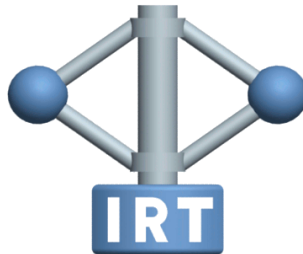




Diplomarbeit

Modellbildung und Fahrdynamikregelung eines Formula SAE electric Rennboliden

Verfasser: Hackl Andreas



Technische Universität Graz
Institut für Regelungs-und Automatisierungstechnik

Begutachter: Hr. O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.tech. **Nicolaos Dourdoumas**

Betreuer: Fr. Dipl. Ing-(FH) Dr.techn. **Sonja Moschik**

13. Mai 2013

Deutsche Fassung:
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

EIDESSTÄTTLICHE ERKLÄRUNG

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

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date

.....
(signature)

Zusammenfassung

Thema dieser Arbeit ist die Auslegung, Implementierung und Ansteuerung des elektrischen Antriebsstranges für einen Rennbolide der Klasse Formula SAE, in Zusammenarbeit mit dem TU Graz Racing Team. Dabei sollte durch die geeignete Wahl der einzelnen Komponenten, sowie geschicktes ansteuern der Motoren das Fahrverhalten verbessert, der Energieverbrauch verringert und die Rundenzeiten gesteigert werden.

Der primäre Teil beschäftigt sich mit dem Vergleich der am Markt verfügbaren Elemente wie Batterien, Stromrichter und Motoren, sowie die Betrachtung derer Vor- und Nachteile. Zusätzlich sollte das Augenmerk noch auf das Zusammenspiel der einzelnen Segmente erfolgen.

Der Hauptteil beinhaltet die Implementierung und Programmierung der VCU (Vehicle Control Unit). Diese VCU ist ein Steuerungs- und Entwicklungswerkzeug, mit der es möglich ist die eingehenden Sensorwerte auszuwerten und dementsprechend darauf zu reagieren und das Fahrverhalten mit verschiedenen Regleralgorithmen zu beeinflussen. Dabei muss schon im Vorhinein darauf geachtet werden, dass alle benötigten Sensoren eingebaut und kalibriert sind. Diese Algorithmen werden auf Basis mathematischer Modelle erstellt und ausführlich getestet und simuliert, sodass Fehler frühzeitig erkannt, entfernt und dadurch das Sicherheitsrisiko minimiert werden kann.

Abschließend werden die Simulationsergebnisse, welche sich aus den mathematischen Modellen ergeben, mit den entsprechenden Ergebnissen aus den Fahrzeugtests verglichen und diskutiert.

Abstract

Topic of this diploma thesis is the dimensioning and implementation of an electric power train for a Formula SAE racing car in cooperation with the TU Graz Racing Team. By a proper choice of the individual components as well as a skillful control of the engines the driveability should be improved, the power consumption reduced and the lap times topped.

The primary part of this thesis is engaged to the comparison of elements which are available on the market, like batteries, power converters and engines as well as the consideration of their advantages and disadvantages. However, the attention should also be on the interaction of the particular segments.

The main part contains the implementation and programming of the Vehicle Control Unit (VCU). The VCU is a control- and development tool with which it is possible to evaluate the incoming sensor data and accordingly react to it and influence the driving behaviour with various control algorithms. Therefore needs to be considered that all of the required sensors are installed and calibrated. These algorithms are created on derivatives of a mathematical model and thoroughly tested and simulated, so errors will be identified and eliminated early and the security risk can be minimized.

In the end the simulation results, which are an outcome of the mathematical model, compared and discussed with the correspondent results from the vehicle testing.

Vorwort

Im Zuge meiner Tätigkeit als Modulleiter des TU Graz Racing Teams im Bereich **Electronics & Electric Powertrain 2012** habe ich diese Arbeit angefertigt und anschließend an der Technischen Universität Graz am Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik als Diplomarbeit eingereicht. Mein besonderer Dank gilt Frau Dipl. Ing-(FH) Dr.techn. Sonja Moschik (Begutachterin und Betreuerin der Arbeit) und Herrn O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Nicolaos Dourdoumas (Leiter des Instituts für Regelungs- und Automatisierungstechnik) für die vorbildliche Unterstützung bei der gesamten Arbeit.

Zudem bedanke ich mich bei Frau Univ.-Prof. Dr.-Ing. Annette Mütze (Leiterin des Instituts für Elektrische Antriebstechnik und Maschinen) und Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Klaus Krischan (Professor am Institut für Elektrische Antriebstechnik und Maschinen) für die Bereitstellung des Laborplatzes samt Einrichtung, sowie technische Unterstützung beim Aufbau des Motorenprüfstandes.

Ebenfalls recht herzlich bedanken möchte ich mich bei allen Sponsoren des TU Graz Racing Teams für die Großzügigkeit und Bereitstellung des technischen „Know Hows“, sowie beim gesamten Team. Ihre Unterstützung bei der Bearbeitung einiger Problemstellungen hat mir in vielen Punkten entscheidend geholfen.

Meiner Familie und meinen Freunden, speziell aber auch meinen Eltern danke ich ebenfalls für ihr Verständnis und ihre Hilfe in dieser Zeit. Ohne Ihre Unterstützung wäre dieser wichtige Lebensabschnitt nie möglich gewesen.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Formula SAE	2
1.1.1	Historisches	2
1.1.2	Der Wettbewerb	2
1.2	TU Graz Racing Team	5
2	Aufgabenstellung	7
3	Der Antriebsstrang	9
3.1	Elektrochemische Energiespeicher	10
3.1.1	Auslegung	11
3.1.2	Batteriemodelle	12
3.1.3	Auswahl des Batterientyps	17
3.1.4	Energiebilanz	20
3.1.5	Containment Aufbau	23
3.2	Stromrichter	28
3.2.1	Unterteilung Stromrichter	28
3.2.2	Auswahl des Stromrichters	29
3.3	Motoren	31
3.3.1	Auslegung	31
3.3.2	Auswahl Motortyp	33
3.4	Motorregelung	34
3.5	Motorprüfstand	36
3.5.1	Modellaufbau des PMSM	38
3.5.2	Simulation des PMSM	43
3.5.3	Maximales Moment pro Ampere (MMPA)	45
4	Die Modellbildung	50
4.1	Fahrzeugmodell	51
4.1.1	Einspurmodell	52
4.1.2	Zweispurmodell	52
4.2	Reifenmodell	53
4.2.1	Lineares Reifenmodell	54
4.2.2	Einfaches nichtlineares Reifenmodell	55
4.2.3	Reifenmodell nach Pacejka	56

4.3	Modellaufbau	56
4.3.1	Pacjeka Reifenmodell	57
4.3.2	Einspur Fahrzeugmodell	59
4.4	Simulation	62
4.4.1	Simulationsergebnisse	63
4.4.2	Diskussion der Ergebnisse	65
4.5	Getriebeaufbau	66
5	Reglerentwurf Traktionskontrolle	68
5.1	Strukturaufbau VCU	69
5.2	Reglerentwurf	70
5.3	Simulation Traktionskontrolle	72
5.4	Messversuche	76
6	Zusammenfassung und Ausblick	82
	Literaturverzeichnis	84

Abbildungsverzeichnis

1.1	FS Hungary 2012	3
1.2	Formula SAE Austragungsorte	4
1.3	Punkteverteilung Disziplinen	4
1.4	Erster Rennboliden des TU Graz Racing Teams: TANKIA 2004	6
1.5	Rennboliden des TU Graz Racing Teams	6
2.1	Energieflussplan	8
2.2	Elektrorennbolide 2012	8
3.1	Energieflussplan elektrisch	10
3.2	Entladekurven verschiedener Batterietypen	12
3.3	Starterbatterie in verschlossener Ausführung	13
3.4	Bauformen NiMH Batterien	14
3.5	Aufbau und Funktionsweise einer Lithium-Ionen-Zelle (schematisch) [Rei12]	15
3.6	Bauarten Lithium Ionen Batterie	17
3.7	AMP 20 Zelle, Marke A123	18
3.8	Konstantentladung AMP20	19
3.9	Impulstest AMP20	19
3.10	Zellentest AVL Konstantlast	24
3.11	Zellentest AVL, Pulslast	24
3.12	Layout Einzellstack	25
3.13	Konstruktionszeichnung Battery Containment CAD	26
3.14	Battery Stack	26
3.15	Battery Containment Verkabelung	26
3.16	Battery Containment	27
3.17	Battery Stack Verkabelung	27
3.18	Stromrichter Übersicht	28
3.19	Steuerbare Halbleiterventile	29
3.20	Prozessorboard Hybrid Kit 1 Modul	30
3.21	Infineon Hybrid Kit 1 Modul	30
3.22	Schematisches Bild Elektromotor	31
3.23	Bauarten von Elektromaschinen	32
3.24	Vergleich VKM & Elektromotr	33
3.25	Aufbau von permanenterregten Läufern	33
3.26	Momentenverlauf M1	35
3.27	Leistungsverlauf M1	35

3.28	Blockdiagramm Prozessorboard Infineon Technologies AB	37
3.29	Schematischer Aufbau Motorprüfstand	37
3.30	Motorprüfstand	38
3.31	Messtechnische Ermittlung Ψ_{PM}	40
3.32	Vektordiagramm für die PM-Maschine mit Reluktanz	41
3.33	Schematischer Aufbau Identifikationsprogramm L_d & L_q	43
3.34	Eingeprägte Spannungen U_d & U_q	44
3.35	Vergleich simuliertes und gemessenes Moment	44
3.36	Eingeprägter Strom I_q	45
3.37	Vergleich berechnetes und gemessenes Moment	46
3.38	Strom-Vektor-Trajektorie für MMPA	47
3.39	Trajektorie für MMPA	47
3.40	Zulässige I_d und I_q Werte in Abhängigkeit der Drehzahl	49
3.41	Offline berechnetes Kennfeld für I_d	49
3.42	Offline berechnetes Kennfeld für I_q	49
4.1	Modellaufbau Gesamtfahrzeug	51
4.2	Ein- und Zweispurmodell	52
4.3	Kräfte für Zweispurmodell (Horizontaldynamik)	53
4.4	Kräfte für Zweispurmodell (Wankdynamik)	53
4.5	Kräfte für Zweispurmodell (Nickdynamik)	54
4.6	Typischer Verlauf der Umstandskraft	55
4.7	Interpretation der Magic Formula Koeffizienten	57
4.8	Reifenkennlinie, gemessen und modelliert	59
4.9	Nichtlineares Einspurmodell - Seitenansicht	60
4.10	Nichtlineares Einspurmodell - Draufsicht	61
4.11	Schematischer Aufbau des Simulationmodells	63
4.12	Getriebesimulation Antriebsmoment 800Nm	63
4.13	Getriebesimulation Antriebsmoment 1100Nm	64
4.14	Getriebesimulation Antriebsmoment 1200Nm	64
4.15	Getriebesimulation Antriebsmoment 1500Nm	65
4.16	Kronenrad CAD	66
4.17	Kronenrad Explosionszeichnung	66
4.18	Heckansicht Powertrain	67
4.19	Heckansicht CAD	67
5.1	Radlastreibwert	69
5.2	Schematischer Aufbau VCU	70
5.3	Schematischer Aufbau Traktionsregelung	72
5.4	Simulationsergebnisse Traktionsregelung Geschwindigkeit	73
5.5	Simulationsergebnisse Traktionsregelung Weg	74
5.6	Simulationsergebnisse Traktionsregelung Raddrehzahl	75
5.7	Simulationsergebnisse Traktionsregelung Schlupf	75
5.8	Simulationsergebnisse Traktionsregelung Moment	76

5.9	Drehzahlverlauf FS Hungary	77
5.10	Acceleration FS Hungary	78
5.11	Drehzahlverlauf ohne Reglereingriff; Testgelände ÖAMTC Lebring	79
5.12	Acceleration; Testgelände ÖAMTC Lebring	80
5.13	Drehzahlverlauf mit Reglereingriff; Testgelände ÖAMTC Lebring	81
5.14	Acceleration mit Reglereingriff; Testgelände ÖAMTC Lebring	81

Tabellenverzeichnis

3.1	Eigenschaften zylindrischer und prismatischer Zellenbauten	17
3.2	Energieinhalt verschiedener Zellentypen	18
3.3	Spezifikationen AMP20 Zelle, Marke A123	20
3.4	Mechanische Energiebilanz	22
3.5	Elektrische Energiebilanz	23
3.6	Elektrische Energiebilanz	25
3.7	Vorteile von Asynchronmaschine und Synchronmaschine	34
3.8	Nachteile von Asynchronmaschine und Synchronmaschine	34
3.9	Spezifikationen M1, Marke Magna Powertrain	36
3.10	Ermittelter Wicklungswiderstand	40
3.11	Ermittelte Kenndaten zur Reaktanzenbestimmung	42
3.12	Ermittelte Längs- und Querreaktanz	42
4.1	Eigenschaften Reifenmodelle	57
4.2	Eigenschaften Fahrzeugmodelle	58
4.3	Pacejka Reifenmodell Parametrisierung	58
5.1	Begrenzungs- und Vorgabeparamter des Simulationsmodells Traktions- kontrolle	73
5.2	Vergleich Beschleunigung mit und ohne Regelung	74
5.3	Vergleich Modellbildung und Messung	78
5.4	Acceleration mit und ohne Reglereingriff	80

Glossar

ASM	Asynchronmotor.
BMS	Battery Management System.
CAN	Controller Area Network.
DC	Gleichspannung.
FSAE	Formula SAE.
IGBT	Insulated-Gate Bipolar Transistor.
Li-Ion	Lithium- Ion.
MMPA	Maximales Moment pro Ampere.
NiMH	Nickel- Metallhybrid.
PMSM	Permanentmagnet- Synchronmotor.
PWM	Pulsweitenmodulation.
SAE	Society of Automotive Engineers.
SOC	State of Charge.
TANKIA	There are no kangaroos in Austria.
VCU	Vehicle Control Unit.

