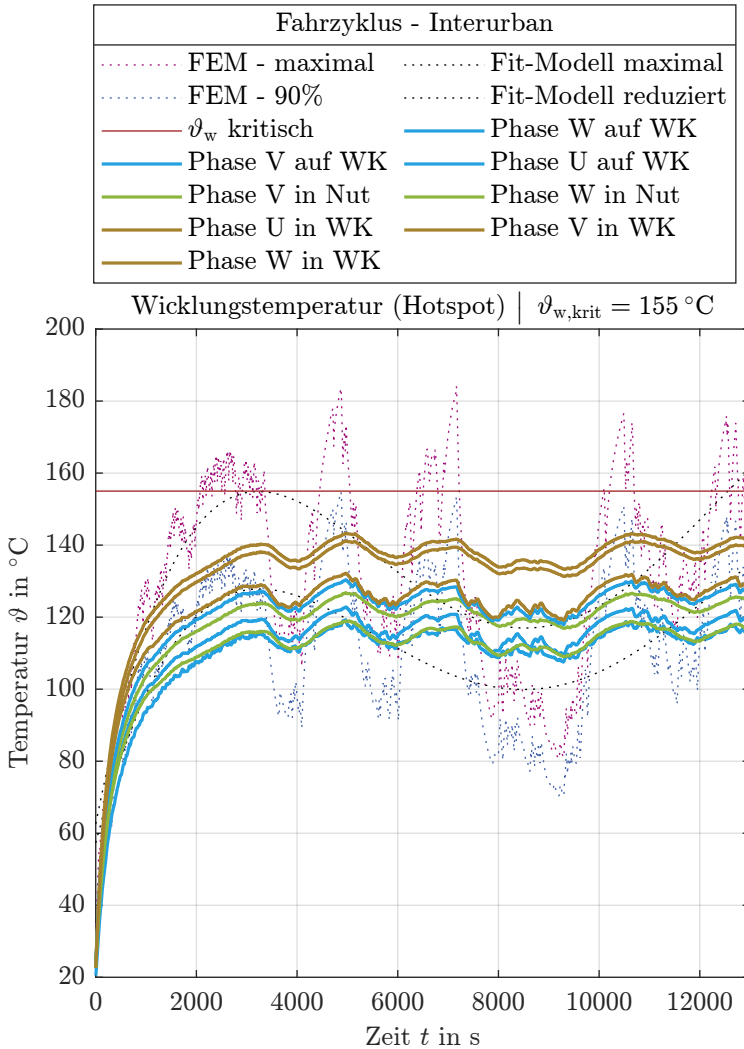


Abbildung A.12: Temperaturdauerversuch basierend auf dem *Interurban*-Fahrzyklus. Dargestellt sind die mittels FEM berechneten Temperaturverläufe, deren gefittete Modelle sowie die Positionen der einzelnen Temperatursensoren innerhalb des Generators.



# Symbolverzeichnis

## Abkürzungen

CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
CO <sub>2</sub> eq	Kohlenstoffdioxid-äquivalenten
AC	Wechselstrom (engl. <u>A</u> lternating <u>C</u> urrent)
ALA	<u>A</u> xial <u>l</u> aminierte <u>A</u> nisotropie
ASM	<u>A</u> synchronmaschine
ATP	Agreement on the International Carriage of Perishable Foodstuffs and on the Special Equipment to be Used for such Carriage - (ATP)
BEV	<u>B</u> attery <u>E</u> lectrical <u>V</u> ehicle
bspw.	<u>b</u> eispielsweise
bzw.	<u>b</u> eziehungsweise
ca.	<u>c</u> irca
CLCCR	International Association of the Body and Trailer Building Industry (franz. <u>C</u> omité de <u>L</u> iaison de la <u>C</u> onstruction de <u>C</u> arrosseries et de <u>R</u> emorques)
CO	<u>C</u> ontinuous <u>O</u> peration Modus
CS	<u>C</u> ycle- <u>S</u> entry Modus
CVT	Stufenloses Getriebe (engl. <u>C</u> ontinuously <u>V</u> ariable <u>T</u> ransmission)
DC	Gleichstrom (engl. <u>D</u> irect <u>C</u> urrent)
DoD	Entladetiefe der Batterie (engl. <u>D</u> epth of <u>D</u> ischarge)
DoE	Statistische Versuchsplanung (engl. <u>D</u> esign of <u>E</u> xperiment)
DUT	<u>D</u> evice <u>U</u> nder <u>T</u> est
etc.	<u>e</u> t <u>c</u> etera

ETI	<u>E</u> lektrotechnisches <u>I</u> nstitut
EU	<u>E</u> uropäische <u>U</u> nion
FEM	<u>F</u> inite <u>E</u> lemente <u>M</u> ethode
FESM	<u>F</u> remderregte <u>S</u> ynchron <u>m</u> otor
FPGA	<u>F</u> ield <u>P</u> rogrammable <u>G</u> ate <u>A</u> rray
GPS	<u>G</u> lobales <u>P</u> ositionsbestimmungssystem
GRVA	Working Party on Automated/Autonomous and Connected Vehicles (franz. <u>G</u> roupe des <u>R</u> apporteurs <u>V</u> éhicules <u>A</u> utomatisés)
GWP	Globales Erwärmungspotenzial (engl. <u>G</u> lobal <u>W</u> arming <u>P</u> otential)
HDV	<u>H</u> eavy- <u>D</u> uty <u>V</u> ehicle
HEV	<u>H</u> ybrid <u>E</u> lectrical <u>V</u> ehicle
IGBT	Bipolartransistor mit isolierter Gate-Elektrode (engl. <u>I</u> nsulated- <u>G</u> ate <u>B</u> ipolar <u>T</u> ransistor)
inkl.	<u>i</u> nkklusive
LAM	<u>L</u> astmaschine
LHS	<u>L</u> atin <u>H</u> ypercube <u>S</u> ampling
LKW	<u>L</u> astkraftwagen
MTPA	<u>M</u> aximum <u>T</u> orque <u>P</u> er <u>A</u> mpere
MTPL	<u>M</u> aximum <u>T</u> orque <u>P</u> er <u>L</u> osses
PD	<u>P</u> ull- <u>D</u> own Modus
PHEV	<u>P</u> lug in <u>H</u> ybrid <u>E</u> lectical <u>V</u> ehicle
PKW	<u>P</u> ersonenkraftwagen
PMSM	<u>P</u> ermanent <u>m</u> agnet <span style="text-decoration: underline dotted;">e</span> rregter <u>S</u> ynchron <u>m</u> otor
PWM	<u>P</u> ulsweiten <u>m</u> odulation
SOC	<u>S</u> ystem- <u>O</u> n- <u>C</u> hip
SoC	Ladezustand der Batterie (engl. <u>S</u> tate <u>o</u> f <u>C</u> harge)
SP Rotor	Ausgeprägter Pol (engl. <u>S</u> alient <u>P</u> ole)
SRM	Geschaltete Reluktanzmaschine (engl. <u>S</u> witched <u>R</u> eluctance <u>M</u> achine)
synRM	<u>S</u> ynchrone <u>R</u> eluktanzmaschine
THG	<u>T</u> reibhausgas
TLA	<u>T</u> ransversal <u>l</u> aminierte <u>A</u> nisotropie
TRU	LKW-Kühlaggregat (engl. <u>T</u> ransport oder <u>T</u> ruck <u>R</u> efrigeration <u>U</u> nit)

usw.	und so weiter
VECTO	Vehicle Energy Consumption calculation Tool
vgl.	vergleiche
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WTT	Well to Tank
WTW	Well to Wheel
z.B.	zum Beispiel

## Formelzeichen

### Lateinische Formelzeichen

$\vec{A}$	Vektorpotential in $\frac{Vs}{m}$
$a$	Anzahl paralleler Spulengruppen
$a_{Batt}$	Amplitude der Exponentialzone
$B$	Flussdichte in $\frac{Vs}{m^2}$
$\frac{b}{d_1}$	Verhältnis Zahnbreite zu Ritzeldurchmesser
$b$	Zahnbreite in m
$b_{Batt}$	Inverse exponentielle Zonenzeitkonstante in $Ah^{-1}$
$b_{Reifen}$	Breite des Reifens in m
$C(f)_L$	Drehzahlabhängiger Reibungsverlusteparamter für den Luftspalt
$C(f)_W$	Drehzahlabhängiger Reibungsverlusteparamter für den Wickelkopf
$\cos\phi$	Leistungsfaktor der Maschine
$D$	Nabendurchmesser in m
$d$	Koordinatenachse d
$d_1$	Teilkreisdurchmesser des Ritzels in m
$d_2$	Teilkreisdurchmesser des Rades in m
$d_{Felge}$	Durchmesser der Felge in m
$D_{Hohl}$	Außendurchmesser Hohlwelle in m
$d_{Hohl}$	Innendurchmesser Hohlwelle in m
$D_i$	Bohrungsdurchmesser Maschine in m
$d_i$	Innendurchmesser Lackdraht in m
$d_W$	Wellendurchmesser in m
$E_{aus}$	Ausschaltenergie für den Transistor und die Diode in J
$E_{ein}$	Einschaltenergie für den Transistor und die Diode in J

$E_{\text{elektr}}$	Elektrische Energie in J
$E_{\text{TRU}}$	Energie die die TRU benötigt in J
$f$	Frequenz in Hz
$F_{\text{Beschl}}$	Beschleunigungswiderstand in N
$FC_{\text{add}}$	Zusätzlicher Verbrauch der elektrischen Achse in l
$FC_{\text{base}}$	Basisverbrauch in in l
$FC_{\text{saved}}$	Gesparter Verbrauch in l
$F_{\text{Luft}}$	Luftwiderstand in N
$f_n$	Kriterien für die Zielfunktion
$F_{\text{Roll}}$	Rollwiderstand in N
$F_{\text{Steig}}$	Steigungswiderstand in N
$F_{\text{Traction}}$	Summe aller auf den Lastkraftwagen wirkenden Kräfte in N
$G$	Tatsächliche Batterieladung ( $\int idt$ ) in Ah
$g$	Gewichtung der Kriterien
$h_{\text{af}}$	Fußhöhe des Bezugsprofils
$I$	Strom in A
$i$	Getriebeübersetzung
$i_{12}$	Standardübersetzung
$I_{\text{Batt}}$	Batteriestrom in A
$I_d$	Statorstrom in dq-Koordinaten in A
$I_D$	Strom der durch die Diode fließt in A
$I_{D,\text{eff}}$	Effektivstrom der durch die Diode fließt in A
$i_G$	Gesamte Getriebeübersetzung
$i_{G,\text{ideal}}$	Ideale Gesamtübersetzung
$I_{LL}$	Außenleiterstrom bzw. Leiter-Leiter-Strom in A
$i_{\text{max}}$	Maximale Getriebeübersetzung
$I_q$	Statorstrom in dq-Koordinaten in A
$I_{\text{rms}}$	Effektivwert des Stroms (engl. rms = root mean square) in A
$I_U$	Strangstrom in der U-Phase in A
$I_V$	Strangstrom in der V-Phase in A
$I_W$	Strangstrom in der W-Phase in A
$i_{\text{Zeitpunkt}}$	Aktueller Zeitpunkt der anliegenden Sinuswellen in s
$I_{\text{zwk}}$	Zwischenkreisstrom in A
$I_{\text{zwk,datenblatt}}$	Zwischenkreisstrom aus dem Datenblatt in A
$J$	Stromdichte in $\frac{\text{A}}{\text{m}^2}$
$K_A$	Anwendungsfaktor
$k_{\text{Batt}}$	Polarisationsspannung in V