1 Einleitung

Durch die immer höher werdenden Ansprüche der Konsumenten und dem erhöhten Druck der Konkurrenz ist besonders die Automobilindustrie eine der härtesten Branchen weltweit. Schon kleine Schwankungen beim Preis, oder das Fehlen kleiner technischen „Spielereien“ kann darüber entscheiden ob eine Fahrzeugserie Gewinn oder Verlust einfährt.

Geht man noch einen Schritt weiter, so findet man sich mitten im Motorsport wieder. Dort muss jede Entscheidung in kürzester Zeit getroffen werden und schon kleinste Fehler von Seiten der Menschen oder der Maschine werden sofort bestraft.

Ziel der Technik ist es, den Fahrer zu unterstützen, sowie seine Fehler zu minimieren und wenn es nötig ist, sogar aktiv einzugreifen. Das Eingreifen in das System wird dabei als Fahrdynamikregelung bezeichnet.

Der Begriff Fahrdynamikregelung steht für einen elektronisch gesteuerten Fahrassistent für Kraftfahrzeuge, welcher in ein bestehendes System regelnd eingreift und damit die Sicherheit und den Fahrkomfort erhöht. Da Motorsport stets speziellen Anforderungen gerecht werden muss erweitert sich der Begriff Fahrdynamikregelung im Rennsport.

Besonders in der Rennserie Formula Student SAE Electric fällt der Schwerpunkt auf Entwicklung, Effizienz und Leistungssteigerung. Um bestmögliche Rundenzeiten zu erreichen gilt es nicht nur das maximale der einzelnen Komponenten zu entnehmen, sondern durch Einbindung intelligenter Regelalgorithmen diese am Effizientesten zu kombinieren und das Optimum des bestehenden Systems zu erreichen.

Dahingehend spielen die Begriffe Traktionskontrolle und „Torque Vectoring“ eine sehr wichtige Rolle. Eine Traktionskontrolle kann als eine umgekehrtes Antiblockiersystem (ABS) betrachtet werden. Ziel einer Traktionskontrolle, oder auch Antischlupfregelung (ASR) genannt, ist es, den Schlupf (Geschwindigkeitsdifferenz des treibenden zum angetriebenen Rad) zu idealisieren, um immer am Momentenoptimum zu beschleunigen. Als „Torque Vectoring“ bezeichnet man die unterschiedliche Momentenverteilung vom kurveninneren- und kurvenäußeren Rad. Ziel dieser Momentenverteilung ist die Verringerung der Gierrate, mit welcher dem Unter- und Übersteuern entgegengewirkt werden kann.

Diese Systeme bietet im alltäglichen Mobilitätsgebrauch nicht nur mehr Sicherheit und Komfort, sondern im Rennsport den Bruchteil an Schnelligkeit um sich von der Konkur-

renz abzuheben. Besonders beim Beschleunigen aus dem Stand, sowie aus dem Kurvenaustritt entfaltet die Fahrdynamikregelung ihre Stärken.

Um diese Systeme in ein ideal abgestimmtes Rennmobil zu integrieren, ist es notwendig, dieses vorher ausreichen zu testen und ständig weiter zu entwickeln. Mit den jetzigen Mitteln an hoher Rechenleistung und ausgeklügelter Software ist es möglich das System schon im Vorhinein am Rechner zu simulieren und abzustimmen. Dies bietet nicht nur Vorteile in der Entwicklung und Fehlerminimierung, sondern erhofft auch eine schnelle Integration ins vorhandene System.

1.1 Formula SAE

1.1.1 Historisches

Unter **FSAE** ist ein internationaler Designwettbewerb bzw. internationale Rennserie zu verstehen, welche 1981 durch die Society of Automotive Engineers (**SAE**) in den USA ins Leben gerufen wurde. 1999 kam der Studentenwettbewerb als *Formula Student* in England erstmals nach Europa. Mittlerweile treten weltweit über 400 Teams verschiedener Universitäten jährlich in den unterschiedlichen Disziplinen gegeneinander an.

Hinter der Formula Student steht, als Aufgabe der einzelnen Crews, die Entwicklung eines Prototypen für einen fiktiven Markt von Hobbyrennfahrern. Dabei soll die Produktion von tausend Fahrzeugen pro Jahr konzipiert sein und besondere Eigenschaften, welche durch ein Reglamente beschrieben sind, erfüllen. Dabei ist es nicht nur wichtig ein schnelles Auto auf die Straße zu bringen. Ein Gesamtpaket aus vorausschauende Konstruktion, sorgfältige Verarbeitung in Kombination mit Finanzplanung und geschickte Verkaufsstrategien runden das Profil eines Spitzenteams ab.

Neben der kommerziellen Klasse FSC, welche nur einen Verbrennungsmotor als Antrieb zulässt, wurde die *Formula Student* im Jahr 2010 um die FSE-Klasse erweitert. Die FSE-Klasse erlaubt einen Rennboliden mit rein elektrischem Antrieb, deren Ziel es ist, den Ingeniurnachwuchs für die Zukunftstechnologie zu rüsten sowie den Innovationsprozess voranzutreiben.

1.1.2 Der Wettbewerb

Ein Formula Student Wettbewerb besteht, wie in Abbildung 1.3 dargestellt, aus sogenannten statischen und dynamischen Disziplinen.

Im ersten Abschnitt müssen die Studenten einer Jury, zum Großteils bestehend aus Inge-

nieuren der Automobilbranche und Wirtschaft, ihr Fahrzeug und den gesamten Entwicklungsprozess vorstellen und dabei ihr vorgehen begründen. An dieser Stelle soll gezeigt werden, dass jeder Schritt gut durchdacht und auf Feinheiten wie Innovation, Kreativität und ressourcenschonende Fertigung geachtet wurde.

Der Schwerpunkt der Beurteilung liegt in den dynamischen Disziplin, wobei das Fahrzeug sein Können auf der Strecke unter Beweis stellen muss. Hierbei muss der Fahrer Skidpad, eine statische Kurvenfahrt in 8er Form, Acceleration, ein 75m Beschleunigungsrennen, Autocross, die Qualifikation für das Rundrennen und Endurance, ein 22km Rundkurs Rennen absolvieren. Um das Hauptaugenmerk auf das Fahrzeug zu legen, sind bei den dynamischen Disziplinen ausschließlich Studenten als Fahrer zugelassen.

Durch die Vielfalt an Wettbewerben wird von jedem einzelnen Teilnehmer ein Allroundwissen verlangt. Nur die Konstrukteure, welche über den Tellerrand blicken und in allen Bereichen punkten können, haben die Chance auf den Gesamtsieg.



Abbildung 1.1: FS Hungary 2012.¹

¹<http://dynamics-regensburg.de>

²<http://elbflorace.de/wordpress/wp-content>

³<http://elbflorace.de/wettbewerb>



Abbildung 1.2: Formula SAE Austragungsorte.²

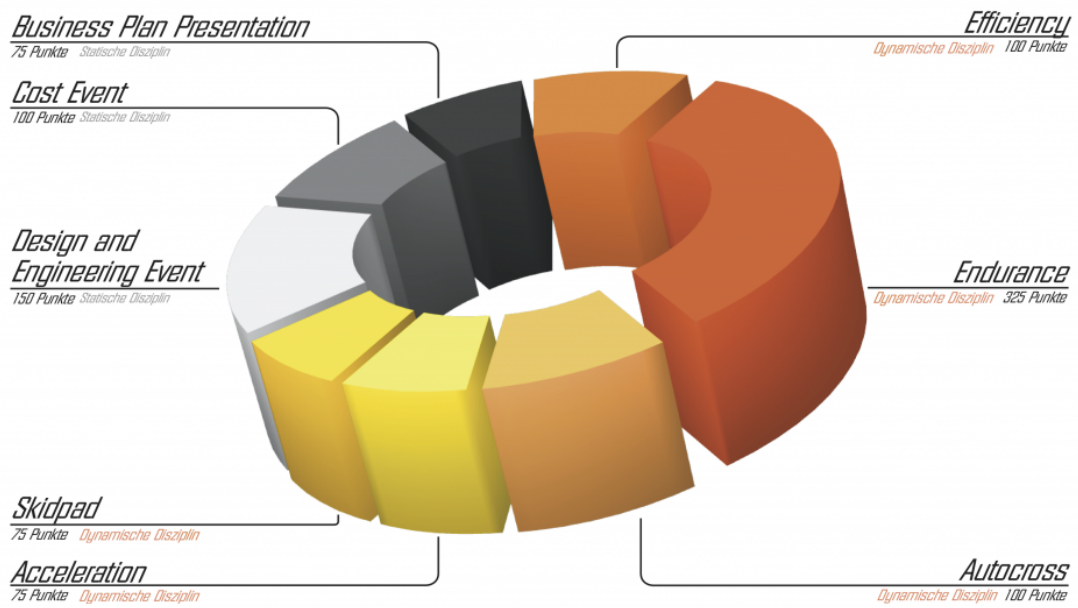


Abbildung 1.3: Punkteverteilung Disziplinen.³

1.2 TU Graz Racing Team

Beim TU Graz Racing Team handelt es sich um ein Formula Student Team der TU Graz, welches im Jänner 2003 aus Eigeninitiative von Studierenden der Grazer Universitäten ins Leben gerufen wurde. Schon 14 Monate nach der Gründung wurde bereits der erste Rennbolide des Teams, der **TANKIA** 2004, vorgestellt.

Nicht lange ließen die Erfolge auf sich warten, schon nach der zweiten Saison ist das TU Graz Racing Team mit Erfolgen wie „Winner Over All“, bei Bewerben in Deutschland und Italien, im Kreis der Top Teams angelangt.

Nach der Einführung der FSE-Klasse haben sich 2009, Alumnis des TU Graz Racing Teams zum TU Graz E-Power Team zusammengeschlossen und im Bau eines Elektroboliden eine neue Herausforderung gesucht. Durch ihre Erfahrungen im Bolidenbau, mischte das Team von Anfang an vorne mit und konnte schon in der ersten Saison von sich überzeugen. Nach zweijähriger getrennten Teamführung schlossen sich die Teams im Jahr 2012 zum TU Graz Racing Team zusammen, um sich gemeinsam bei immer stärker werdende Konkurrenz zu behaupten.

Von diesen Erfolgen angetan, ist man jedes Jahr aufs Neue bemüht dieser Rolle gerecht zu bleiben und möglichst viele Titel nach Hause zu holen.

Durchschnittlich besteht das Team aus ungefähr 50 Studenten, die großteils an der TU Graz aber sowohl auch an der Karl Franzens Universität Graz studieren und somit Erfahrungswerte aus verschiedensten Studienrichtungen von Maschinenbau über Informatik bis hin zur Betriebswirtschaftslehre und Jus mit sich bringen.

Dabei ist das Team in acht Module gegliedert, in denen jeweils ein Modulleiter für 7-15 Mitarbeiter zuständig ist. Das große Ziel, den besten Formula Student Rennwagen zu bauen, wird in erster Linie von den technischen Modulen Antriebsstrang, Chassis, Elektronik, elektronischer Antriebsstrang, Fahrwerk und Motor angestrebt. Die Organisationsmodule IT und Marketing schaffen die dafür notwendigen optimalen Voraussetzungen.

Die Mitglieder verwenden ihre Freizeit darauf mit Begeisterung viel Energie in dieses Projekt zu stecken, um das hoch gesteckte Ziel zu erreichen. Dies funktioniert aber nur, wenn sich der Einzelne als Teil des Projekts sieht und den Teamgeist spürt.

Durch die Mitarbeit im TU Graz Racing Team wird die Teamfähigkeit jedes einzelnen Mitglieds gefördert und zusätzlich werden täglich Qualifikationen und Schlüsselkompetenzen für das spätere Berufsleben erworben. Außerdem motiviert natürlich der Faktor Spaß an sich und der Reiz, selbst etwas auf die Beine zu stellen. Das eigenständige und selbstständige Arbeiten und Knüpfen wichtiger Kontakte zu zahlreichen Unternehmen schaffen die Grundsteine um nach dem Abschluss in der Wirtschaft bestehen zu können.

⁴<http://racing.tugraz.at>



Abbildung 1.4: Erster Rennboliden des TU Graz Racing Teams: TANKIA 2004.⁴



Abbildung 1.5: Rennboliden des TU Graz Racing Teams.⁴

2 Aufgabenstellung

Für ein Fahrzeug der Klasse Formula SAE soll der elektrische Antriebsstrang ausgelegt und anschließend nach den Anforderungen eines Rennbolids möglichst energieeffizient angesteuert werden. Zusätzlich muss auf alle Einschränkungen des internationalen Reglements [SAE12] der Rennserie, sowie die einfache Unterbringung im Fahrzeug geachtet werden.

Wie schon in der Einleitung angedeutet ist es bei Elektrobolids möglich, durch geschickte Vorgabe der Momententrajektorie, das Maximum aus einem Fahrzeug herauszuholen. Durch das hohe Moment, schon im niedrigen Drehzahlbereich, ergeben sich ganz neue Möglichkeiten der Beschleunigung.

Doch bis das von der **VCU** (Vehicle Control Unit) vorgegebene gewünschte Moment, welche einer mechanischen Energie entspricht, am Reifen angelangt ist, durchwandert es einige Stationen. Dabei ergibt sich zwischen der gewünschten Momentenstellgröße und dem zur Verfügung stehenden Moment oft eine große Kluft.

Was nützen die besten Regleralgorithmen, wenn das geforderte Moment nicht zur Verfügung steht, oder gar noch schlimmer, Grenzen nicht berücksichtigt werden?

Bevor überhaupt ein Gedanke an Reglerimplementierung von Momentensteuerungen verschwendet werden kann, muss zuerst sicher gestellt sein, welches Moment durch den Antriebsstrang 2.1 überhaupt zur Verfügung steht. Dieser elektrische Energiefluss, welcher schließlich für das Moment zur Verfügung steht „entspringt“ in den Batterien, wird im Stromrichter gewandelt und bildet am Motor die gewünschte Stellgröße.

Mit diesen Themen beschäftigt sich der primäre Teil dieser Arbeit. Es werden verschiedene Möglichkeiten der einzelnen Komponenten, Batterie, Stromrichter und Motoren, betrachtet und versucht für die nachfolgende Implementierung die bestmögliche Kombination zu finden. Mit der gewählten Kombination werden am Prüfstand Tests durchgeführt und eine Parameteridentifikation des Motors vorgenommen, mit welcher dann abschließend eine Beschreibung und Implementierung der MMPA-Kennlinie (maximales Moment pro Ampere) erfolgt.

Ist sichergestellt, dass vom Motor das gewünschte Moment erbracht werden kann, werden mathematische Modelle des Fahrzeuges abgeleitet und die nötigen Parameter identifiziert. Im Anschluss werden geeignete Regleralgorithmen entwickelt, welche die Fahr-sicherheit erhöhen, die Stabilität des Fahrzeuges verbessern und deutliche Rundenzeitein-

sparung hervorrufen.

Diese, auf einer Matlab/Simulink Umgebung aufgebauten, Regleralgorithmen werden in die (VCU) eingebettet und getestet. Als Abschluss werden die simulierten und getesteten Werte verglichen und analysiert.

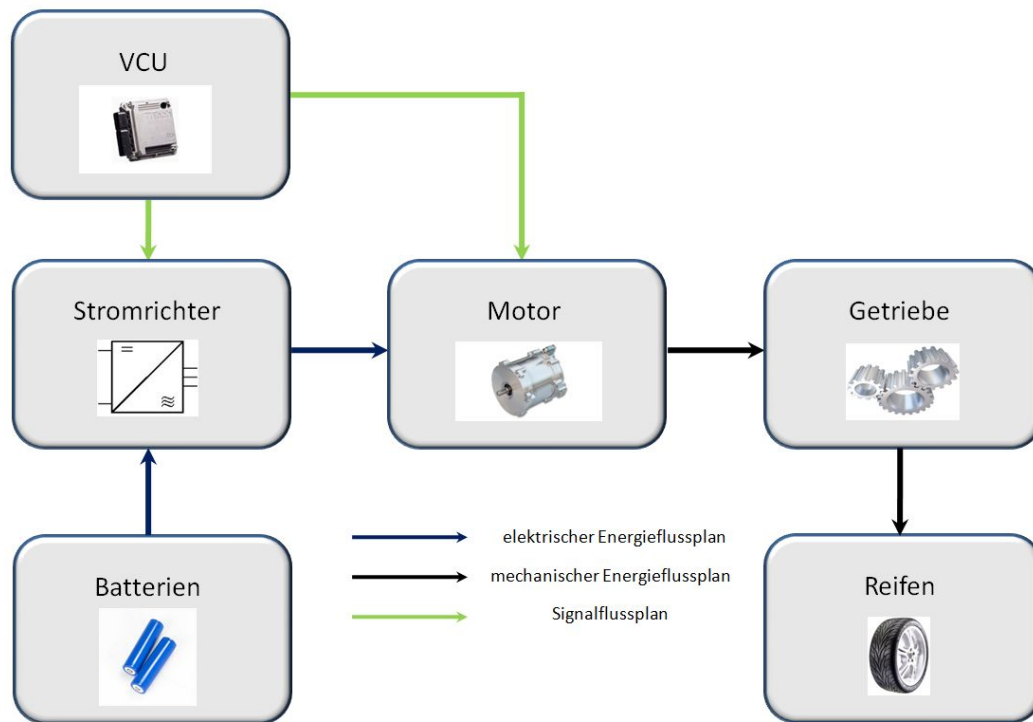


Abbildung 2.1: Energieflussplan.¹



Abbildung 2.2: Elektrorennbolide 2012.²

¹<http://www.tttech.com>, <http://www.baumaschinen-stoffel.de>, <http://www.a123systems.com>,
<http://www.dunlop.eu>, <http://german.alibaba.com>

²<http://racing.tugraz.at>

3 Der Antriebsstrang

Wie in Abbildung 2.1 gezeigt wird in einem Elektrooliden der Antriebsstrang in zwei Hauptbereiche aufgeteilt. Der primäre Bereich, auch elektrische Antriebsstrang genannte, beinhaltet die Komponenten:

- Batterie
- Stromrichter und
- Motor.

Die in den Batterien gespeicherte chemische Energie wird über die Kontakte elektrisch abgegeben, im Stromrichter umgewandelt und im Elektromotor in mechanische Energie transformiert.

Nach dem Elektromotor bilden die Komponenten

- Getriebe und
- Reifen

den sekundären Bereich, auch mechanischer Antriebsstrang genannt.

Vom Elektromotor ausgehend wird die mechanische Energie in einem Getriebe übersetzt und an die Antriebsräder weitergeleitet. Von dort wird die Energie auf die Straße projiziert und verursacht, durch das erzeugte Moment, eine Beschleunigung in horizontale Richtung.

Infolgedessen, dass das Getriebe als verlustlose Übersetzung angesehen wird, beschränkt sich der Antriebsstrang auf die Komponenten des elektrischen Stranges, siehe Abbildung 3.1. Da des Weiteren angenommen wird, dass sich in den nächsten Jahren in diesem Sektor die Innovation besonders hoch ist, wird in dieser Arbeit das Hauptaugenmerk auf diesen Bereich gelegt.

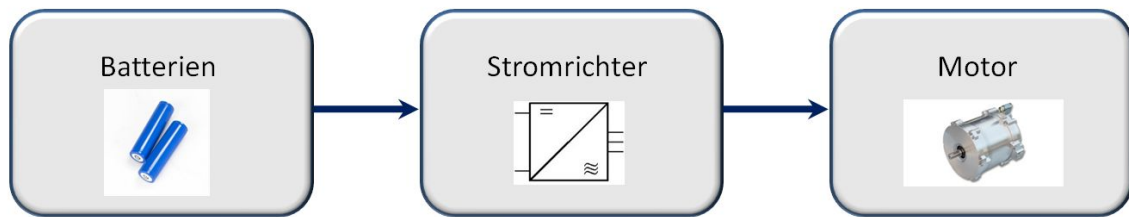


Abbildung 3.1: Energieflussplan elektrisch

3.1 Elektrochemische Energiespeicher

Mit dem Begriff „Batterien“ wird zuerst meist die klassische Blei-Fahrzeug-Batterie (Bleiakku) assoziiert. Sie hat einen Marktanteil von knapp 50% aller aufladbarer Batterien und ist mit der Industriebatterie eine der wichtigsten Einnahmequellen der Batteriebranche. Trotz der begrenzten Lebensdauer und mäßiger Gebrauchseigenschaften in Bezug auf spezifische Energie (in Wh/kg), Energiedichte (in Wh/l) und Leistungsdichte (in W/kg oder W/l) hat die Bleibatterie ihren Platz als einziger Energiespeicher im Kraftfahrzeug für nahezu 100 Jahre behauptet.

Wegen der immer höher steigenden Anforderungen der Fahrzeugindustrie an die Batterien, besonders im Bereich Hybrid- und Elektrofahrzeuge, werden die Grenzen der Bleibatterie aber deutlich. Dies zwang die Industrie zu handeln und verursachte einen enormen Forschungshype in diesem Sektor.

Gezielte Maßnahmen der letzten Jahre an Bauart und Massen verbesserten die Ladungsannahmen und Lebensdauer, sowie Energiedichte und Leistungsdichte und bieten dadurch eine breitere Auswahl am Markt.

Neben den **NiMH**-Batterien, erwiesen sich besonders die Lithium-Ionen-Batterien als leistungsfähiger Energiespeicher und zählen beim aktuellen Stand der Technik zu den bevorzugtesten Batterientypen für Hybrid- und Elektrofahrzeuge.

Der Schwerpunkt des Abschnittes 3.1 beinhaltet einen allgemeinen Überblick über einige am Markt verfügbare Batterientypen. Nach der Gegenüberstellung dieser Typen wird eine Auswahl für den geeignetsten Typ getroffen und eine Energiebilanz aufgestellt um auf die Anzahl der benötigten Zellen zu schließen.

Das Augenmerk wird dabei auf elektrische Eigenschaften und nicht auf den chemischen Aufbau gelegt. Hierbei wurde auf die Werke [Rei12], [Hof10] und [Sch12] zurückgegriffen.

3.1.1 Auslegung

Schon zu Anfangszeiten der Elektrisierung der Fahrzeuge bremste ein gewisser Punkt die Industrie besonders ein, das Batteriesystem. Nicht nur die mangelnde Kapazität der Zellen, sondern auch der komplizierte und aufwändige, sowie platzraubende Konstruktion eines solchen Systems führte so manche Techniker an seine Grenzen.

Neben den Batteriezellen müssen zusätzliche Bestandteile wie mechanische Verbindungen, Kühlsysteme, Batterie Management System (**BMS**) und diverser Sicherheitssysteme in das Batteriegehäuse mit eingebunden werden.

Speziell in einem Formula Student Fahrzeug, wo das Gesamtgewicht möglichst niedrig gehalten wird, beträgt das Gewicht des Batteriesystems ungefähr ein viertel des Gesamtgewichts. Dadurch wird in erster Linie nicht nur auf die Leistung, sondern auch auf spezifisches Gewicht sehr geachtet.

Folgende Kriterien spielen bei der Wahl der Batterien für einen **FSAE** Rennbolide eine ausschlaggebende Rolle:

- Spezifische Energie [Wh/kg]
 - Auf das Gewicht bezogene Energiespeicherfähigkeit
- Energiedichte [Wh/l]
 - Volumenbedarf für die Unterbringung
- Spezifische Leistung [W/kg]
 - Auf das Gewicht bezogene Leistung
- Energiedurchsatz [Wh]
 - Energie, welche die Zelle insgesamt umsetzen kann/muss
 - Strom, mit der die Zelle maximal entladen werden kann
- Kapazität [Ah]
 - Gibt an, welche Ladung eine Zelle aufnehmen kann

Dadurch, dass durch den Prototypenbau die Zellen meist nur unter extremen Belastungen entladen, sowie die Zyklenanzahl relativ gering gehalten werden, wird auf folgende Punkte keine Rücksicht genommen:

- Kalendarische Lebensdauer [a]
 - Alterung ohne elektrische Belastung
- Zyklenlebensdauer [-]
 - Gibt an, wie oft ein definierter Lastzyklus unter definierten Umgebungsbedingungen abgefahren werden kann

Ein Weiterer wichtiger Punkt zur Zellauswahl ist in Abbildung 3.2 ersichtlich und beinhaltet eine möglichst konstante Spannung in einem großen Bereich des Ladezustandes **SOC**. Dies vereinfacht nicht nur die Reglerstruktur, sondern bietet auch ein annähernd unabhängiges Fahrzeugverhalten vom Ladezustand.