---

$K_{F\alpha}$	Stirnfaktor
$K_{F\beta}$	Breitenfaktor
$K_V$	Dynamikfaktor
$L_d$	Längsinduktivität in d-Richtung in H
$l_{fe}$	Aktive Länge der Maschine in m
$L_q$	Querinduktivität in q-Richtung in H
$M$	Drehmoment in Nm; Materialkosten (in Bezug auf VDI 2225)
$m$	Phasenzahl
$m_{\text{Dioden}}$	Anzahl an Dioden
$M_{\text{in}}$	Eingangsdrehmoment in Nm
$M_{\text{max}}$	Maximales Drehmoment in Nm
$m_n$	Normalmodul
$M_{\text{out}}$	Ausgangsdrehmoment in Nm
$Mt$	Torsionsmoment in Nm
$N$	Anzahl an Nuten
$n$	Drehzahl in $\frac{1}{\text{min}}$
$n_{\text{eck}}$	Eckdrehzahl in $\frac{1}{\text{min}}$
$n_{\text{max}}$	Maximale Drehzahl in $\frac{1}{\text{min}}$
$n_{\text{Rad}}$	Raddrehzahl in $\frac{1}{\text{min}}$
$P$	Leistung in W
$p$	Polpaarzahl
$p_{\text{Batt}}$	Batterien parallel verschaltet
$P_{\text{Cu}}$	Kupferverluste in W
$P_{\text{Cu,AC}}$	Kupferverluste aufgrund von Wechselstrom in W
$P_{\text{Cu,DC}}$	Kupferverluste aufgrund von Gleichstrom in W
$P_{\text{el}}$	Elektrische Leistung in W
$P_{\text{elektrisch}}$	Elektrische Leistung in W
$p_{\text{erreicht}}$	Erreichte Punktezahl
$P_{\text{fw}}$	Gesamten Reibungs- und Windungsverluste in W
$P_{\text{fw,L}}$	Reibungsverluste im Luftspalt in W
$P_{\text{fw,W}}$	Reibungsverluste im Wickelkopf in W
$P_{\text{in}}$	Eingangsleistung in W
$P_{\text{max}}$	Maximale Leistung in W
$p_{\text{max}}$	Maximal möglichen (idealen) Punktzahl
$P_{\text{mech}}$	Mechanische Leistung in W
$P_{\text{out}}$	Ausgangsleistung in W

$P_{\text{Rad}}$	Radleistung in W
$P_{\text{red}}$	Reduzierte Dauerleistung in W
$P_t$	Benötigte Antriebsleistung in W
$P_V$	Gesamten Verluste in W
$P_{V,\text{Dichtung}}$	Dichtungsverluste in W
$P_{V,\text{Durchlassv}}$	Die gesamten Durchlassverluste in W
$P_{V,\text{Durchlassv,D}}$	Durchlassverluste der Diode in W
$P_{V,\text{Durchlassv,T}}$	Durchlassverluste des Transistors in W
$P_{V,\text{Fe}}$	Eisenverluste in W
$P_{V,\text{Fe,exe}}$	Excessverlust in W
$P_{V,\text{Fe,hyst}}$	Hystereseverluste in W
$P_{V,\text{Fe,wb}}$	Wirbelstromverluste in W
$P_{V,\text{Gehäuse}}$	Verluste durch das Gehäuse in W
$P_{V,\text{Halbleiter}}$	Halbleiterverluste in W
$P_{V,\text{Lager}}$	Lagerverluste in W
$P_{V,\text{Luefter}}$	Luefterverluste der Halbleiter in W
$P_{V,\text{RB}}$	Verlustrandbedingung
$P_{V,\text{Schalt}}$	Die gesamten Schaltverluste in W
$P_{V,\text{Stator}}$	Verluste durch den Stator in W
$P_{V,\text{Umr}}$	Die gesamten Umrichterverluste in W
$P_{V,\text{Ventil}}$	Ventilationsverluste in W
$P_{V,\text{zusätzl}}$	Zusätzliche Verluste in W
$q$	Koordinatenachse q
$Q_0$	Kapazität der geladenen Batterie in Ah
$Q_{\text{aktuell}}$	Aktuelle Batteriekapazität in Ah
$Q_{\text{BattStack}}$	Kapazität des Batteriestacks in Ah
$R$	Elektrischer Widerstand in $\Omega$
$R_{\text{Batt}}$	Interner Batteriewiderstand in $\Omega$
$r_D$	Widerstand des leitenden Kanals der Diode in $\Omega$
$r_{\text{dyn}}$	Dynamischer Radradius in m
$r_{\text{hb}}$	Höhen-Breiten-Verhältnis
$R_{p0,2}$	Streckgrenze in Pa
$R_{\text{phase}}$	Phasenwiderstand in $\Omega$
$r_{\text{Rotor}}$	Rotorradius in m
$R_{\text{Str}}$	Strangwiderstand in $\Omega$
$r_{\text{Welle}}$	Wellenradius in m
$R_{\text{Wicklung}}$	Elektrischer Widerstand der Wicklungen in $\Omega$

$S$	Score - Ein dimensionsloser Wert, um die unterschiedlichen Ergebnisse miteinander vergleichen zu können
$s_1$	Armquerschnitt in m
$s_{\text{Batt}}$	Batterien seriell verschaltet
$S_{\text{F,min}}$	Mindestsicherheit gegen Zahnfußbruch
$S_{\text{G}}$	Gehäusewandstärke in m
$s_{\text{Hohl}}$	Wandstärke Hohlwelle in m
$s_{\text{R}}$	Zahnkranzdicke in m
$S_{\text{W,min}}$	Mindestsicherheit der Welle
$T$	Periodendauer in s
$t$	Zeit in s
$U$	Phasen U
$U_0$	Batterie Nennspannung in V
$U_{\text{Batt}}$	Batteriespannung in V
$U_{\text{d}}$	d-Statorspannung in dq-Koordinaten in V
$U_{\text{DS}}$	Drain-Source-Spannung in V
$U_{\text{exp}}$	Batterie Exponentialanteil in V
$U_{\text{LL}}$	Außenleiterspannung bzw. Leiter-Leiter-Spannung in V
$U_{\text{maxStack}}$	Maximale Spannung des Batteriestacks in V
$U_{\text{maxZelle}}$	Maximale Spannung der Batteriezelle in V
$U_{\text{pol}}$	Batterie nicht linearer Anteil in V
$U_{\text{q}}$	q-Statorspannung in dq-Koordinaten in V
$U_{\text{R}}$	Batterie Widerstandsanteil in V
$U_{\text{zwk}}$	Zwischenkreisspannung in V
$U_{\text{zwk,datenblatt}}$	Zwischenkreisspannung aus dem Datenblatt in V
$V$	Phasen V
$v_{\text{LKW}}$	Geschwindigkeit des LKW in $\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$W$	Phasen W
$W_{\text{Diode}}$	Schaltverlustarbeit der Diode in J
$w_{\text{n}}$	Gewichte für Zielfunktion
$w_{\text{sp}}$	Spulenwindungszahl
$x_{\text{g}}$	Technische Wertigkeit
$Y_{\beta}$	Schrägenfaktor
$Y_{\delta_{\text{rel T}}}$	Relative Stützziffer
$Y_{\epsilon}$	Überdeckungsfaktor
$Y_{\text{FS}}$	Kopffaktor
$Y_{\text{NT}}$	Lebensdauerfaktor

$Y_{\text{relT}}$	Relativer Oberflächenfaktor
$Y_X$	Größenfaktor
$z_n$	Gesamte Anzahl an Leiter in einer Nut

### Griechische Formelzeichen

$\alpha$	Koordinatenachse $\alpha$
$\alpha_{\text{Index}}$	Wärmeübergangskoeffizient in $\frac{1}{\text{K}}$
$\beta$	Koordinatenachse $\beta$
$\delta$	Luftspalt in m
$\epsilon$	Erlaubte Abweichung von $i_{\text{G,ideal}}$
$\eta$	Wirkungsgrad
$\vartheta$	Temperatur in $^{\circ}\text{C}$
$\vartheta_0$	Gegebene Temperatur in $^{\circ}\text{C}$
$\vartheta_{\text{w,krit}}$	Kritische Temperatur im Wickelkopf in $^{\circ}\text{C}$
$\kappa_r$	Nutfüllfaktor in %
$\xi$	Schenkligkeit
$\rho_{\text{a0}}$	Kopfkanten-Rundungsradius am Werkzeug
$\rho_{\text{Luft}}$	Luftdichte in $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
$\sigma$	Elektrische Leitfähigkeit in $\frac{\text{S}}{\text{m}}$
$\tau$	Schubspannung in Pa
$\phi$	Vorsteuerwinkel in $^{\circ}$
$\phi_{\text{el}}$	Elektrischer Winkel in $^{\circ}$
$\chi$	Anzahl an Litzenleiter (engl. Strands in hands)
$\Psi_d$	d-Flussverkettung in dq-Koordinaten in Vs
$\Psi_{\text{PM}}$	Permanentmagnet-Flussverkettung in Vs
$\Psi_q$	q-Flussverkettung in dq-Koordinaten in Vs
$\omega$	Kreisfrequenz in $\frac{1}{\text{s}}$
$\omega_{\text{el}}$	Elektrische Kreisfrequenz in $\frac{1}{\text{s}}$
$\omega_{\text{in}}$	Eingangskreisfrequenz in $\frac{1}{\text{s}}$
$\omega_{\text{mech}}$	Mechanische Kreisfrequenz in $\frac{1}{\text{s}}$
$\omega_{\text{out}}$	Ausgangskreisfrequenz in $\frac{1}{\text{s}}$