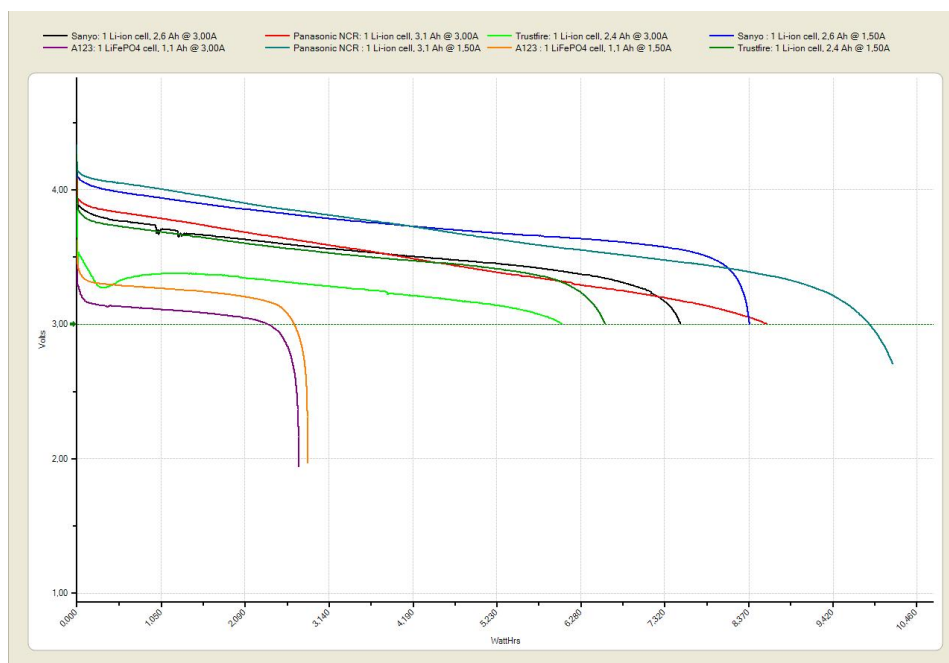


Abbildung 3.2: Entladekurven verschiedener Batterietypen.¹

3.1.2 Batteriemodelle

In diesem Kapitel werden drei mögliche Batterientypen vorgestellt, sowie auf die in Kapitel 3.1.1 behandelten Kriterien etwas eingegangen.

¹<http://www.taschenlampen-forum.de/lithium-technologie>

Bleibatterie

Zurzeit ist die Bleibatterie der am Markt meist verbreitetste chemische Energiespeicher weltweit und dient, wie in Abbildung 3.3 ersichtlich, der Automobilindustrie als Niederspannungsenergiespeicher und Starterbatterie.

Der Aufbau erfolgt in Schichten und ist dabei recht simpel, so dass sowohl der Akku als auch deren Produktion recht günstig gehalten werden können. Er besteht aus einem säurefesten Gehäuse in denen zwei Bleiplatten als positive und negative Elektroden dienen. Für den Elektrodenaustausch wird als Elektrolyt Schwefelsäure verwendet.

Die durchschnittlich sehr hohe Lebensdauer, sowie die Zuverlässigkeit sprechen zusätzlich für die einfache Handhabung.

Im Allgemeinen befindet sich die Nennspannung zwischen 1,75 und 2,4V wobei besonders darauf geachtet werden sollte, dass die untere Grenze nicht unterschritten wird, da sonst bleibende Schäden verursacht werden könnten. Weitere Vorteile bieten die kurzzeitige Entnahme von hohen Strömen, sowie die Unempfindlichkeit gegenüber sowohl niedrigen, als auch hohen Umgebungstemperaturen.

Das größte Makro der Bleibatterie bieten der geringe Energieinhalt, und die sich dadurch ergebene hohe Masse. Dies ist auch der Grund, wieso sich der Bleiakku gegenüber anderen Energiespeichern nicht durchsetzen kann.

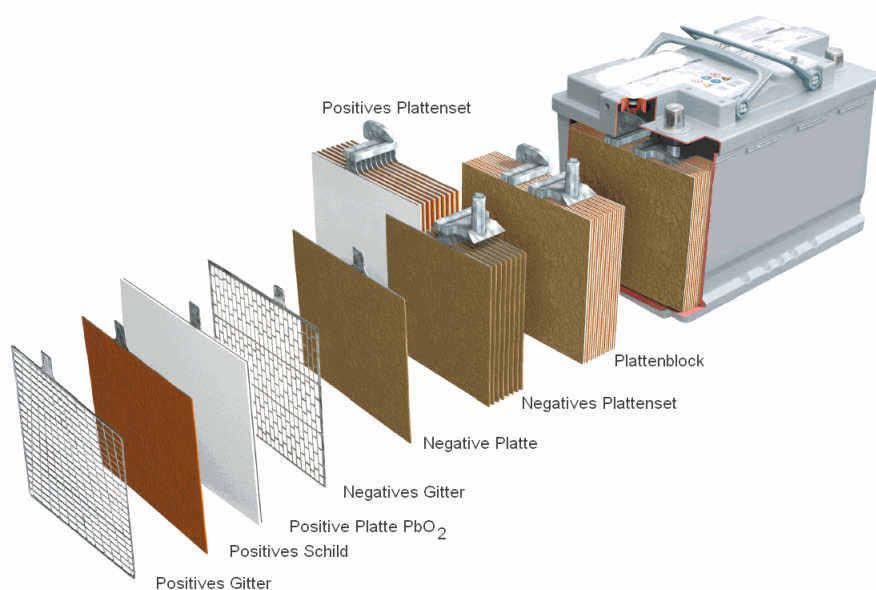


Abbildung 3.3: Starterbatterie in verschlossener Ausführung(Varta)

Nickel-Metallhydrid-Batterien

Die Nickel- Metallhydrid-Batterie (**NiMH**) ist ein Akkumulator mit einer schon sehr langen Entwicklungsgeschichte. Schon seit Anfang des zwanzigsten Jahrhundert bemühen sich Wissenschaftler um die Entwicklung dieses Batterientyps. Großen Anteil daran hatten sicher Erarbeitungen von Herrn Dassler (1933) und Neumann (1947), so dass es schon 1952 möglich war das erste völlig verschlossene System auf den Markt zu bringen. Seit jeher wurde versucht das System ständig zu erweitern.

Den Grundstein für den Aufbau bieten die positive Elektrode aus Nickel(II)-hydroxid, sowie die negative aus Metallhydrid. Den wohl größten Vorteil des **NiMH**-Akkumulators beinhalten die hohe Energiedichte sowie deren Eigenschaft, die Spannung bei hoher Last zu halten. Die Nennspannung von 1,2V ist zwar sehr gering, stellt aber in den meisten Fällen keinen Nachteil dar. Größere Probleme treten aber bei Tiefentladung, falscher Polung sowie Überladung auf. Dadurch ist bei einer Verwendung von **NiMH**-Zellen eine vollständige Überwachung jeder Zelle durch ein aufwändiges **BMS** unumgänglich. Die hohe Empfindlichkeit durch Überhitzung, sowie der Verringerung der Beweglichkeit der Elektronen unterhalb des Gefrierpunktes führen zu der Installation eines Kühl- und Heizsystems. Die **NiMH**-Batterie bietet im Allgemeinen einen sehr guten Energiespeicher, ist aber immer mit aufwändigen Überwachungseinrichtungen und Kühlsystemen verbunden.



Abbildung 3.4: Bauformen NiMH Batterien. (a) Zylindrische Bauweise (b) Prismatische Bauweise [Rei12]

Lithium-Ionen-Batterien

Schon Mitte der Sechziger wurde vorausgesagt, dass die damaligen Batterientypen, den hohen Anforderungen naher Zukunft nicht gerecht werden könnten. So kam es, dass seit etwa 1965 sehr intensiv an der Entwicklung eines neuen Batterientypen, den aufladbaren Lithiumbatterien, gearbeitet wurde. Durch den hohen Druck aus der Wirtschaft, sowie die Verfügbarkeit aller erforderlichen Rohstoffe und Ersatzstoffe schritt die Entwicklung schnell voran, sodass die erste Generation schon im Jahre 1991 in Serienproduktion ging.

Wie in Abbildung 3.5 ersichtlich, besteht der Aufbau aus

- Negativer Elektrode: Kohlenstoffmaterial, welches zur Entladung von Lithium in der Lage ist
- Positive Elektrode: Li-Interkalierende Metalloxide, Lithium-Meanganoxid für Energieanwendungen und Lithium Eisenphosphat für Leistungsanwendungen
- Elektrolyt: Gemisch aus organischen Lösungsmitteln mit einem leitfähigen Li-Salz
- Separator: zum Beispiel keramische Separatorfolie

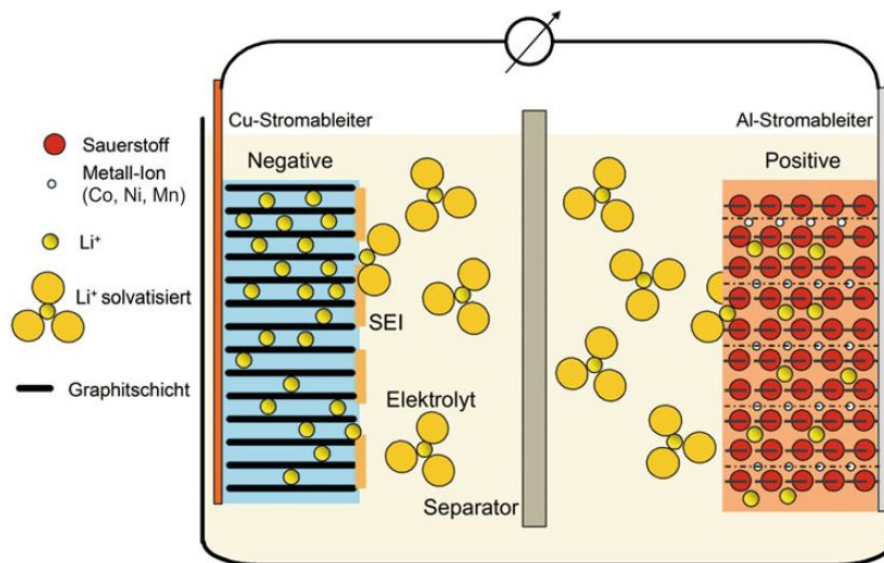


Abbildung 3.5: Aufbau und Funktionsweise einer Lithium-Ionen-Zelle (schematisch)
[Rei12]

Je nach Aufbau bzw. den eingesetzten Elektrodenmaterialien werden Li-Ionen Akkus weiter unterteilt, einige Beispiele sind:

- Lition-Polymer-Akkumulation
- Lithium-Cobaltdioxid-Akkumulator
- Lithium-Titanat-Akkumulator
- Lithium-Eisenphosphat-Akkumulator
- ...

Durch die Vielzahl von Kathodenmaterialien lässt sich der Aufbau sehr leicht zu einem 2-, 3- und 4-V-Systemen kombinieren. Dank der sehr hohen Nennspannung, je nach Typ, zwischen 3,3 und 3,8V, werden wesentlich weniger Zellen benötigt um hohe Spannungen zu erzeugen.

Neben diesen wesentlichen Vorteilen sprechen noch Eigenschaften wie:

- sehr guter Ladungswirkungsgrad,
- thermische Stabilität,
- kein Memory-Effekt (Kapazitätsverlust bei wiederholter Teilentladung) und
- sehr hoher massebezogener Energieinhalt

für die Lithium-Ionen-Zelle.

Andererseits dürfen aber, neben den vielen Vorteilen, die Nachteile nicht außer Acht gelassen werden.

Wie auch die **NiMH**-Batterie ist der Lithium-Ion-Akku sehr sensibel gegen Überladung und Tiefentladung. Zusätzlich bringen schlechte mechanische Eigenschaften sowie der niedrige Schmelzpunkt von 180°C gewisse Sicherheitsrisiken mit sich. Daher muss auf einen sicheren mechanischen Aufbau, sowie auf ein fehlerlos funktionierendes **BMS** geachtet werden.

Der Aufbau unterscheiden, wie in Abbildung 3.6 ersichtlich, zwei Typen:

- Zylindrischer Aufbau
- Prismatischer Aufbau

welche auch unterschiedliche Vor- und Nachteile, siehe Tabelle 3.1, mit sich bringen.