# Abbildungsverzeichnis

1.1	Kohlenstoffdioxidemission im Straßenverkehr der EU im Jahr 2021 [2]. . . . .	2
1.2	CO <sub>2</sub> -Emissionen verschiedener Mittelklasse PKW über den Lebenszyklus. BEV/PHEV werden mit dem durchschnittlichen Stromnetz der EU27 Mitgliedstaaten geladen [10]. . . . .	3
1.3	Gliederung der Dissertation. . . . .	6
2.1	Schematischer Aufbau einer elektrischen Achse mit Kühlsystem als Beispielverbraucher. . . . .	9
2.2	Beispiel eines kombinierten Getriebes aus zweistufigen Stirnradverzahnung rechts und einer Planetenradstufe links [25]. . . . .	12
2.3	Beispiel eines Planetenradgetriebes mit den wichtigsten Elementen: Hohlrads, Planetenrad, Sonnenrad und dem Steg [25]. . . . .	12
2.4	Simuliertes Kennfeld einer synRM für die elektrische Antriebsachse eines LKW mit einer maximalen Leistung von 21 kW. . . . .	15
2.5	Energieumformung durch die Leistungselektronik nach [33]. . . . .	16
2.6	Ragone-Diagramm typischer elektrochemischer Zellen sowie speziell die Entwicklung der Lithiumionen-Technik der 1. und 2. Generation im Vergleich zu Superkondensatoren, Bleiakku und Nickel-Metallhydrid-Akku [37, S. 232]. . . . .	17
2.7	Berechnungsüberblick des Kraftstoffverbrauchs in VECTO [48] [49]. . . . .	20
2.8	Verschiedene in VECTO implementierte Fahrzyklen. . . . .	21
2.9	Ermittlung der Antriebsstrangwerte in VECTO [50]. . . . .	23
2.10	Anhebung des Lastpunkts von P1 nach P2 durch zusätzliche Generatorleistung, wodurch der Verbrauch reduziert wird [30]. . . . .	25

2.11	Schematische Drehmomentverläufe einer PMSM in Abhängigkeit vom Vorsteuerwinkel $\phi$ für das Synchronmoment $M_{\text{syn}}$ , das Reluktanzmoment $M_{\text{rel}}$ und das Gesamtmoment $M_{\text{ges}}$ [58]. . . .	28
2.12	Leistungsfluss eines Elektromotors nach [30]. . . . .	29
2.13	Skin- und Proximity-Effekte bei 5 kHz in zwei massiven Rundleitern aus Kupfer, die jeweils 10 A führen. Mithilfe von FEM-Simulationen erstellte Stromdichtekurve. a) Gleiche Polarität, +10 A und +10 A. b) Gegensätzliche Polarität, +10 A und -10 A [60]. . . . .	31
2.14	Schematischer Ablauf der ETI-Toolkette. . . . .	34
2.15	Darstellung der drei möglichen Rotorformen aus Ansys RMxpert. . . . .	35
2.16	Darstellung der Statornut und ihrer zugehörigen Parameter. . . . .	37
2.17	Beispielhafte Darstellung des LHS-Verfahrens anhand der beiden Parameter Länge und Breite der Nut. Der dadurch aufge-spannte Raum umfasst $n=2$ und stellt somit einen Subraum des gesamten Parameterraums dar. . . . .	38
2.18	Exemplarische Analyse der optimalen Nutfüllung bei einem Drahtdurchmesser von 0,8 mm mit $\kappa_r = 28,9\%$ , $w_{\text{sp}} = 11$ , $\chi = 6$ und $z_n = 66$ . . . . .	39
2.19	Darstellung der beiden konventionellen Varianten: Dieseldriebetreibener TRU und elektrischer Standby-Riemetrieb TRU . . . . .	43
2.20	Die beiden Hybridsysteme E-Drive und Eco-Drive von Carrier. . . . .	45
2.21	Das Vector eCool System mit seinen einzelnen Komponenten [75]. . . . .	46
3.1	Unterschiedliche Rotorgeometrien für synRM: (a) SP Rotor, (b) TLA, (c) ALA [88]. . . . .	50
3.2	Beispiele für die notwendigen Rotorstege im TLA-Rotoren. . . . .	52
3.3	Festlegung der Randbedingungen für die mechanische Simulation am Rotorpol bei einer maximalen Rotationsgeschwindigkeit von $20\,000\text{ min}^{-1}$ . . . . .	53
3.4	Von-Mises-Spannungsergebnisse der exemplarischen Darstellung aus Abbildung 3.3 mit Simulationsfehlern und deutlichen Spannungsüberhöhungen. . . . .	54
3.5	Beispielhafte Abschnitte der Ergebnisauswertung entlang von Pfaden, die über das Rotorblechpaket verteilt sind. . . . .	55
3.6	Ablauf zur Berechnung von Dauerkennlinie der synRM. . . . .	58
3.7	Einfluss der Luftstromgeschwindigkeit auf die Dauerkennlinie der Maschine unter der Randbedingung einer kritischen Grenztemperatur im Wickelkopf von $\vartheta_{\text{w,krit}} = 155^\circ\text{C}$ . . . . .	60

3.8	Ablauf zur Berechnung der Temperatur im Fahrzyklus. . . . .	61
3.9	Vergleich der Temperatur bei maximaler Leistung $P_{\max}$ und reduzierter Leistung $P_{\text{red}}$ des Generators, sowie der definierten kritischen Temperatur der Wicklung. . . . .	62
4.1	Schematische Darstellung des Simulink-Modells mit den Komponenten: Getriebe, Generator, Umrichter, Verbraucher und Batterie. . . . .	66
4.2	Überblick des Ablaufs der Getriebeberechnung. . . . .	69
4.3	Überblick zum Ablauf der Gesamtübersetzungsoptimierung. . .	70
4.4	Beispielhafte Rekuperationspunkte ohne Begrenzung aus VECTO über das $P$ - $n$ -Kennfeld einer 20 kW synRM bei einer Gesamtübersetzung von $i_G = 22$ . . . . .	71
4.5	Beispielhafte Rekuperationspunkte mit Begrenzung aus VECTO über das $P$ - $n$ -Kennfeld einer 20 kW synRM bei einer Gesamtübersetzung von $i_G = 22$ . . . . .	72
4.6	Beispielhafte Schlepppunkte (durch Lastpunktanhebung) aus VECTO über das $P$ - $n$ -Kennfeld einer 20 kW synRM bei einer Gesamtübersetzung von $i_G = 22$ . . . . .	73
4.7	Beispielhafte Rekuperations- und Schlepppunkte aus VECTO über das $P$ - $n$ -Kennfeld einer 20 kW synRM bei einer Gesamtübersetzung von $i_G = 22$ . . . . .	74
4.8	Überblick zum Ablauf der Topologieoptimierung des Getriebes. . . . .	75
4.9	Mindestabstände der Zahnräder zueinander und zum Gehäuse, anhand der Gehäusewandstärke $S_G$ ( $1 \cdot S_G$ zueinander, sowie $1,5 \cdot S_G$ in radiale und $1,5 \cdot S_G$ in axiale Richtung) nach [24]. . .	79
4.10	Zahnradgeometrie Optimierung für Stirnräder nach Wittel [112]. Mit Nabendurchmesser $D$ , Zahnkranzdicke $s_R$ und Armquerschnitt $s_1$ . . . . .	79
4.11	Umsetzung des Shepherd-Modells im Simulink-Modell. Grün = Eingabeparameter, Rot = Ausgabeparameter. . . . .	91
4.12	Beispielhafter Verlauf des SoC-Status im Interurban-Fahrzyklus. Der eingesetzte Generator weist eine maximale Leistung von 21 kW auf, die TRU benötigt eine Leistung von 9 kW und die Batteriekapazität beträgt 12,5 kWh. . . . .	92
4.13	TRU-Betriebsarten auf der Grundlage von Soll- und Ist-Temperaturen im Kühlraum [14, S. 88]. . . . .	93

4.14	TRU-Betriebsbeispiel mit den beiden Modi PD (türkis) und CS (orange) für den Fahrzyklus <i>Urban Delivery</i> bei einer 14 kW PD-Leistung. . . . .	97
4.15	Benötigte TRU-Leistung für alle Fahrzyklen mit einer PD-Leistung von 14 kW. . . . .	100
5.1	Zur Bestimmung des Score-Wertes $S$ werden die verschiedenen Kriterien aufgeteilt und addiert. . . . .	102
5.2	Ergebnis der Sensitivität zur Bewertung der Gewichtungsfaktoren. Am Beispiel vom <i>Interurban</i> Fahrzyklus, mit einer Batteriekapazität von 35 kWh, einer maximalen Generatorleistung von 22,8 kW und einer TRU-Leistung von 11 kW. . . . .	110
6.1	Drehmoment- und Leistungskurve der unterschiedlichen Maschinen. . . . .	112
6.2	Auslegungsergebnisse: Maximale Leistung der FEM-Simulationen (rot), Dauerleistung mit maximaler Rippenhöhe (orange) und Leistungsdichte (grün), jeweils mit interpolierten Verläufen. . . . .	113
6.3	Dauerleistung in stationären Zustand bei maximaler Rippenhöhe (orange), maximale DC-Verluste aus Abbildung 6.2 (blau) und Spulendraht-Außendurchmesser (rot). . . . .	114
6.4	Score-Wert für den Fahrzyklus <i>Interurban</i> eines Generators mit $D_i = 105$ mm (bzw. $P_{\max} = 20,4$ kW) und einer TRU-Leistung von 14 kW, links dargestellt als Achsantrieb mit einem Generator und rechts als Radantrieb mit zwei Generatoren. . . . .	116
6.5	Darstellung der unterschiedlichen Bohrungsdurchmesser in Abhängigkeit von der Batteriekapazität, dem Score-Wert, der Antriebsart und der TRU-Leistung für den Fahrzyklus <i>Interurban</i> . Der schwarze Stern markiert das beste Ergebnis. . . . .	117
6.6	Optimale Kombinationen für die drei Fahrzyklen <i>Interurban</i> , <i>Urban Delivery</i> und <i>Suburban</i> über die vier TRU-Leistungsstufen. Der schwarze Stern markiert das beste Ergebnis. . . . .	119
6.7	Darstellung des durchschnittlichen Score-Werts über alle Fahrzyklen in Abhängigkeit vom Bohrungsdurchmesser ( $D_i$ ) in mm und der Batteriegöße in kWh für TRU-Leistungsstufen von 7 kW und 14 kW unter Verwendung des Achsantriebs. Der schwarze Stern markiert das beste Ergebnis. . . . .	120

6.8	Beste Kombinationen über alle Fahrzyklen und TRU-Leistungsstufen aufgetragen in Achs- und Radantrieb in Abhängigkeit vom Bohrungsdurchmesser und Batteriegröße. . .	121
6.9	Durchschnittlicher Score-Wert aller Fahrzyklen in Abhängigkeit vom Durchmesser der Generatoren und der Batteriegröße bei einer TRU-Leistungsstufen von 14 kW sowie den unterschiedlichen Emissionsfaktoren von 388 g CO <sub>2</sub> eq/kWh bzw. 33 g CO <sub>2</sub> eq/kWh (Durchschnitt aus 50% Photovoltaik und 50% Offshore-Windenergie). . . . .	126
6.10	Vereinfachte Achsendarstellung mit zwei exemplarischen Generatoren unter Berücksichtigung der geometrischen Randbedingungen: maximale Länge, maximale Höhe und Flanschfläche. . .	128
6.11	Mechanische <i>von-Mises</i> Spannungen des Rotors bei 14 000 min <sup>-1</sup> . 131	
6.12	Elastische Verformung des Rotors bei 14 000 min <sup>-1</sup> . . . . .	131
7.1	Physikalischer Gesamtaufbau des Generators, bestehend aus Stator Abbildung 7.1 (a) und Rotor Abbildung 7.1 (b). . . . .	135
7.2	Drehmoment- und Leistungsverlauf der optimierten, luftgeköhlten Maschine. . . . .	136
7.3	Wirkungsgradkennfeld der optimierten, luftgeköhlten Maschine. 137	
7.4	Schematischer Aufbau des <i>Back-to-Back</i> -Prüfstands. . . . .	138
7.5	Die Betriebspunkte der Messreihe bei 4400 min <sup>-1</sup> sind in der $I_d$ - $I_q$ -Ebene dargestellt. . . . .	139
7.6	Prüfstands Aufbau: Unten – untersuchte Maschine (links) und Lastmaschine (rechts). Oben – Verbindung der Maschinen mittels Drehmomentmesswelle (Kistler 4503B) und Balgkupplungen. 140	
7.7	Aufbau des Umrichterschranks mit eigenem SOC und Umrichter des ETI mit einer maximalen Leistung von 60 kW bei einer Taktfrequenz von 50 kHz. . . . .	141
7.8	Darstellung der Flussverkettung $\Psi_d$ als Differenzplot in Abbildung 7.8 (a) und als Gegenüberstellung der am Prüfstand ermittelten und simulierten FEM-Werte in Abbildung 7.8 (b). . .	142
7.9	Darstellung der Flussverkettung $\Psi_q$ als Differenzplot in Abbildung 7.9 (a) und als Gegenüberstellung der am Prüfstand ermittelten und simulierten FEM-Werte in Abbildung 7.9 (b). . .	143
7.10	Darstellung des Drehmoments $M$ als Differenzplot in Abbildung 7.10 (a) und als Gegenüberstellung der am Prüfstand ermittelten und simulierten FEM-Werte in Abbildung 7.10 (b). . .	144

7.11	Wirkungsgradkennfeld basierend auf den am Prüfstand erhobenen Messdaten. Die experimentellen Messpunkte sind durch rote * gekennzeichnet. . . . .	145
7.12	Wirkungsgradkennfeld der True-MTPL-Messpunkte basierend auf den am Prüfstand erhobenen Messdaten. Die experimentellen Messpunkte sind durch rote * gekennzeichnet. . . . .	146
7.13	True-MTPL-Differenzwirkungsgradkennfeld zwischen den über die True-MTPL gemessenen Punkte am Prüfstand und den berechneten Daten aus der FEM, siehe Abbildung 7.3. . . . .	147
7.14	Simulation der Maximalkennlinie der optimierten Maschine mit Dauerkennlinie für die Zeiträume: 10 min und 30 min sowie im stationären Zustand. Als Grenzwert dient die Grenztemperatur im Wickelkopf $\vartheta_{w,krit} = 155^\circ\text{C}$ . . . . .	148
7.15	Simulierter Temperaturverlauf über den gesamten Fahrzyklus für den Betrieb mit maximaler Leistung (lila) und reduzierter Leistung (90%, blau). Die Grenztemperatur von $\vartheta_{w,krit} = 155^\circ\text{C}$ soll nicht überschritten werden. Gepunktete Linien zeigen die gefitteten Temperaturmodelle. . . . .	150
7.16	Berechnete und gemessene Verluste der True-MTPL-Punkte für die Eckdrehzahl bei $4400\text{ min}^{-1}$ . Die berechneten Punkte sind in Blau und die am Prüfstand gemessenen Punkte in Rot dargestellt. Die beiden Teilplots zeigen identische Punkte, dargestellt einmal als $I_d$ -Verlust und einmal als $I_q$ -Verlust-Diagramm. . . . .	151
7.17	Vergleich der berechneten (blau) und gemessenen (rot) True-MTPL-Drehmomentpunkte bei der Eckdrehzahl von $4400\text{ min}^{-1}$ . Die berechneten Punkte sind in Blau und die am Prüfstand gemessenen Punkte in Rot dargestellt. Die beiden Teilplots zeigen identische Punkte, dargestellt einmal als $I_d$ - $M$ und einmal als $I_q$ - $M$ -Diagramm. . . . .	151
7.18	Prüfstands Aufbau zur Messung der Dauerleistung anhand eines Fahrzyklus. Links: LAM, rechts: Lüfter zur Kühlung dieser. . . .	152
7.19	Temperaturdauerversuch basierend auf dem <i>Interurban</i> -Fahrzyklus. Dargestellt sind die mittels FEM berechneten Temperaturverläufe, deren gefittete Modelle sowie die gemittelte Temperatur über alle acht Temperatursensoren. . . . .	154
7.20	Ein vereinfachtes thermisches Netzwerk des Generators, dargestellt als räumliche Aufteilung in Abbildung 7.20 (a) und als abstrahiertes Modell in Abbildung 7.20 (b). . . . .	155

7.21	Positionierung der Thermosensoren: Der Sensor ist an Position 1 im Wickelkopf eingebettet, an Position 2 auf der Oberfläche des Wickelkopfes angebracht und an Position 3 in die Nut eingeführt.	156
7.22	Stromrippel während des Dauerversuchs vom Fahrzyklus <i>Inter-urban</i> .	157
A.1	Abmaße und chemische Zusammensetzung des verwendeten NO27-15 von Waelzholz.	166
A.2	Technologische Prüfdaten des verwendeten NO27-15 von Waelzholz.	167
A.3	Erster Teil der Epsteinrahmenvermessung des verwendeten NO27-15 von Waelzholz.	168
A.4	Zweiter Teil der Epsteinrahmenvermessung des verwendeten NO27-15 von Waelzholz.	169
A.5	Unterschiedliche Score-Werte für verschiedene Kombinationen aus Fahrzyklus, Generatorleistung und TRU-Leistungen.	171
A.6	Datenblatt des Basismodul <i>TRION(3)-18xx-POWER-4</i> der Firma <i>DEWETRON</i> .	172
A.7	Weitere Beispiele für die Dauerkennlinien über die gesamte Dauer verschiedener Fahrzyklen.	174
A.8	Berechnete und gemessene True-MTPL-Drehmomentpunkte für verschiedene Drehzahlen. Die berechneten Punkte sind in Blau und die am Prüfstand gemessenen Punkte in Rot dargestellt.	175
A.9	Wirkungsgradkennfeld basierend auf den am Prüfstand gemessenen Daten, einschließlich der Maximalkennlinien der DUT und der LAM. Die experimentellen Messpunkte sind durch rote * gekennzeichnet.	176
A.10	True-MTPL-Wirkungsgradkennfeld basierend auf den am Prüfstand gemessenen Daten, einschließlich der Maximalkennlinien der DUT und der LAM. Die experimentellen Messpunkte sind durch rote * gekennzeichnet.	177
A.11	Berechnete und gemessene Verluste aus den True-MTPL-Punkten für verschiedene Drehzahlen. Die berechneten Punkte sind in Blau und die am Prüfstand gemessenen Punkte in Rot dargestellt.	178

A.12 Temperaturdauer Versuch basierend auf dem <i>Interurban-</i> Fahrzyklus. Dargestellt sind die mittels FEM berechneten Temperaturverläufe, deren gefittete Modelle sowie die Po- sitionen der einzelnen Temperatursensoren innerhalb des Generators. . . . .	180
--	-----



# Tabellenverzeichnis

1.1	Energieverbrauch pro Nettobetriebsstunde auf der Grundlage von ATP-Testwerten [15] von TRU bei 30 °C Umgebungstemperatur. . . . .	4
2.1	Parametervariation der Rotorstruktur <i>Hyperbolic Polyline</i> , siehe hierzu Abbildung 2.15. . . . .	36
2.2	Parametervariation der Statorstruktur. Die Parameter sind in Abbildung 2.16 dargestellt. . . . .	37
3.1	Vor- und Nachteile der verschiedenen Rotorgeometrien: SP Rotor, TLA und ALA. . . . .	51
3.2	Übersicht der Isolierstoffklassen nach [102]. . . . .	59
4.1	VECTO Eingabeparameter . . . . .	67
4.2	Paarweise Vergleich, der Kriterien, für die Bewertung der Getriebekonzepte. Mit Großteilen (Großt.), Kleinteilen (Kleint.), Komplexteilen (Komplext.), Wirkungsgrad (Wirk.), Energieertrag (Energ.), Summe (Sum.) und Gewichtung (Gew.) . . . . .	82
4.3	Einordnung der technischen Wertigkeit nach VDI 2225 [115, S. 4].	83
4.4	Punktebewertungsskala nach VDI 2225 Blatt 3 [115, S. 4]. . . . .	83
4.5	Ober- und Untergrenzen der Wertebereiche der einzelnen Kriterien, mit jeweiliger Zuordnung der Punktzahl nach der Bewertungsskala (siehe Tabelle 4.4). . . . .	84
4.6	Die verschiedenen Maschinentypen und die Anwendung der Kriterien auf sie. Die Bewertungen werden mit den Symbolen + (positiv), 0 (neutral) und - (negativ) definiert. . . . .	85
4.7	Ein- und Ausschaltenergien des verwendeten Halbleiters bei $U_{DS}=800\text{ V}$ und $I_D = 50\text{ A}$ . . . . .	87

4.8	Durchschnittlicher Verbrauch über den Fahrzyklus bezogen auf den mittleren Verbrauch der TRU-Stufen, in kW. . . . .	99
5.1	Zahlenwerte der WTW- und WTT-Werte verschiedener Energieformen. $WTW_{\text{Diesel, VECTO}}$ steht dabei für den WTW-Verbrauch der in VECTO definiert ist. . . . .	105
5.2	Ausgewählte Kriterien und deren gewählte Gewichtung für die Zielfunktion. . . . .	109
6.1	Zusammenfassung der wichtigsten Daten der besten Kombination aus Abbildung 6.8 mit Achsantrieb. . . . .	122
6.2	Ergebnisse der besten Kombination aus Abbildung 6.8 mit Achsantrieb, TRU-Leistung = 11 kW, $P_{\text{max}} = 22,83 \text{ kW}$ und Batteriekapazität = 30 kWh. Der Umrechnungsfaktor für $\text{CO}_2$ -Emissionen beträgt 2,65 kg $\text{CO}_2$ pro Liter Diesel [143, 144]. . . . .	123
6.3	Die zentralen Parameter der optimalen Kombination gemäß den Randbedingungen in Unterabschnitt 6.3.1 für einen Achsantrieb. . . . .	129
6.4	Ergebnisse der optimalen Kombination unter den Randbedingungen aus Unterabschnitt 6.3.1: Achsantrieb, feste Getriebeübersetzung von $i = 28$ , TRU-Leistung von 11 kW, $P_{\text{max}} = 23,1 \text{ kW}$ und einer Batteriekapazität von 30 kWh. Der Umrechnungsfaktor für $\text{CO}_2$ -Emissionen beträgt 2,65 kg $\text{CO}_2$ pro Liter Diesel [143, 144]. . . . .	130
7.1	Kenndaten der optimierten, luftgekühlten Maschine . . . . .	134
7.2	Werkstoffeigenschaften des verwendeten Elektroblechs NO27. . . . .	135
7.3	Kenndaten der wassergekühlten LAM. . . . .	138
7.4	Kenndaten der am Prüfstand verbauten Drehmomentmesswelle Kistler 4503B, siehe [D4]. . . . .	139
7.5	Aufteilung der Einzelverluste - FEM Berechnung und Prüfstandmessung. . . . .	155
A.1	Vorbelegung für Auslegung nach Zahnfußtragfähigkeit (Teil 1), in Anlehnung an [152, S. 77] . . . . .	164
A.2	Vorbelegung für Auslegung nach Zahnfußtragfähigkeit (Teil 2), in Anlehnung an [152, S. 77] . . . . .	165