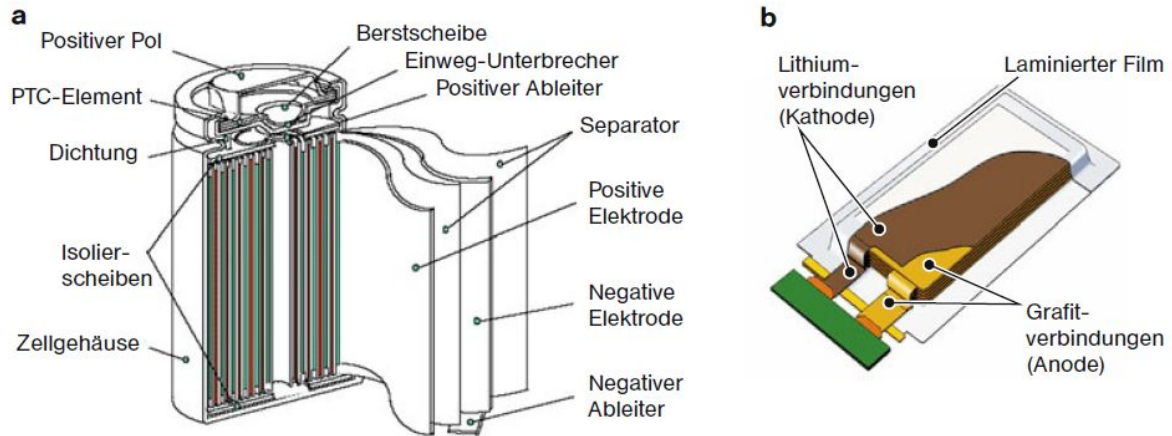


Abbildung 3.6: Bauarten. (a) Zylindrische Bauart (b) Prismatische Foliengehäuse [Rei12]

Zylindrische Bauart	Prismatische Bauart
Einfache, sichere Fertigungstechnik	Flache Bauweise
Druckfestes Gehäuse	Bessere Wärmeabfuhr
Zuverlässige Dichtheit	Flexible Dimensionierung

Tabelle 3.1: Eigenschaften zylindrischer und prismatischer Zellenbauten

3.1.3 Auswahl des Batterientyps

Bereits in einem frühen Stadium der Suche, kristallisierte sich ein Batterientyp als besonders geeignet heraus, die Lithium-Ionen-Zelle. Schon allein durch die, wie in Tabelle 3.2 ersichtlich, hohe Energiedichte wäre die Verwendung gerechtfertigt.

Nach Auswahl des Batterientypen muss als nächstes der wirtschaftliche Aspekt, das Preis/Leistungsverhältnis, betrachtet werden. In Anbetracht auf die zukünftige Unterbringung, sowie Analyse der am Markt verfügbaren Zellen, fiel die Entscheidung auf eine Lithium-Ion-Zelle in prismatischer Bauart der Marke A123, siehe Abbildung 3.7.

Neben der hohen Energiedichte, sind für uns das Verhalten bei hohen Strompulsen, welche zum Beispiel beim starken Beschleunigen auftreten, von starker Bedeutung. Unsere Entscheidung wurde an dieser Stelle durch die durchgeführten und veröffentlichten Batterientests der Firma

Batterietype	Blei	NiMH	Li-Ion
Spezifische Energie (Wh/kg)	45	75	150
Spezifische Leistung(W/kg)	200	750	1500
Energiedichte (Wh/l)	95	180	300

Tabelle 3.2: Energieinhalt verschiedener Zellentypen

Hoecherl & Hackl GmbH
 Industriestraße 13
 D-94357 Konzell

etwas erleichtert. Dabei wurden, wie aus Abbildung 3.8 und 3.9 zu entnehmen, die Zellen mit Konstantentladung bis zu 15c, dies entspricht ungefähr 300A und Pulsentladungen getestet.

Aus Tabelle 3.3 können die Spezifikationen der AMP20 Zelle entnommen und in [Sys11] genauere Details nachgelesen werden.



Abbildung 3.7: AMP 20 Zelle, Marke A123

Nach Auswahl der Einzelzellen von Type **Pouch** der Firma A123 wird im nächsten Abschnitt auf die mechanische und elektrische Energiebilanz eingegangen. Es wird schon vorab versucht möglichst genau die benötigte Energie des kompletten Akkumulator Containers zu berechnen.

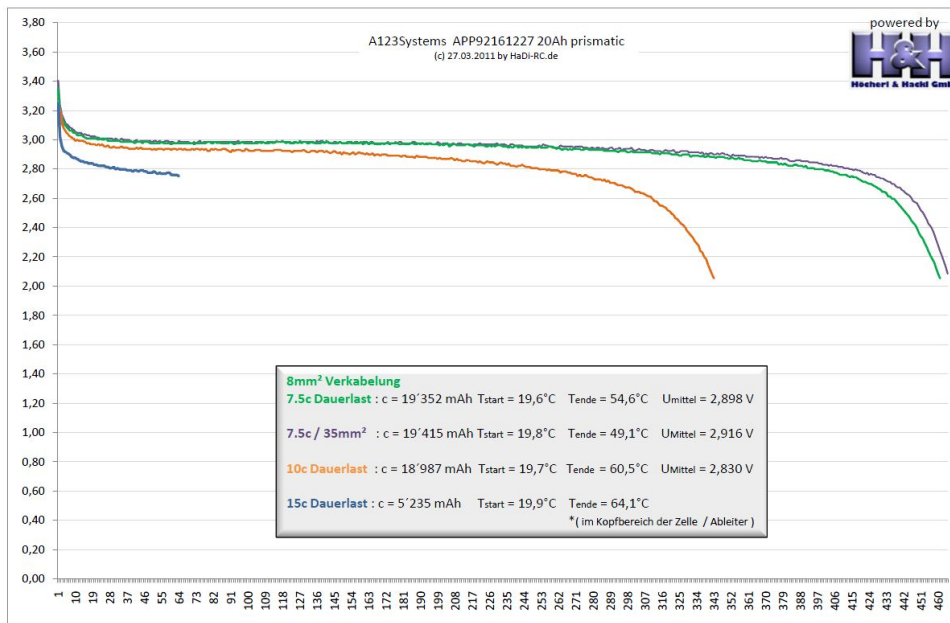


Abbildung 3.8: Zellentest Konstantentladung AMP20, Firma Hoecherl & Hackl GmbH

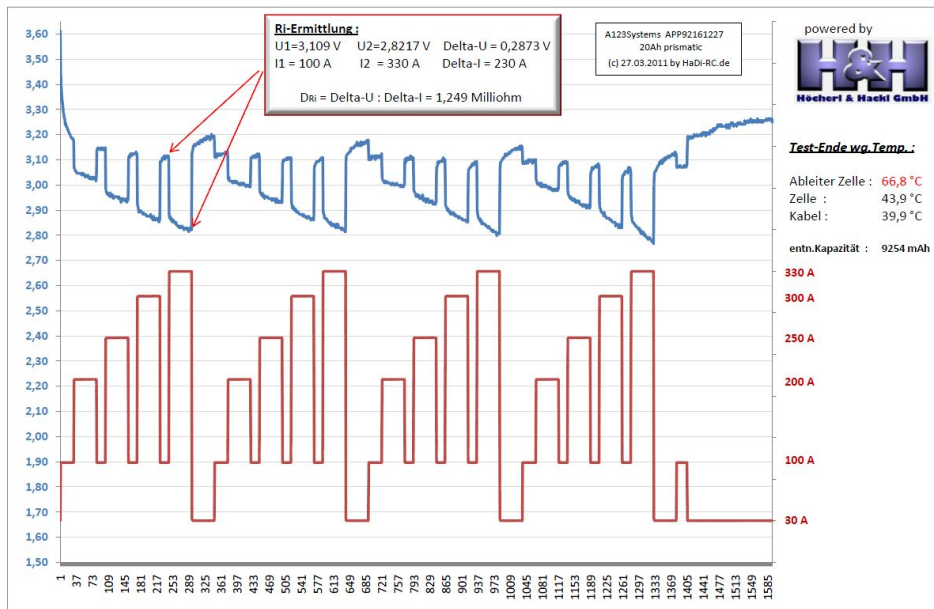


Abbildung 3.9: Zellentest Impulstest AMP20, Firma Hoecherl & Hackl GmbH

Spezifikationen	Lithium- Ion- Zelle
Spezifische Energie (Wh/kg)	131
Spezifische Leistung(W/kg)	2400
Energiedichte (Wh/l)	247
Abmessungen (mm)	7.25 x 160 x 277
Zellengewicht (g)	496
Zellenkapazität (Ah)	19.6
Zellenspannung (Nominal,V)	3.3
Zellenspannung (Peak,V)	3.6

Tabelle 3.3: Spezifikationen AMP20 Zelle, Marke A123

Abschließend werden, um sicherzustellen, dass der ausgewählte Zellentyp alle benötigten Beanspruchungen erfüllen kann, sowie der berechnete Energieinhalt für alle Disziplinen eines **FSAE**-Events ausreicht, zusätzlich speziell ausgewählte Zellentests in einer komisionellen Umgebung durchgeführt.

3.1.4 Energiebilanz

In diesem Abschnitt der Arbeit wird etwas auf den ermittelten Energieinhalt des Akku-Containments eingegangen. Dabei werden die zwei Disziplinen, welche besonders energieraubend sind, näher betrachtet:

- Acceleration; Sehr hohe Energiedichte auf kurzen Zeitraum
- Endurance; Niedrige Energiedichte auf langem Zeitraum

Um die Modellierung bzw. Berechnung möglichst einfach zu halten wurden folgende Betrachtungen vorgenommen:

- Die Fahrzeuggeschwindigkeit, während einer Rennrunde im Endurance, kann als konstant angenommen werden.
- Externe Einflüsse wie Wind oder schlechte Bodenverhältnisse werden nicht berücksichtigt.
- Auf technische Fehler kann nicht eingegangen werden.

An dieser Stelle sollte hervorgehoben werden, dass die in diesem Kapitel durchgeführten Berechnungen nur als überschlagsmäßige Auslegung dienen und nicht als Garantie herangezogen werden können.

Mechanische Energiebilanz

Nachdem man beim Acceleration von einem maximalen Energieverbrauch in einer Zeitdauer von ca. 4 – 5s ausgehen kann, ist es beim Endurance möglich, eine physikalische Abschätzung der benötigten Energie für den ca. 22km langen Rundkurs zu machen. Betrachtet man die vergangen Jahre, dann beträgt die durchschnittliche Geschwindigkeit 60km/h.

Da für die mechanische Energieberechnung schon ein Fahrzeugmodell zur Verfügung stehen muss, möchte ich an diesem Punkt auf die im späteren Kapitel 4 behandelte Modellbildung hinweisen. Zusammenfassend wurden hier die Impulssätze, sowie Drallsätze des Fahrzeugmodells vereinfacht und die benötigte Energie ermittelt.

Das benötigte Antriebsmoment M_A bei einer konstante Geschwindigkeit lässt sich aus den entgegengerichteten Kräften wie Luftwiderstandskraft F_W und Rollwiderstand F_R ermitteln.

Bei konstanter Geschwindigkeit ergibt sich das Antriebskraft

$$F_A(\dot{x}_V = konst) = F_{W,x} + F_R \quad (3.1)$$

Durch den kinematischen Zusammenhang der Vorderräder ergibt sich die benötigte Leistung um den Boliden mit konstanter Geschwindigkeit zu bewegen

$$P(\dot{x}_V = konst) = M_A(\dot{x}_V = konst) \cdot \omega_{Rad} \quad (3.2)$$

Erweitert man die Leistung mit der Zeit, welche man durch die Länge des Rundkurses und der durchschnittlichen Geschwindigkeit ermittelt, so erhält man die benötigte mechanische Energiedichte:

$$E_{mech} = P(\dot{x}_V = konst) \cdot t \quad \text{mit} \quad t = \frac{s}{v} \quad (3.3)$$

Ausgehend von den oben ermittelten Gleichungen ergeben sich in Tabelle 3.4 folgende Werte.

Parameter	Ergebnisse	Einheiten
v_{konst}	16.667	m/s
$F_{W,x}$	53.7	N
F_R	3.2	N
M_A	14.4562	Nm
ω	1221.17	$\frac{1}{s}$
P	17.649	kW
t	22	min
E_{mech}	4.813	kWh

Tabelle 3.4: Meschanische Energiebilanz

Elektrische Energiebilanz

Die im oberen Abschnitt berechnete mechanische Energie muss vom Battery-Containment zur Verfügung gestellt werden können.

$$E_{mech} = E_{el} \quad (3.4)$$

mit

$$E_{el} = U \cdot I \cdot t \quad (3.5)$$

Mit den aus Tabelle 3.3 entnommenen Spezifikationen der Einzelzelle ergibt sich die benötigte Systemspannung.

Um der überslagsmäßigen Berechnung etwas entgegenzuwirken ist es empfehlenswert den ermittelten Spannungswert um ca. 20 – 25% zu erhöhen. Die aus dieser Annahme verwendeten Werte können aus Tabelle 3.5 entnommen werden.