A.3 Fahrzyklus und die notwendige Reduzierung der maximalen Leistung, um unterhalb der kritischen Wickelkopftemperatur zu bleiben. . . . .	173
--	-----



# Literaturverzeichnis

## Fremdliteratur

- [1] Bundesregierung. *EU-Klimaschutzpaket Fit For 55* | Bundesregierung. de. URL: <https://www.bundesregierung.de/breg-de/schwerpunkte/europa/fit-for-55-eu-1942402> (besucht am 09.02.2024).
- [2] Statistisches Bundesamt. *CO2-Ausstoß Straßenverkehr Europa - Statistisches Bundesamt*. de. URL: [https://www.destatis.de/Europa/DE/Thema/Umwelt-Energie/CO2\\_Strassenverkehr.html](https://www.destatis.de/Europa/DE/Thema/Umwelt-Energie/CO2_Strassenverkehr.html) (besucht am 09.02.2024).
- [3] R. Muncrief und B. Sharpe. „Overview of the heavy-duty vehicle market and CO2 emissions in the European Union“. de. In: *International Council on Clean Transportation* (Dez. 2015), S. 3.
- [4] M. Lambrecht. *Klimaschutz im Verkehr*. de. Publisher: Umweltbundesamt. Juli 2019. URL: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/verkehr/klimaschutz-im-verkehr> (besucht am 12.04.2024).
- [5] Europäischen Umweltagentur. *CO2-Emissionen von Pkw: Zahlen und Fakten (Infografik)*. de. März 2019. URL: <https://www.europarl.europa.eu/topics/de/article/20190313ST031218/co2-emissionen-von-pkw-zahlen-und-fakten-infografik> (besucht am 12.04.2024).
- [6] C. Kämper, H. Helms und K. Biemann. „Wie klimafreundlich sind Elektroautos?“ de. In: *Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg* (2020), S. 7.

- [7] European Commission and Directorate-General for Climate Action u. a. *Determining the environmental impacts of conventional and alternatively fuelled vehicles through LCA: final report*. eng. LU: Publications Office of the European Union, 2020.
- [8] J. Jöhrens, M. Allekotte, F. Heining, H. Helms, D. Räder, N. Köllermeier und V. Waßmuth. „Vergleichende Analyse der Potentiale von Antriebs-technologien für Lkw im Zeithorizont 2030“. de. In: (Jan. 2022).
- [9] D. Z. für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR), D. I. für Wirtschaftsforschung und K.-B. (KBA). *Verkehr in Zahlen 2024/2025*. Bd. 53. Verkehr in Zahlen. Flensburg: Bundesministerium für Digitales und Verkehr, 2025, S. 1–375.
- [10] Transposrt and Enviroment. *UPDATE - T and E s analysis of electric car lifecycle CO emissions*. eng. URL: [https://te-cdn.ams3.cdn.digitaloceanspaces.com/files/TE\\_LCA\\_Update-June\\_corrected.pdf](https://te-cdn.ams3.cdn.digitaloceanspaces.com/files/TE_LCA_Update-June_corrected.pdf) (besucht am 09.02.2024).
- [11] F. Rodriquez. *Europe's electric truck market surges, while electric buses power ahead*. eng. Aug. 2023. URL: <https://theicct.org/europes-electric-truck-market-surges-aug23/> (besucht am 09.02.2024).
- [12] European Automobile Manufacturers' Association. *New commercial vehicle registrations: vans +15%, trucks +3%, buses +28.6% in H1 2024*. eng. Juli 2024.
- [13] M. Otten, M. t. Hoen und E. den Boer. *Electrical trailer cooling during rest periods - Analysis of emissions and costs*. eng. Techn. Ber. Delft: European Union, Dez. 2015, S. 51.
- [14] T. Kattenberg. „Einsatzindividuelle Fahrzyklen zur Bewertung der Bremsenergieerückgewinnung am Kühlsattelaufleger“. de. Diss. Universitätsbibliothek Braunschweig, 2017.
- [15] United Nations, Hrsg. *Agreement on the International Carriage of Perishable Foodstuffs and on the Special Equipment to Be Used for Such Carriage (ATP)*. eng. New York: United Nations, 2022. ISBN: 978-92-1-139210-4.

- 
- [16] B. Wagner vom Berg, U. Arens, U. Kühne, J.-P. Stenau, S. Hasanspahic und M. Leibenath. *Abschlussbericht zur Studie Klimafreundliche Kühlsysteme für den Straßengüterverkehr - Marktüberblick und Dekarbonisierungspotenziale*. de. Techn. Ber. Hochschule Bremerhaven Smart Mobility Institute, Juni 2023.
- [17] Europäische Union. *Verordnung (EU) 2018/858 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 30. Mai 2018 über die Genehmigung und die Marktüberwachung von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge, zur Änderung der Verordnungen (EG) Nr. 715/2007 und (EG) Nr. 595/2009 und zur Aufhebung der Richtlinie 2007/46/EG*. de. Mai 2018.
- [18] Europäische Union. *Richtlinie 97/27/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 22. Juli 1997 über die Massen und Abmessungen bestimmter Klassen von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG*. de. Juli 1997.
- [19] International Organization for Standardization. *Road vehicles - Types - Terms and definitions*. eng. ISO 3833.
- [20] Europäische Union. *Regulation No 13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking [2016/194]*. eng. Feb. 2016.
- [21] C. Adam. *eTrailers + Self-propelled Trailers - Industry Task Force on Amendments to UN Reg 13*. eng. Online Präsentation. März 2024.
- [22] A. Fricke, D. Günzel und T. Schaeffer. *Bewegungstechnik: Konzipieren und Auslegen von mechanischen Getrieben*. de. 3. Aufl. München: Carl Hanser Verlag GmbH und Co. KG, Dez. 2021. ISBN: 978-3-446-46858-0.
- [23] J. Looman. *Zahnradgetriebe: Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen*. de. 3., neubearbeitete und erw. Aufl. 1996, Nachdruck in veränderter Ausstattung. OCLC: 458562821. Berlin: Springer, 2009. ISBN: 978-3-540-89460-5.
- [24] H. Linke und J. Börner. *Stirnradverzahnung Berechnung - Werkstoffe - Fertigung*. de. 3., aktualisierte Auflage. OCLC: 1350788819. München: Hanser, 2023. ISBN: 978-3-446-47036-1.

- [25] F. Klocke und C. Brecher. *Zahnrad- und Getriebetechnik: Auslegung - Herstellung - Untersuchung - Simulation*. de. OCLC: 1011587028. München: Hanser, 2017. ISBN: 978-3-446-43140-9.
- [26] H. W. Müller. *Die Umlaufgetriebe: Auslegung und vielseitige Anwendungen*. de. Zweite neubearbeitete und erweiterte Auflage. OCLC: 913692155. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg : Imprint : Springer, 1998. ISBN: 978-3-642-58725-2.
- [27] G. Niemann und H. Winter. *Maschinenelemente. Bd. 2, Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe*. eng. 2., völlig neubearb. Aufl., 2., berichtiger Nachdruck. OCLC: 451464163. Springer-Verlag: Berlin, 1989. ISBN: 978-3-540-11149-8.
- [28] H. Saljé. „Optimierung des Laufverhaltens evolventischer Zylinderrad-Leistungsgetriebe: Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf Geräuschemission und Tragfähigkeit“. de. Diss. Aachen: Aachen, Technische Hochschule, 1987.
- [29] F. Mulzer. „Systematik hoch übersetzender coaxialer Getriebe“. de. Diss. Technische Universität München, 2010, S. 182.
- [30] M. Doppelbauer. *Grundlagen der Elektromobilität*. de. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020. ISBN: 978-3-658-29729-9.
- [31] A. Binder. *Elektrische Maschinen und Antriebe: Grundlagen, Betriebsverhalten*. de. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [32] E. Bolte. *Elektrische Maschinen: Grundlagen - Magnetfelder - Erwärmung - Funktionsprinzipien - Betriebsarten - Einsatz - Entwurf - Wirtschaftlichkeit*. de. 2. Auflage. OCLC: 1029759819. Berlin: Springer, 2018.
- [33] J. Specovius. *Grundkurs Leistungselektronik: Bauelemente, Schaltungen und Systeme*. de. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020. ISBN: 978-3-658-30399-0.
- [34] R. Marenbach, J. Jäger und D. Nelles. *Elektrische Energietechnik: Grundlagen, Energieversorgung, Antriebe und Leistungselektronik*. de. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020. ISBN: 978-3-658-29492-2.
- [35] F. C. Arsandi, M. Z. Efendi und F. D. Murdianto. „Constant Current Constant Voltage for Precise Lithium-Ion Battery Charging“. eng. In: *2022 International Electronics Symposium (IES)*. 2022, S. 48–53.



- [36] Z. Wang, S. Zeng, J. Guo und T. Qin. „Remaining capacity estimation of lithium-ion batteries based on the constant voltage charging profile“. eng. In: *PLOS ONE* 13.7 (Juli 2018). Publisher: Public Library of Science, e0200169. issn: 1932-6203.
- [37] P. Kurzweil und O. K. Dietlmeier. *Elektrochemische Speicher: Superkondensatoren, Batterien, Elektrolyse-Wasserstoff, Rechtliche Rahmenbedingungen*. de. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018. isbn: 978-3-658-21829-4.
- [38] M. Yassine und D. Fabris. „Performance of Commercially Available Supercapacitors“. eng. In: *Energies* 10.9 (Sep. 2017), S. 1340. issn: 1996-1073.
- [39] T. Hettesheimer u. a. *Entwicklungsperspektiven für Zellformate von Lithium-Ionen-Batterien in der Elektromobilität*. de. Publisher: [object Object]. Fraunhofer-Allianz Batterien; 2017.
- [40] J. Tario. „Electric-Powered Trailer Refrigeration Unit Market Study and Technology Assesment“. eng. In: *The New York State Energy Research and Development Authority eTRU Market Study and Technology Assessment* (Juni 2005), S. 197.
- [41] J. Thornton. *Market and Technology Assessment of Electric Transport Refrigeration Units*. eng. Dez. 2015. URL: <https://restservice.epri.com/publicdownload/000000003002006036/0/Product> (besucht am 15. 11. 2023).
- [42] EU Kommission. *VERORDNUNG (EU) 2017/ 2400 DER KOMMISSION - vom 12. Dezember 2017 - zur Durchführung der Verordnung (EG) Nr. 595/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates hinsichtlich der Bestimmung der CO2-Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs von schweren Nutzfahrzeugen sowie zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates sowie der Verordnung (EU) Nr. 582/2011 der Kommission*. de. Techn. Ber. Dez. 2017, S. 247.
- [43] G. Fontaras, M. Rexeis, P. Dilara, S. Hausberger und K. Anagnostopoulos. „The Development of a Simulation Tool for Monitoring Heavy-Duty Vehicle CO2 Emissions and Fuel Consumption in Europe“. eng. In: 2013. Sep. 2013, S. 2013–24–0150.