Acceleration Nach Definition des Akku-Containment für den Endurance wird noch sichergestellt, dass die gewählte Zellenkombination (seriell bzw. parallel) in der Lage ist

den kurzzeitigen Strom für die Acceleration Disziplin zur Verfügung zu stellen.

$$P_{max} = U_{nominal} \cdot I_{max} \quad (3.6)$$

Aus Gleichung 3.6 lässt sich der benötigte Maximalstrom ermitteln und in Abbildung 3.8 und 3.9 kontrolliert.

Zellentests Um jedoch in diesen Risikofällen nicht auf Test von externen Firmen angewiesen zu sein, wurden in Kooperation mit der Firma

AVL List GMBH
Hans-List-Platz 1
A-8020 Graz
Austria

zusätzliche Zellentests durchgeführt, welche in Abbildung 3.10 und 3.11 ersichtlich sind. Dabei wurden die Messungen Laststrom, Zellspannung und vier Temperaturen, an unterschiedlichen Positionen der Zelle, aufgenommen. In Abbildung 3.10 sind konstante Entladungen von 235 (12c)-313A (16c) dargestellt, Abbildung 3.11 beinhaltet hingegen eine starke Pulsenladung zwischen +78 (4c) bis -333A (-17c).

3.1.5 Containment Aufbau

Nach Festlegung der Systemspannungen wird in diesem Abschnitt noch kurz auf den Aufbau des Akku-Containments eingegangen.

Parameter	Ergebnisse	Einheiten
E_{el}	4.813	kWh
$I \cdot t$	19.6	Ah
$U_{ermittelt}$	245.56	V
$U_{verwendet,peak}$	302.4	V
$U_{verwendet,nominal}$	277.2	V

Tabelle 3.5: Elektrische Energiebilanz

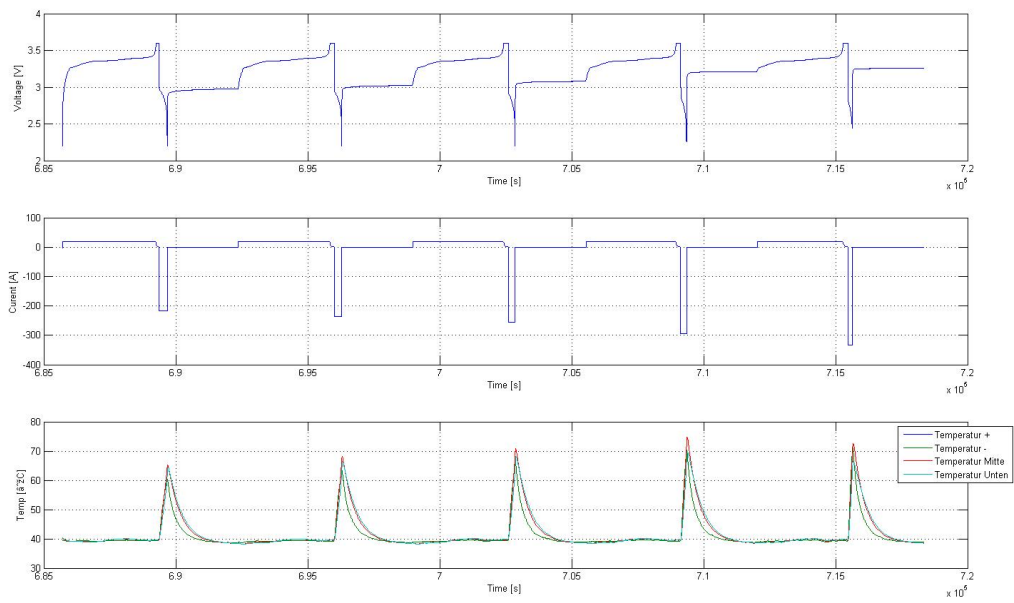


Abbildung 3.10: Zellentest AVL Konstantlast, Umgebungstemperatur 38°C

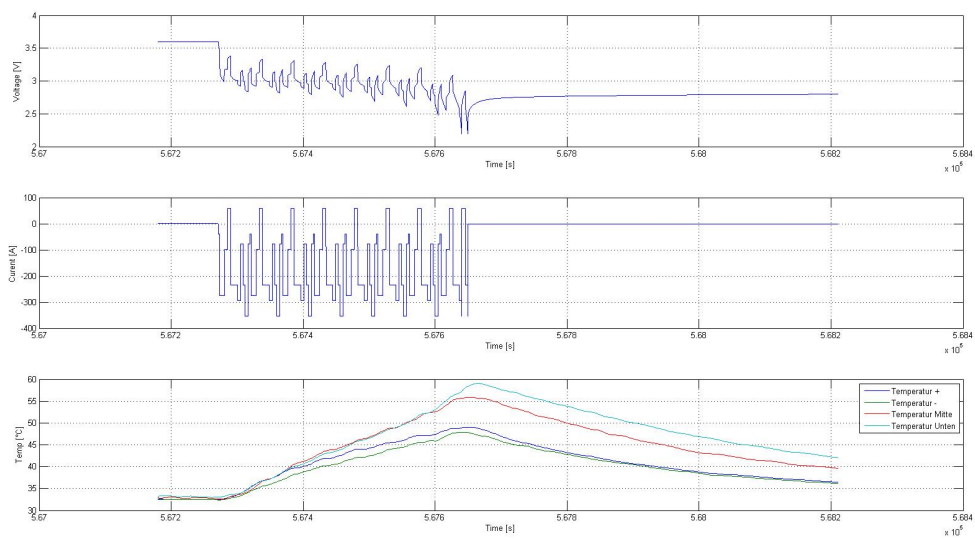


Abbildung 3.11: Zellentest AVL, Variable Pulslast, Umgebungstemperatur 32°C

Parameter	Ergebnisse	Einheiten
P_{max}	80	kW
$U_{nominal}$	277.2	V
I_{max}	288.6	A

Tabelle 3.6: Elektrische Energiebilanz

Mit den Angaben der Einzellzellen.- Tabelle 3.3 und der Gesamtspannung Tabelle 3.5 lässt sich die Anzahl der in Serie geschalteten Zellen mit

$$n = \frac{U_{Containment,peak}}{U_{Zelle,peak}} \quad (3.7)$$

berechnen und ergibt eine Anzahl von gerundet **84 Zellen**, unterteilt in 7 Stacks zu je 12 Zellen.

Aus Abbildung 3.12 und 3.13 lassen sich der systematische Aufbau, sowie die Konstruktion im CAD nachvollziehen. Hierbei sei besonders auf die möglichst detailgetreue Konstruktion und den Vergleich mit Abbildung 3.16 hingewiesen.

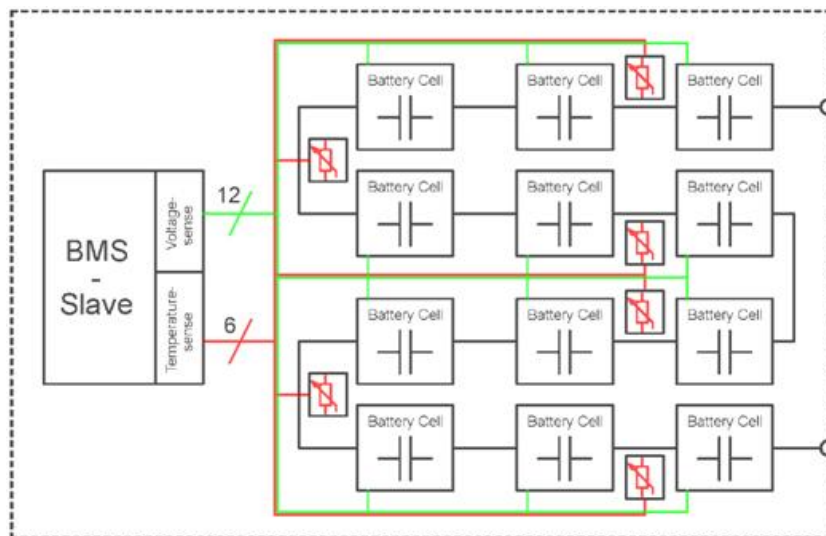


Abbildung 3.12: Layout Einzellstack

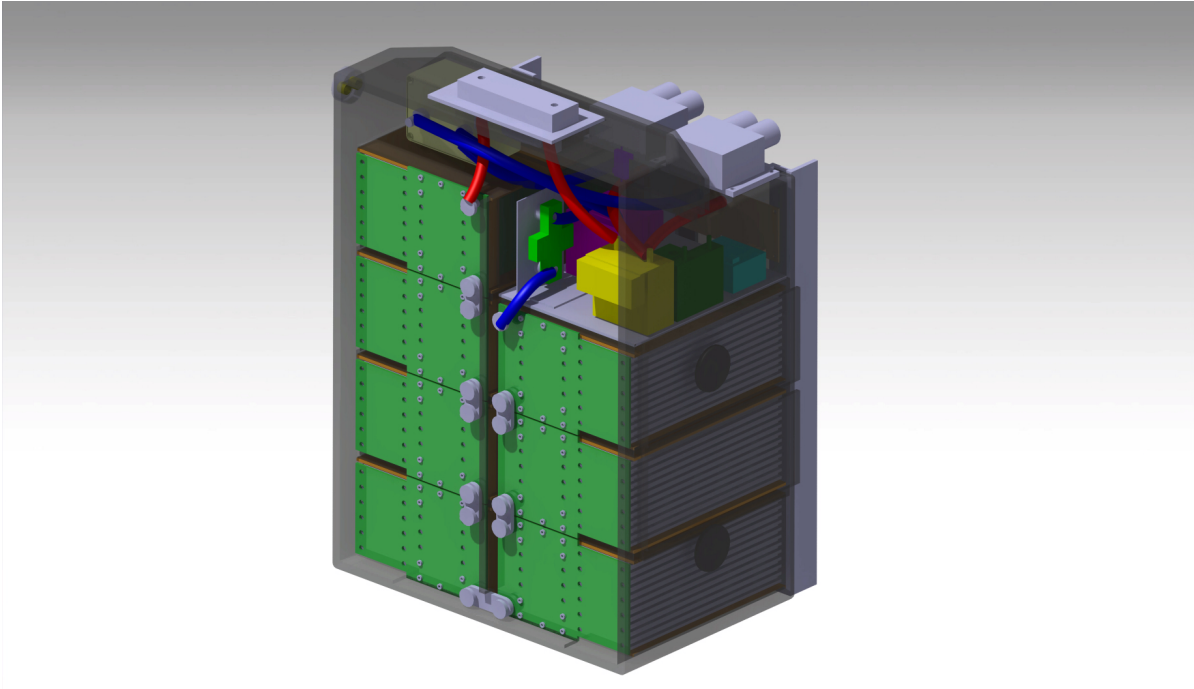


Abbildung 3.13: Konstruktionszeichnung Battery Containment CAD

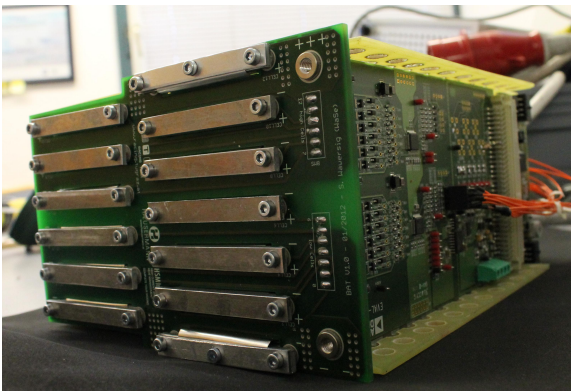


Abbildung 3.14: Battery Stack

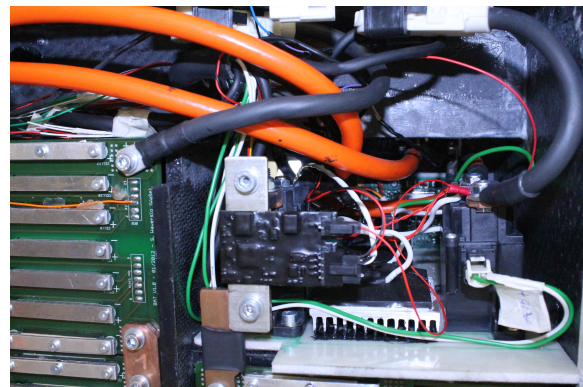


Abbildung 3.15: Battery Containment Verkabelung



Abbildung 3.16: Battery Containment (vorne)

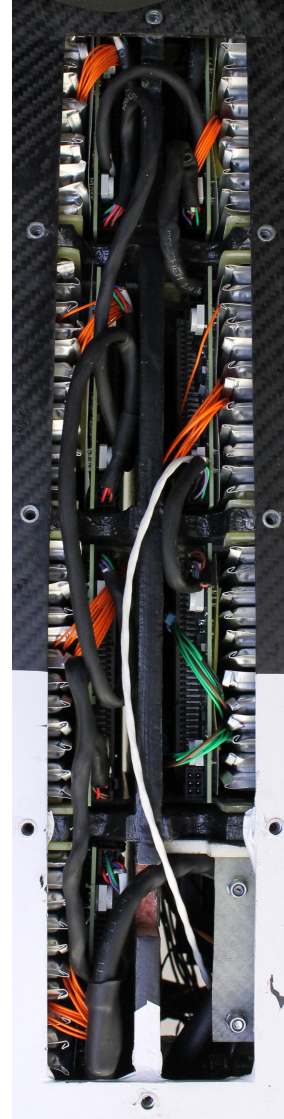


Abbildung 3.17: Battery Stack Verkabelung (hinten)

3.2 Stromrichter

„Grundsätzlich sind Stromrichter *Einrichtungen zum Umformen elektrischer Energie* unter Verwendung von Stromrichterventilen (Leistungshalbleiter)“ [Sch06]. In diesem Kapitel wurde auf die Werke [Sch06], [Sch08] und [Spe10] zurückgegriffen.