- [44] G. Fontaras, T. Grigoratos, D. Savvidis, K. Anagnostopoulos, R. Luz, M. Rexeis und S. Hausberger. „An experimental evaluation of the methodology proposed for the monitoring and certification of CO<sub>2</sub> emissions from heavy-duty vehicles in Europe“. eng. In: *Energy* 102 (Mai 2016), S. 354–364. ISSN: 03605442.
- [45] A. Tansini, G. Fontaras, B. Ciuffo, F. Millo, I. Prado Rujas und N. Zacharof. „Calculating Heavy-Duty Truck Energy and Fuel Consumption Using Correlation Formulas Derived From VECTO Simulations“. eng. In: Apr. 2019, S. 2019–01–1278.
- [46] N. Zacharof, A. Tansini, I. Prado Rujas, T. Grigoratos und G. Fontaras. „A Generalized Component Efficiency and Input-Data Generation Model for Creating Fleet-Representative Vehicle Simulation Cases in VECTO“. eng. In: Apr. 2019, S. 2019–01–1280.
- [47] S. Broekaert und G. Fontaras. *CO<sub>2</sub> emissions of the European heavy-duty vehicle fleet: analysis of the 2019 2020 reference year data*. eng. LU: Publications Office, 2022.
- [48] Europäische Kommission. *The European Commission’s science and knowledge service*. eng. Nov. 2018. URL: [https://climate.ec.europa.eu/system/files/2018-12/201811\\_simulation\\_tool\\_en.pdf](https://climate.ec.europa.eu/system/files/2018-12/201811_simulation_tool_en.pdf) (besucht am 15.02.2024).
- [49] D. Savvidis, S. Broekaert und E. Bitsanis. *VECTO workshop for completed heavy buses*. eng. Workshop. März 2023.
- [50] Europäische, Kommission. *VECTO User Manuel Version 3.3.13*. eng. Feb. 2024.
- [51] K. Reif, Hrsg. *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*. de. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. ISBN: 978-3-658-12636-0.
- [52] M. Mitschke und H. Wallentowitz. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. de. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. ISBN: 978-3-658-05067-2.
- [53] F. Küçükay. *Grundlagen der Fahrzeugtechnik: Antriebe, Getriebe, Energieverbrauch, Bremsen, Fahrdynamik, Fahrkomfort*. de. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2022. ISBN: 978-3-658-36726-8.
- [54] P. Spichartz, P. Dost und C. Sourkounis. „Recuperation Strategies for electric vehicles“. eng. In: *2014 Ninth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)*. Monte-Carlo: IEEE, März 2014, S. 1–7. ISBN: 978-1-4799-3787-5.

- 
- [55] A. Veltman, D. W. Pulle und R. W. De Doncker. *Fundamentals of Electrical Drives*. eng. Power Systems. Cham: Springer International Publishing, 2016. ISBN: 978-3-319-29408-7.
- [56] S. Günther. *Hochausgenutzte synchrone Reluktanzmaschinen für den Einsatz als elektrische Fahrmotoren*. de. Bd. 17. Dresdner Schriftenreihe zu elektrischen Maschinen und Antrieben. Düren: Shaker Verlag, 2019. ISBN: 9783844068443.
- [57] D. Schröder und R. Kennel. *Elektrische Antriebe – Grundlagen: Mit durchgerechneten Übungs- und Prüfungsaufgaben*. de. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2021.
- [58] P. Winzer. „Steigerung von Drehmoment und Wirkungsgrad bei Synchronmaschinen durch Nutzung der magnetischen Asymmetrie“. de. Dissertation. 2017.
- [59] M. Doppelbauer. *Skript zur Vorlesung - Entwurf elektrischer Maschinen*. de. 2022.
- [60] J.-R. Riba. „Calculation of the ac to dc resistance ratio of conductive nonmagnetic straight conductors by applying FEM simulations“. eng. In: *European Journal of Physics* 36.5 (Sep. 2015), S. 055019. ISSN: 0143-0807, 1361-6404.
- [61] D. Bauer. *Verlustanalyse bei elektrischen Maschinen für Elektro- und Hybridfahrzeuge zur Weiterverarbeitung in thermischen Netzwerkmodellen*. de. Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019. ISBN: 978-3-658-24271-8.
- [62] G. Bertotti. „General properties of power losses in soft ferromagnetic materials“. eng. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 24.1 (Jan. 1988), S. 621–630. ISSN: 0018-9464, 1941-0069.
- [63] B. Zhang. „Modellierung und hocheffiziente Berechnung der lastabhängigen Eisenverluste in permanentmagneterregten Synchronmaschinen“. de. Medium: PDF Publisher: KIT Scientific Publishing. Diss. 2019.
- [64] A. Dean, M. Morris, J. Stufken und D. Bingham, Hrsg. *Handbook of design and analysis of experiments*. eng. OCLC: 911616816. Boca Raton: CRC Press, 2015. ISBN: 978-1-4665-0434-9.
- [65] S. G. Shina. *Industrial design of experiments: a case study approach for design and process optimization*. eng. OCLC: 1290839798. Cham: Springer, 2022. ISBN: 978-3-030-86267-1.

- [66] K. Siebertz. *Statistische Versuchsplanung*. eng. OCLC: 1105091605. Springer Berlin Heidelberg, 2017.
- [67] G. Du und N. Huang. „Friction Loss and Thermal Analysis of a High-Speed Permanent Magnet Machine for Waste Heat Power Generation Application“. eng. In: *IEEE Access* 7 (2019), S. 131710–131718. issn: 2169-3536.
- [68] J. Saari. *Friction losses and heat transfer in high-speed electrical machines*. eng. Techn. Ber. 50. Helsinki University of Technology, Laboratory of Electromechanics, Mai 1996.
- [69] J. Tario. *Electric-Powered Trailer Refrigeration Unit Market Study and Technology Assessment*. eng. 24. Juni 2005.
- [70] P. Dengler, M. Geimer und R. Zahoransky. „Kraftstoff sparen mit variabler Drehzahl – Potenzial dieselektrischer Zusatzaggregate in mobilen Maschinen“. In: *Mobile Maschinen* 2011.3 (2011), S. 18–21. issn: 1865-7028.
- [71] Carrier. *The Eco-Drive power module*. eng. URL: [https://www.shareddocs.com/hvac/docs/2000/Public/01/Eco-Drive\\_ENG.pdf](https://www.shareddocs.com/hvac/docs/2000/Public/01/Eco-Drive_ENG.pdf) (besucht am 13. 11. 2023).
- [72] Carrier. *E-drive technology*. eng. URL: <https://www.carrier.com/truck-trailer/en/eu/products/eu-truck-trailer/E-Drive/> (besucht am 13. 11. 2023).
- [73] Thermo King Europe. *UT-HybridDrive – How it works*. eng. URL: <https://europe.thermoking.com/truck/ut-series/ut-hybrid/ut-hybrid-how-it-works> (besucht am 15. 11. 2023).
- [74] Carrier. *eCool Series - Electrify your cold chain*. eng. URL: [https://www.carrier.com/truck-trailer/en/eu/products/eu-truck-trailer/Electric\\_and\\_sustainable\\_cold\\_chain/Electrification\\_index.html](https://www.carrier.com/truck-trailer/en/eu/products/eu-truck-trailer/Electric_and_sustainable_cold_chain/Electrification_index.html) (besucht am 15. 11. 2023).
- [75] Carrier. *Vector eCool- The First Autonomous Electric Refrigeration System*. eng. URL: <https://www.carrier.com/truck-trailer/en/eu/products/eu-truck-trailer/trailer/vector-ecool/> (besucht am 15. 11. 2023).
- [76] Valx B.V. *E2/HD energy axles*. eng. URL: <https://www.valx.eu/en/products/axles/e2-hd-energy-axles/?lang=en-gb> (besucht am 15. 11. 2023).

- 
- [77] SAF Holland Group. *E-axle family from SAF*. eng. URL: [https://www.group-ims.com/media/uploads/pdf/3/3/333\\_saf-holland-e-axle-family.pdf](https://www.group-ims.com/media/uploads/pdf/3/3/333_saf-holland-e-axle-family.pdf) (besucht am 15. 11. 2023).
- [78] THT New Cool. *The New Cool - No mission of CO2 and particulate matter!* eng. URL: <https://thtnewcool.eu/en/#new-cool> (besucht am 15. 11. 2023).
- [79] Thermo King Europe. *AxlePower – Powered by the road*. eng. URL: [https://thermokingzapp.com/assets/original/TK80081\\_AxlePower\\_Brochure\\_02-2023\\_EN\\_V2.0\\_LR-spread.pdf](https://thermokingzapp.com/assets/original/TK80081_AxlePower_Brochure_02-2023_EN_V2.0_LR-spread.pdf) (besucht am 15. 11. 2023).
- [80] BPW Bergische Achsen KG. *EPower*. de. URL: <https://www.bpw.de/produkte/achse-fahrwerk/epower> (besucht am 15. 11. 2023).
- [81] ZF Friedrichshafen AG. *Electrified-Trailer-Technologie von ZF*. de. 14. Nov. 2023. URL: [https://www.zf.com/products/de/cv/stories\\_content\\_pages/electrified\\_trailer\\_solution.html](https://www.zf.com/products/de/cv/stories_content_pages/electrified_trailer_solution.html) (besucht am 29. 11. 2023).
- [82] Schmitz Cargobull. *Electric cooling - s.cue*. eng. URL: <https://www.cargobull.com/en/company/reliable-innovative/electric-cooling-unit-s-cue> (besucht am 15. 11. 2023).
- [83] Fahrzeugwerk Bernard KRONE GmbH und Co. KG. *eCOOL LINER - mit vollelektrischem Celsineo Kühlaggregat*. de. URL: <https://www.krone-trailer.com/produkte/elektrifizierte-trailer/ecool-liner> (besucht am 15. 11. 2023).
- [84] J. Heseding, G. Schünemann und T. Dieckmann. „Nutzfahrzeugtrailer mit Hybridfunktion“. de. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 121.5 (Mai 2019), S. 38–43. ISSN: 0001-2785, 2192-8800.
- [85] F. Müller-Deile, J. Heseding, G. Schünemann und T. Dieckmann. „Fuel Savings of an Electrified Semi-trailer in Driving Tests“. eng. In: *ATZ worldwide* 122.5 (Mai 2020), S. 54–59. ISSN: 2192-9076.
- [86] CuroCon GmbH. *evTrailer*. de. URL: <https://evtrailer.de/> (besucht am 20. 11. 2023).