Mit Stromrichtern ist es möglich den Energiefluss zwischen unterschiedlichen energetischen Systemen zu wandeln. Bei der Kopplung zwischen Gleich- und Wechselstrom unterscheidet man zwischen verschiedenen Grundfunktionen, die zu möglichen Bauarten, welche in Abbildung 3.18 dargestellt werden, führen.

- Gleichrichter
- Wechselrichter
- Gleichstrom-Umrichter
- Wechselstromumrichter

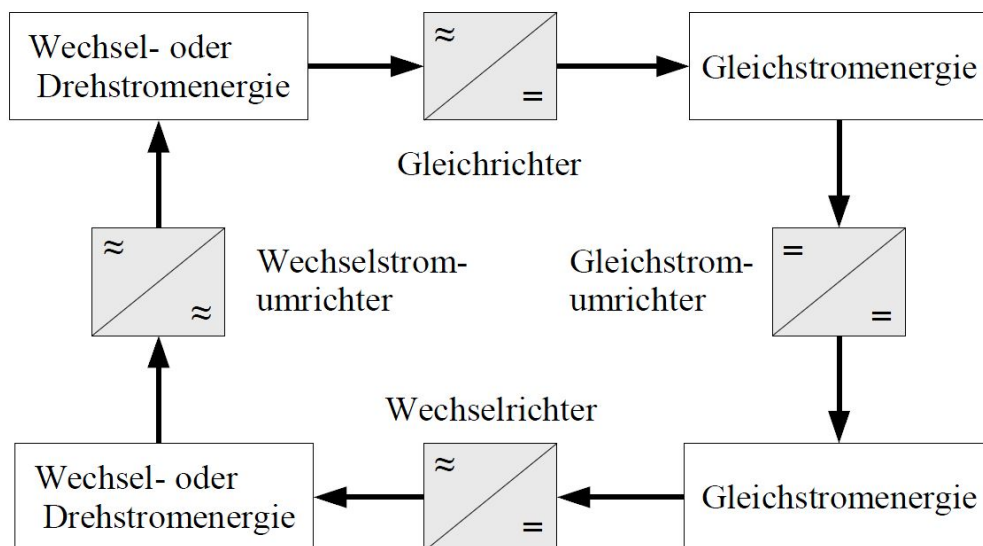


Abbildung 3.18: Stromrichter Übersicht [Spe10]

3.2.1 Unterteilung Stromrichter

Wie der immer höher werdende Anteil elektronischer Komponenten in allen Gebieten der Technik, gewinnen auch die Stellglieder immer mehr an Bedeutung. Besonders der

hohe Wirkungsgrad und ihr sehr hohes dynamischen Verhalten spiegeln ihre Vorteile in der Elektronik wieder. Die vertiefte Forschung in diesem Gebiet ermöglicht bereits eine Schaltleistung von mehreren Kilovoltampere bzw. kurze Schaltzeiten von unter einer Millisekunde. Dabei wird das dynamische Verhalten durch die Schaltfrequenz bestimmt. Der Nachteil findet sich aber bei sehr hohen dynamischen Verhalten in den Schaltverlusten wieder.

Wie in Abbildung 3.19 ersichtlich, ergibt sich bei zunehmender Schaltleistung eine erhöhte Schaltzeit. Je nach Anwendungsfall haben die unterschiedlichen Stellgliedertypen verschiedene Einsatzgebiete sowie Vor- und Nachteile.

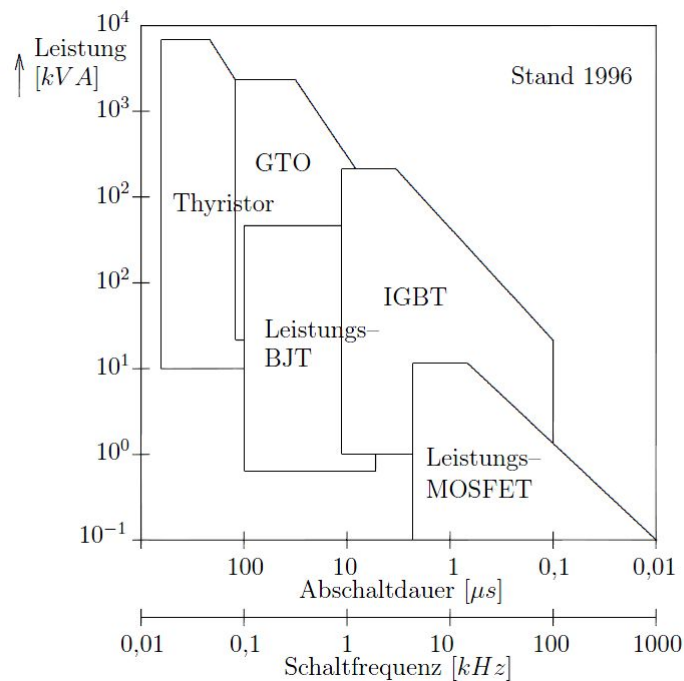


Abbildung 3.19: Steuerbare Halbleiterventile [Sch08]

3.2.2 Auswahl des Stromrichters

Wie aus Abbildung 3.19 ersichtlich erweist sich besonders eine Bauart für unsere Anforderungen von niedrigen Schaltzeiten und Spannungsbereichen zwischen 250 - 320V bestens geeignet, die **IGBT**- Halbbrücke (Insulated-Gate Bipolar Transistor). Durch die bereits gewonnenen Erfahrungen aus den vorherigen Saisonen, erwies sich die Verwendung eines *Hybrid Kit 1 Modul* der Firma Infineon, als ideale Lösung.

Dabei erfolgt die Ansteuerung der **IGBT**-Halbbrücke über einen Prozessorboard, welches mit einem Mikrocontroller bestückt ist und durch einen **IGBT**-Treiber galvanisch

von der Halbbrücke getrennt ist [Eic11]. Die Kommunikation der **VCU** mit dem Treiberboard erfolgt via **CAN**, je nach vorgegebenen Moment steuert das Treiberboard das **PWM**-Signal zum Schalten der Phasenströme.

Für das genauere Funktionsprinzip der Stromrichterschaltungen möchte ich an dieser Stelle an folgende Fachliteratur verweisen: [Sch08], [Sch06] und [Spe10].



Abbildung 3.20: Prozessorboard für Hybrid Kit 1 Modul [Kit12]



Abbildung 3.21: Infineon Hybrid Kit 1 Modul [Kit12]

3.3 Motoren

Die Elektromaschine ist jene Komponente des Antriebs, welche bei Elektrofahrzeugen als Bindeglied zwischen elektrischer und mechanischer Energie verwendet wird. Dabei wird meist rotatorische Energie bereitgestellt, welche über ein Getriebe ans Rad übertragen wird.

Im Gegensatz zum Verbrennungsmotor steht beim Elektromotor die Energie bidirektional zur Verfügung, d.h. es kann sowohl Energie ans Rad geliefert werden (motorischer Betrieb) als auch kinetische Energie, zum Beispiel beim Bremsen, rückgewandelt (generatorischer Betrieb) werden. Die sogenannte Rekuperation spiegelt sich besonders im Verbrauch nieder und spielt bei Elektrofahrzeugen eine wichtige Rolle. In diesem Kapitel wurde auf die Werke [Rei12], [Hof10] und [Sch09] zurückgegriffen.

Prinzipiell besteht der Aufbau, wie in Abbildung 3.22 ersichtlich, aus einer rotorischen Komponente, dem Rotor oder Läufer, welche von einem feststehenden Teil, dem Ständer umgeben ist.

In der Fahrzeugtechnik werden Motoren im Leistungsbereich von ca. 3-300kW verwendet und in folgende Maschinenarten unterteilt, siehe Abbildung 3.23.

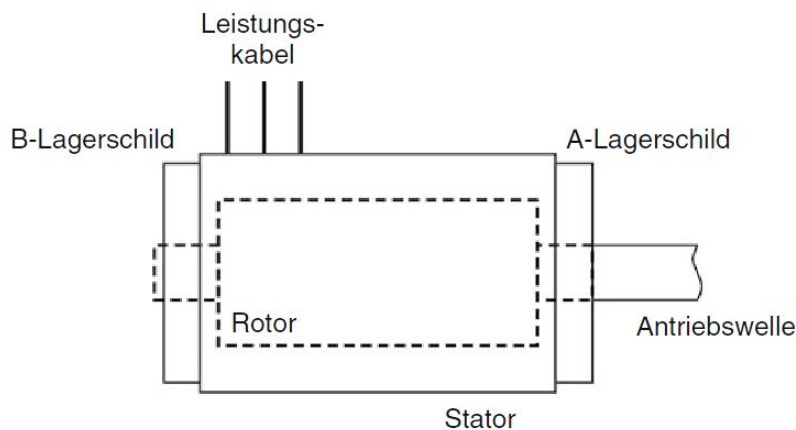


Abbildung 3.22: Schematisches Bild einer Drehstrommaschine als Außenansicht [Rei12]

3.3.1 Auslegung

Ähnlich den Batterien, siehe Kapitel 3.1.1, spielen bei der Motorauswahl folgende Komponenten die ausschlaggebende Rolle:

- Leistungsdichte

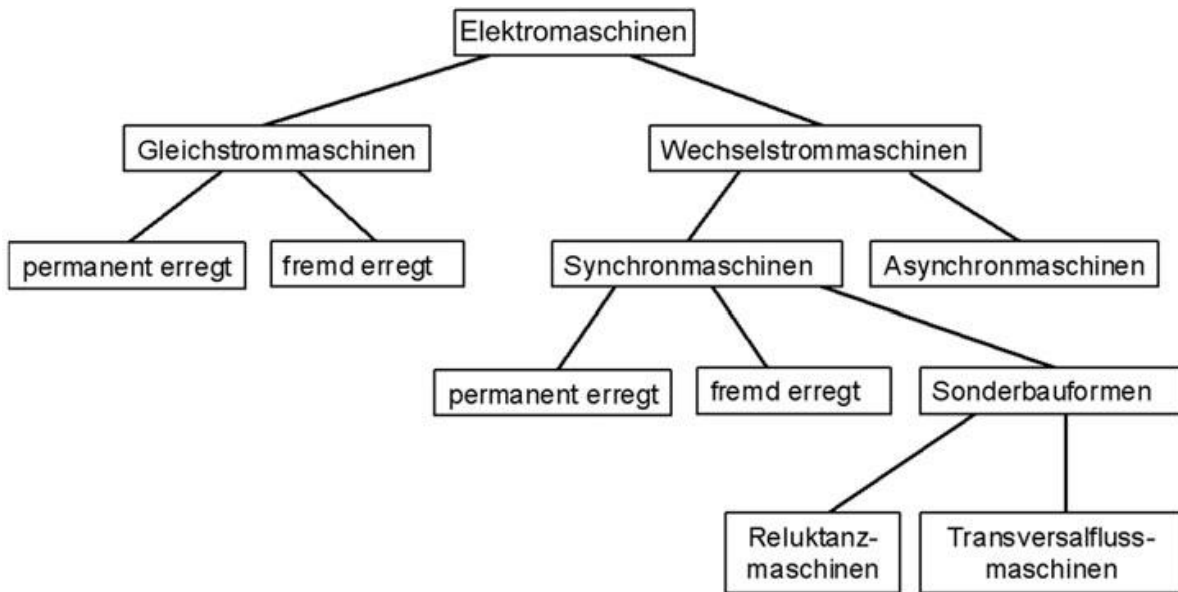


Abbildung 3.23: Bauarten von Elektromaschinen [Hof10]

- Wirkungsgrad
- Regel- & Steuerbarkeit
- Überlastfähigkeit und
- Gewicht

Auf Punkte wie Kosten oder Geräusentwicklung wird in diesem Fall nicht eingegangen.

Zusätzlich möchte man die maximalen Momentenabgabe im unteren Drehzahlbereich bestmöglich nutzen, um besonders bei Beschleunigungen aus dem Stand oder aus der Kurve, die Vorteile eines Elektromotors gezielt einzusetzen.