- [87] C. Köllner. *Projekt evTrailer2 erforscht schweren Verteilerverkehr*. de. URL: [https://www.springerprofessional.de/schwere-lkw/emissionen/projekt-evtrailer2-erforscht-schweren-verteilerverkehr/23762348?utm\\_medium=email&utm\\_source=SP-Newsletter\\_Redaktion&utm\\_campaign=SP-Automobil\\_Motoren\\_Newsletter\\_SP-Newsletter\\_Redaktion&utm\\_content=2022-11-29\\_SP-Automobil\\_Motoren\\_Newsletter](https://www.springerprofessional.de/schwere-lkw/emissionen/projekt-evtrailer2-erforscht-schweren-verteilerverkehr/23762348?utm_medium=email&utm_source=SP-Newsletter_Redaktion&utm_campaign=SP-Automobil_Motoren_Newsletter_SP-Newsletter_Redaktion&utm_content=2022-11-29_SP-Automobil_Motoren_Newsletter) (besucht am 20. 11. 2023).
- [88] S. Cai, J. Shen, H. Hao und M. Jin. „Design methods of transversally laminated synchronous reluctance machines“. eng. In: *CES Transactions on Electrical Machines and Systems* 1.2 (2017), S. 164–173. ISSN: 2096-3564.
- [89] D. Staton, T. Miller und S. Wood. „Maximising the saliency ratio of the synchronous reluctance motor“. eng. In: *IEEE Proceedings B Electric Power Applications* 140.4 (1993), S. 249. ISSN: 01437038.
- [90] M. Greule. „Frequenzabhängige Verluste einer hochdrehenden geschalteten Reluktanzmaschine“. de. In: (2018).
- [91] S. Tahi, R. Ibtiouen und S. Mekhtoub. „Performance optimization of synchronous reluctance machines with two rotor structures“. eng. In: *2014 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*. Berlin, Germany: IEEE, Sep. 2014, S. 250–255. ISBN: 978-1-4799-4389-0.
- [92] I. Boldea, Z. Fu und S. Nasar. „Performance evaluation of axially-laminated anisotropic (ALA) rotor reluctance synchronous motors“. eng. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 30.4 (Aug. 1994), S. 977–985. ISSN: 00939994.
- [93] F. Hoffmann. „Thermische Modellierung permanentmagneterregter Synchronmaschinen mit wellenseitiger Öl-Sprühkühlung“. de. Medium: PDF. Diss. 2024.
- [94] M. Schiefer. „Indirekte Wicklungskühlung von hochausgenutzten permanenterregten Synchronmaschinen mit Zahnspulenwicklung“. de. Diss. Elektrotechnisches Institut (ETI): Karlsruher Institut für Technologie, 2017.
- [95] S. N. Reuter. „Potentiale durch Kunststoffeinsatz in Elektromotoren“. de. Dissertation. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2024.

- [96] M. Chang, B. Lai, H. Wang, J. Bai und Z. Mao. „Comprehensive efficiency analysis of air-cooled vs water-cooled electric motor for unmanned aerial vehicle“. eng. In: *Applied Thermal Engineering* 225 (Mai 2023), S. 120226. ISSN: 13594311.
- [97] R. Lehmann, M. Künzler, M. Moullion und F. Gauterin. „Comparison of Commonly Used Cooling Concepts for Electrical Machines in Automotive Applications“. eng. In: *Machines* 10.6 (Juni 2022), S. 442. ISSN: 2075-1702.
- [98] M. Alatalo, S. T. Lundmark und E. A. Grunditz. „Evaluation of Three Cooling Concepts for an Electric Vehicle Motor – 3D Models“. eng. In: *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*. Gothenburg, Sweden: IEEE, Aug. 2020, S. 867–873. ISBN: 978-1-72819-945-0.
- [99] C. Ellenrieder. „Verteilung von Kühlelementen in flüssiggeköhlten elektrischen Maschinen für den Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen“. Diss. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2025. 139 S.
- [100] E. Nitsche und M. Naderer. „Innengekühlte Hohldrähte Verdopplung der Leistungsdichte von E-Motoren“. de. In: *ATZelextronik* 12.3 (Juni 2017), S. 44–49. ISSN: 1862-1791, 2192-8878.
- [101] S. Xue, Z. Q. Zhu, Y. Wang, J. Feng, S. Guo, Y. Li, Z. Chen und J. Peng. „Thermal-Loss Coupling Analysis of an Electrical Machine Using the Improved Temperature-Dependent Iron Loss Model“. eng. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 54.11 (Nov. 2018), S. 1–5. ISSN: 0018-9464, 1941-0069.
- [102] *DIN EN IEC 60034-11 (VDE 0530-11):2021-06 – Drehende elektrische Maschinen – Teil 11: Thermischer Schutz. DIN EN IEC 60034-11 (VDE 0530-11):2021-06 – Drehende elektrische Maschinen – Teil 11: Thermischer Schutz.* de. Techn. Ber. Deutsche und Englische Fassung prEN IEC 60034-11:2020. Juni 2021.
- [103] Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN EN 60085:2008-08 , Elektrische Isolierung - Thermische Bewertung und Bezeichnung (IEC 60085:2007).* de. Techn. Ber. Beuth Verlag GmbH, Aug. 2008.
- [104] ABB. *Low voltage motor catalog: IE5 Synchronous reluctance motors.* eng. Sep. 2023. URL: <https://search.abb.com/library/Download.aspx?DocumentID=9AKK107743&LanguageCode=en&DocumentPartId=IE5%20%26%20High%20output&Action=Launch> (besucht am 05.08.2024).

- [105] S. Schmitt. *Kosten von synchronen Reluktanzmaschinen - Telefonat*. de. Mai 2023.
- [106] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz, W. Novak, P. Fietkau und Y. Gretzinger. *Fahrzeuggetriebe Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. de. 3. Auflage. OCLC: 1112237342. Berlin, Germany: Springer Vieweg, 2019. ISBN: 978-3-662-58882-6.
- [107] International Organization for Standardization. *Tragfähigkeitsberechnung von gerad- und schrägverzahnten Stirnrädern - Teil 2: Berechnung der Grübchentragfähigkeit*. de. ISO 6336-2. Nov. 2019.
- [108] International Organization for Standardization. *Tragfähigkeitsberechnung von gerad- und schrägverzahnten Stirnrädern - Teil 3: Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit*. de. ISO 6336-2. Nov. 2019.
- [109] Deutsches Institut für Normung. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Berechnung der Grübchentragfähigkeit*. de. DIN 3990-2. Dez. 1987.
- [110] Deutsches Institut für Normung. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit*. de. DIN 3990-3. Dez. 1987.
- [111] Deutsches Institut für Normung. *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen - Teil 1: Grundlagen*. de. DIN 743-1. Dez. 2012.
- [112] H. Wittel, D. Jannasch, J. Voßiek und C. Spura. *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*. de. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. ISBN: 978-3-658-17895-6.
- [113] Verein Deutscher Ingenieure e.V. *Entwicklung technischer Produkte und Systeme - Modell der Produktentwicklung: Blatt 1*. de. Norm VDI 2221 Blatt 1 2221:2019-11. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2019.
- [114] Verein Deutscher Ingenieure e.V. *Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Vereinfachte Kostenermittlung: Blatt 1*. de. Norm VDI 2225 Blatt 1 2225:1997-11. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 1997.
- [115] International Organization for Standardization. *Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Technisch-wirtschaftliche Bewertung*. de. Norm VDI 2225 Blatt 3. Issue: 2225-3:1997-11 Volume: 21.020; 03.100.40. Berlin: Beuth Verlag GmbH, Nov. 1998.
- [116] J. Ebberg. *Bosch zeigt Elektromobilität für LKW-Sattelanhänger*. de. Aug. 2018.



- [117] N. G. Ozcelik, U. E. Dogru, M. Imeryuz und L. T. Ergene. „Synchronous Reluctance Motor vs. Induction Motor at Low-Power Industrial Applications: Design and Comparison“. eng. In: *Energies* 12.11 (Juni 2019), S. 2190. ISSN: 1996-1073.
- [118] A. Boglietti und M. Pastorelli. „Induction and synchronous reluctance motors comparison“. eng. In: *2008 34th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics*. Orlando, FL: IEEE, Nov. 2008, S. 2041–2044. ISBN: 978-1-4244-1767-4.
- [119] ABB. *ABB Synchronous Reluctance Motors: Power und Efficiency*. eng. URL: <https://new.abb.com/motors-generators/iec-low-voltage-motors/process-performance-motors/synchronous-reluctance-motors> (besucht am 19.04.2024).
- [120] M. Hiller. *Vorlesungsunterlagen - Leistungselektronik*. de. Karlsruher Institut für Technologie, Apr. 2022.
- [121] X. Jia, F. He, C. Liu, C. Hu, Y. Li, A. Boronka und D. Xu. „Design of High Efficiency Inverter with Air Cooling for Electric Vehicle“. eng. In: *2018 IEEE International Power Electronics and Application Conference and Exposition (PEAC)*. Shenzhen: IEEE, Nov. 2018, S. 1–6. ISBN: 978-1-5386-6054-6.
- [122] M. Chinthavali, J. F. Christopher und R. V. Arimilli. „Feasibility study of a 55-kW air-cooled automotive inverter“. eng. In: *2012 Twenty-Seventh Annual IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition (APEC)*. Orlando, FL, USA: IEEE, Feb. 2012, S. 2246–2253. ISBN: 978-1-4577-1216-6.
- [123] A. Barré, B. Deguilhem, S. Grolleau, M. Gérard, F. Suard und D. Riu. „A review on lithium-ion battery ageing mechanisms and estimations for automotive applications“. eng. In: *Journal of Power Sources* 241 (Nov. 2013), S. 680–689. ISSN: 03787753.
- [124] M. Doyle, T. F. Fuller und J. Newman. „Modeling of Galvanostatic Charge and Discharge of the Lithium/Polymer/Insertion Cell“. eng. In: *Journal of The Electrochemical Society* 140.6 (Juni 1993), S. 1526–1533. ISSN: 0013-4651, 1945-7111.
- [125] A. A. Wang u. a. „Review of parameterisation and a novel database (LiionDB) for continuum Li-ion battery models“. eng. In: *Progress in Energy* 4.3 (Juli 2022), S. 032004. ISSN: 2516-1083.

- [126] D. Deng, J. Qiao, J. Qi, S. Wang, S. Jin, X. Xiao, X. Hao und Y. Shang. „Equivalent modeling and parameter identification of power lithium-ion batteries“. eng. In: *State Estimation Strategies in Lithium-ion Battery Management Systems*. Elsevier, 2023, S. 95–124. ISBN: 978-0-443-16160-5.
- [127] X. Ding, D. Zhang, J. Cheng, B. Wang und P. C. K. Luk. „An improved Thevenin model of lithium-ion battery with high accuracy for electric vehicles“. eng. In: *Applied Energy* 254 (Nov. 2019), S. 113615. ISSN: 03062619.
- [128] C. Shepherd. „Design of Primary and Secondary Cells—Part 2. An Equation Describing Battery Discharge“. eng. In: *Journal of Electrochemical Society* 112 (Juli 1965), S. 657–664.
- [129] O. Tremblay, L.-A. Dessaint und A.-I. Dekkiche. „A Generic Battery Model for the Dynamic Simulation of Hybrid Electric Vehicles“. eng. In: *2007 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. Arlington, TX, USA: IEEE, Sep. 2007, S. 284–289. ISBN: 978-0-7803-9760-6.
- [130] S. Moussa und M. J. Ben Ghorbal. „Shepherd Battery Model Parameterization for Battery Emulation in EV Charging Application“. eng. In: *2022 IEEE International Conference on Electrical Sciences and Technologies in Maghreb (CISTEM)*. Tunis, Tunisia: IEEE, Okt. 2022, S. 1–6. ISBN: 978-1-66545-168-0.
- [131] M. Leonhard. *Diskussion über Kühlgeräte mit einem Vertriebsingenieur von Carrier*. de. Juni 2023.
- [132] C. Bittner und F. Biegert. *Diskussion über Kühlgeräte mit einem Vertriebsingenieur von Thermo King*. de. Juni 2023.
- [133] Thermo King Europe. *Benutzerhandbuch T-Serie*. de. Juni 2020. URL: <https://elibrary.tranetechnologies.com/etech-emea-public/thermoking-emea-translated/Literature%20-%20Translated/de/Galway%20-%20Self-Powered%20Truck/Literature/Operation%20or%20owners/TK%2060483-1/0005871202.xml> (besucht am 05.04.2024).
- [134] Thermo King Europe. *T-Serie stark, leiste, sparsam*. de. URL: <https://wilken.net/wp-content/plugins/download-attachments/includes/download.php?id=1181> (besucht am 05.04.2024).

- [135] Carrier. *Supra baureihe für lkw*. de. URL: <https://www.carrier.com/truck-trailer/de/de/products/de-truck-trailer/truck/> (besucht am 12.04.2024).
- [136] Europäische Union. *Beschäftigte im Kraftverkehr*. de. Feb. 2023. URL: [https://europa.eu/youreurope/business/human-resources/transport-sector-workers/road-transportation-workers/index\\_de.htm](https://europa.eu/youreurope/business/human-resources/transport-sector-workers/road-transportation-workers/index_de.htm) (besucht am 31.05.2024).
- [137] Europäische Union. *Glossary:Carbon dioxide equivalent*. eng. Aug. 2023. URL: [https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Glossary:Carbon\\_dioxide\\_equivalent](https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Glossary:Carbon_dioxide_equivalent) (besucht am 18.07.2024).
- [138] Transport and Environment organisation. *How clean are electric cars? - T and E's analysis of electric car lifecycle CO emissions*. eng. Apr. 2020. URL: <https://te-cdn.ams3.cdn.digitaloceanspaces.com/files/TEs-EV-life-cycle-analysis-LCA.pdf> (besucht am 18.07.2024).
- [139] Umweltbundesamt. *Berechnung von Treibhausgas (THG)-Emissionen verschiedener Energieträger*. Online verfügbar unter. Zugriff am 24. Mai 2025. 2024.
- [140] C. Meunier. *CO<sub>2</sub>-Emissionen pro Kilowattstunde Strom 2023 gesunken*. de. Text. Publisher: Umweltbundesamt. Dez. 2024.
- [141] ADAC. *Tanken in Deutschland*. de. Juli 2024. URL: <https://www.adac.de/news/aktueller-spritpreis/> (besucht am 19.07.2024).
- [142] BDEW Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V. *BDEW-Strompreisanalyse Juli 2024*. de. URL: <https://www.bdew.de/service/daten-und-grafiken/bdew-strompreisanalyse/> (besucht am 19.07.2024).
- [143] Andreas Burger, Christoph Erdmenger, Ingrid Hanhoff, Andrea Kolodziej und Stefan Rodt. *SPRIT SPAREN UND MOBIL SEIN*. de. Text. Publisher: Umweltbundesamt. Feb. 2024.
- [144] Kristine August. „Wie viel CO<sub>2</sub> steckt in einem Liter Benzin?“ de-DE. Jan. 2020.
- [145] Kraftfahrt Bundesamt. *Fahrzeugzulassungen (FZ) Bestand an Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern nach Fahrzeugalter*. de. Text. Jan. 2022.

- [146] T. Lauf, M. Memmler und S. Schneider. *Emissionsbilanz erneuerbarer Energieträger - Bestimmung der vermiedenen Emissionen im Jahr 2021*. de. Dessau-Roßlau, Dez. 2022.
- [147] S. Goehner u. a. „A Modular Rapid Prototyping Test Bench Platform for Accelerated Electric Drive Research“. unpublished. 2025.
- [148] B. Schmitz-Rode, L. Stefanski, R. Schwendemann, S. Decker, S. Mersche, P. Kiehle, P. Himmelmann, A. Liske und M. Hiller. „A modular signal processing platform for grid and motor control, HIL and PHIL applications“. eng. In: *2022 International Power Electronics Conference (IPEC-Himeji 2022- ECCE Asia)*. Himeji, Japan: IEEE, Mai 2022, S. 1817–1824. ISBN: 978-4-88686-425-3.
- [149] S. Frank, D. Schulz, L. Stefanski, R. Schwendemann und M. Hiller. „A standardized and modular power electronics platform for academic research on advanced grid-connected converter control and microgrids“. eng. In: *2022 24th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'22 ECCE Europe)* (2022), S. 1–9.
- [150] S. Goehner, M. Brodatzki, A. Liske, M. Hiller und J. Kolb. „„True-MTPL” – A New Optimization Method for Minimum Loss Operation of PMSM Drives“. In: *Elektromechanische Antriebssysteme 2023; 9. Fachtagung (VDE OVE)*. 2023, S. 88–94.
- [151] SKF GmbH. *Lagerreibungsmoment, Anlaufreibungsmoment und Leistungsverlust | SKF | SKF*. de. 2024.
- [152] M. Jaroš. „Integration des STEP-Produktmodells in den Getriebeentwicklungsprozess“. de. Dissertation. München: Technische Universität München - Lehrstuhl für Maschinenelemente, Dez. 2006.
- [153] Deutsches Institut für Normung e.V. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Anwendungsnorm für Fahrzeuggetriebe*. de. DIN 3990-41:1990-05.
- [154] Deutsches Institut für Normung. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Einführung und allgemeine Einflußfaktoren*. de. DIN 3990-1. 10.31030/2069785. Dez. 1987.

## Eigene Publikationen

- [E1] D. Bank, J. Kobler, T. Zeller, P. Cujic, T. Seel und S. Ehlers. „Thermal and power consumption model of an electrically refrigerated trailer“. In: *International Journal of Refrigeration* (2025). issn: 0140-7007.
- [E2] T. Zeller, T. Prisca, P. Cujic, D. Bank und M. Doppelbauer. „System Analysis of a Braking Energy Recovery Axle of Truck Trailer“. In: *2024 IEEE International Conference on Electrical Machines (ICEM)*. Tourin, Italy: IEEE, Sep. 2024.
- [E3] T. Zeller, M. Kühnert, M. Schmitt, P. Cujic, B. Dennis und M. Doppelbauer. „Toolbox for an Analytical Determination of a Gearbox-Generator-Combination“. In: *2024 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT)*. Bristol, United Kingdom: IEEE, März 2024, S. 1–6.
- [E4] D. Bank, S. Ehlers, K.-P. Kortmann, T. Zeller und T. Seel. „Predictive energy management for recuperation axles in refrigerated trailers“. In: *Proceedings of the VDI Mechatronics Conference 2024*. Dresden, Germany: IEEE, Sep. 2024, S. 136–141.
- [E5] T. Zeller, D. Baumhäckel und M. Doppelbauer. „Design of a Synchronous Reluctance Machine for Recuperation of a Truck Trailer“. In: *2023 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*. 2023 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC). San Francisco, CA, USA: IEEE, 15. Mai 2023, S. 1–7.

## Betreute Studentische Arbeiten

- [S1] M. Kühnert. „Konzeptentwicklung eines Getriebes für eine Reluktanzmaschine zur Rekuperation eines LKW-Anhängers“. In: (2023), S. 139.
- [S2] M. Schütz. „Weiterentwicklung einer Getriebeauslegung für eine Reluktanzmaschine zur Rekuperation eines LKW-Anhängers“. In: (2024), S. 75.
- [S3] D. Lochmüller. „Untersuchung von CFK-Bandagen zur Drehzahlsteigerung von synchronen Reluktanzmaschinen“. In: (2024), S. 130.
- [S4] N. Henninger. „Untersuchung einer Luftgekühlten synchronen Reluktanzmaschine Mithilfe von MotorCAD“. In: (2024), S. 73.
- [S5] W. Tom. „Auslegung eines Synchronen Reluktanz Generators mit numerischer Flussbarriereenerstellung“. In: (2024), S. 104.
- [S6] S. Christopher. „Weiterentwicklung eines Gesamtsystemanalyse einer Rekuperationsachse“. In: (2024), S. 90.
- [S7] L. Kasper. „Gesamtsystemanalyse einer Rekuperationsachse für den LKW-Einsatz und Optimierung der Einzelkomponenten“. In: (2024), S. 87.
- [S8] M. Holzinger. „Gekoppelte Simulation von hochleistenden, ölgekühlten E-Maschinen für Traktionsantriebe“. In: (2024), S. 89.
- [S9] M. Kühnert. „Gesamtsystemanalyse einer Rekuperationsachse für den LKW-Einsatz und Optimierung der Einzelkomponenten“. In: (2023), S. 110.
- [S10] T. Ebert. „Automatisierte Elektromotorenkonstruktion auf Parameterbasis“. In: (2023), S. 156.
- [S11] T. Doms. „Untersuchung von Versteifungen von Flussbarrieren zur Drehzahlsteigerung von synchronen Reluktanzmaschinen“. In: (2023), S. 71.
- [S12] D. Baumhäckel. „Auslegung einer Reluktanzmaschine zur Rekuperation eines LKW-Trailers“. In: (2022), S. 122.
- [S13] J. Zeuner. „Auslegung einer Rotorwicklung und deren Kryokühlung mit Gesamtbetrachtung eines 10MW Windkraftgenerators“. In: (2021), S. 71.
- [S14] O. Maser. „Auslegung einer Kryokühlung für eine Statorwicklung am Beispiel eines 10MW Windkraftgenerators“. In: (2020), S. 36.

- [S15] R. Schillinger. „Vergleich zweier Rotorkühlkonzepte: Lanzenkühlung und Spirallanzenkühlung“. In: (2021), S. 100.
- [S16] V. Dajaku. „Qualitativer Vergleich von verschiedenen Rotorkühlkonzepten“. In: (2021), S. 50.

## Datenblätter und Applikationshinweise

- [D1] ANSYS, Inc. „Ansys Electronics“. eng. In: (2024).
- [D2] ANSYS, Inc. „Ansys Maxwell“. eng. In: (2024).
- [D3] *Datenblatt C3M0021120K*. eng. Dez. 2023.
- [D4] Kistler. *Datenblatt Drehmomentmesswelle Kistler Type 4503B*. eng.