Durch den Wunsch der maximalen Drehmomentenvorgabe im untersten Drehzahlbereich in Kombination mit höchsten Wirkungsgradansprüche kristallisieren sich zwei Motorentypen heraus.

- Asynchronmaschine (ASM)
- Synchronmaschine (SM)

Die Vor- und Nachteile dieser Typen können aus Tabelle 3.7 und 3.8 entnommen werden.

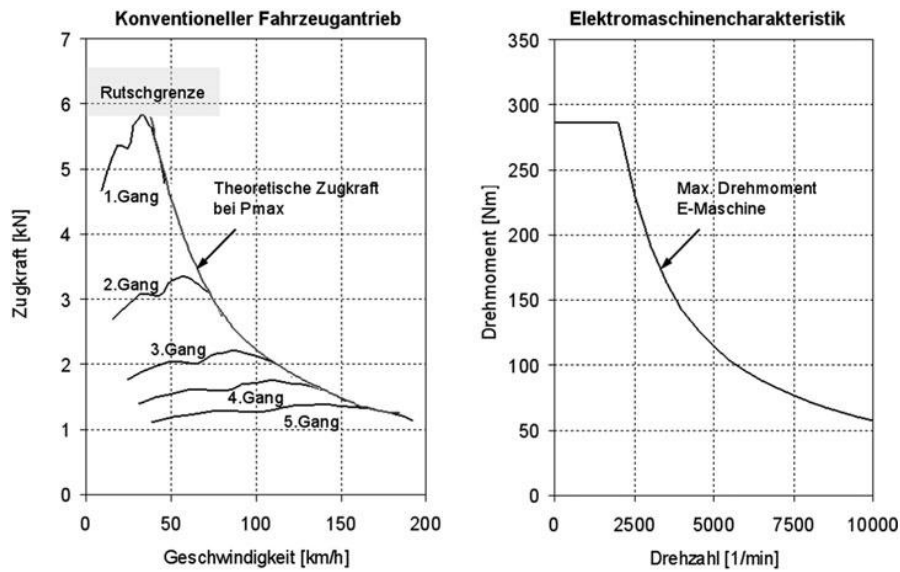


Abbildung 3.24: Maximale Zugkraft eines Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor und 5-Gang- Schaltgetriebe im Vergleich zur Charakteristik einer Elektromaschine [Hof10]

3.3.2 Auswahl Motortyp

An dieser Stelle ist es sehr schwierig die „richtige“ Entscheidung zu treffen, selbst Entwickler der Automobilindustrie sind sich über „den am Besten passenden Motor“ nicht immer einig.

Durch den ausschlaggebenden Vorteil, der hohen Wirkungsgrade im Teillastbereich erwies sich bei den meisten Hybrid-und Elektrofahrzeuge aber die **PMSM** als bevorzugter Elektromotor. Zusätzlich kann durch verschiedene Anordnungen der Permanentmagneten, siehe Abbildung 3.25, die Reluktanzeinflüsse gezielt genutzt werden um möglichst hohe Leistungsdichten zu erreichen.

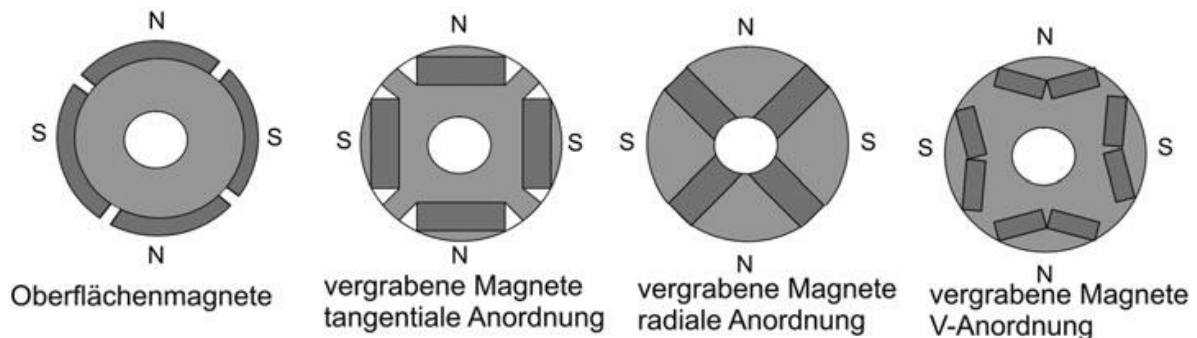


Abbildung 3.25: Grundsätzlicher Aufbau von permanentenerregten Läufern [Hof10]

Asynchronmaschine	Synchronmaschine
Einfacher Aufbau des Rotors (Käfigläufer)	Höchste Leistungsdichte
Hohe Zuverlässigkeit	Verluste im Stator, Kühlung gut möglich
Hoher Wirkungsgrad bei hohen Drehzahlen	Höchster maximaler Wirkungsgrad
Keine hartmagnetischen Materialien notwendig	Optimal im mittleren Drehzahlbereich

Tabelle 3.7: Vorteile von Asynchronmaschine und Synchronmaschine

Asynchronmaschine	Synchronmaschine
Aufwendige Regelung	Aufwendiger Bau des Rotors
Verluste im Rotor, aufwendige Kühlung	Teure hartmagnetische Materialien bei PMSM (Permanentmagnet-SM)
Schlechter Wirkungsgrad bei niedrigen Drehzahlen	geringere Überlastfähigkeit als ASM

Tabelle 3.8: Nachteile von Asynchronmaschine und Synchronmaschine

Nach Abwägen der Eigenschaften fiel die Entscheidung aufgrund der in Tabelle 3.7 angeführten Vorteile, sowie die bereits gewonnenen Erfahrungen auf einen permanentenerregten Synchronmotor der Marke MAGNA Powertrain. Aus Tabelle 3.9, sowie Abbildung 3.26 und 3.27 können die Spezifikationen des Motors M1 entnommen und in [Pow12] genauere Details nachgelesen werden.

3.4 Motorregelung

Nach Absprache mit unserem Stromrichter Sponsoren

Infineon Technologies AB

ist in Abbildung 3.28 eine Blockdiagramm des in Abbildung 3.20 Prozessorboardes zu sehen. Die Motorregelung wird von einem „PI-Regler“ übernommen und ist als „C-Code“ im Mikrocontroller hinterlegt. Um das Ausmaß der Arbeit ein wenig einzugrenzen wurde an dieser Stelle angenommen, dass der Regler als ideal ausgelegt angenommen wird.

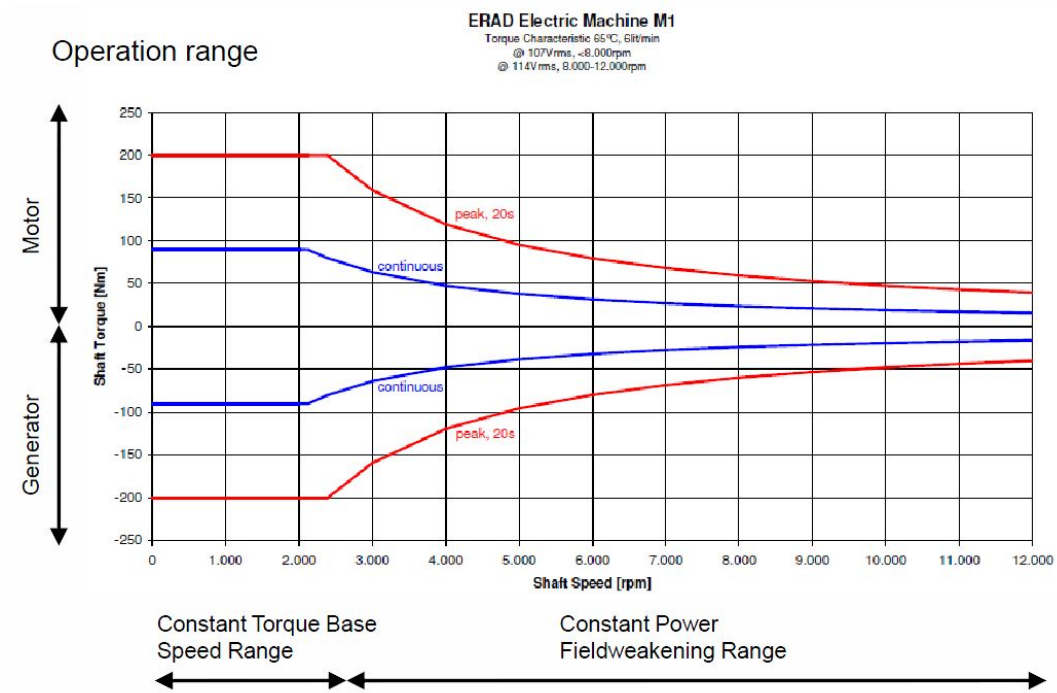


Abbildung 3.26: Momentenverlauf M1 [Pow12]

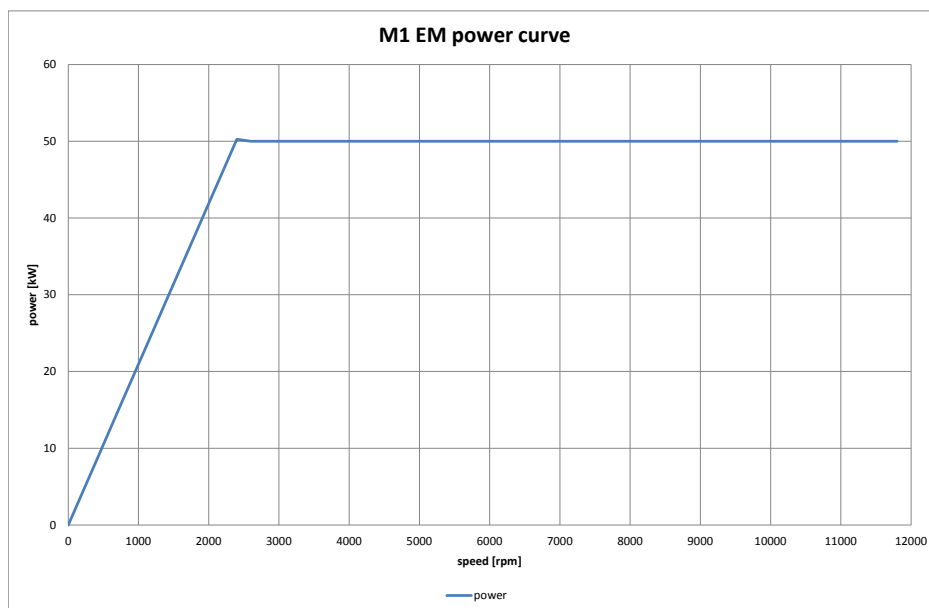


Abbildung 3.27: Leistungsverlauf M1 [Pow12]

Spezifikationen	PMSM M1	
Leistung (kW)	50 für 20s	Peak Power
	20	Continuous Power
Moment (Nm)	200 für 20s	Peak Power
	90	Continuous Power
Wirkungsgrad (%)	96	
Max. Phasenstrom (A)	370	
DC- Spannung (V)	250- 420	
Motorgewicht (kg)	30	
Abmessung (mm)	Ø180 x 140	

Tabelle 3.9: Spezifikationen M1, Marke Magna Powertrain

3.5 Motorprüfstand

Nach Definition und Auslegung des kompletten Antriebsstranges, wird in diesem Kapitel auf den Aufbau eines Motorprüfstandes und dessen Nutzen eingegangen.

Mit diesem Aufbau ist es primär möglich, dass im Vorhinein ausgearbeitete Konzept zu überprüfen und schon früh auf mögliche Mängel einzugehen. Des Weiteren dient er zur Überprüfung der korrekten Übertragung und Informationsbearbeitung der **CAN**-Nachrichten.

Prinzipiell wird, wie in Abbildung 3.29 ersichtlich, versucht einen möglichst getreuen Nachbau des zukünftigen *Tractive Systems* aufzubauen. Mechanisch wird je ein Motor und ein Generator über Lamellenkupplungen und eine Momenten-Messwelle miteinander verbunden und über eine **DC**-Versorgung (Vorerst Netzgerät, dann Batterien) gespeist, wobei zwei Hochvoltrelais als Trennschalter für die Spannung dienen.

Für die Strommessung wird ein Shunt verwendet, welcher über **CAN** kommuniziert (Prüfstandsabbildung siehe 3.30). Als **VCU** wird eine TTTech Toolbox verwendet, welche die vorgegebenen Ströme, für die feldorientierte Regelung weiterleitet.

Nach Inbetriebnahme und Überprüfung der Grundfunktionen wird eine Parameteridentifikation und die darauffolgende Modellbildung der Motoren durchgeführt. Sie dient zur späteren Beschreibung möglicher Regleralgorithmen sowie des Verhaltens extreme

²<http://freudenberg.com>, <http://panasonic-electric-works.com>

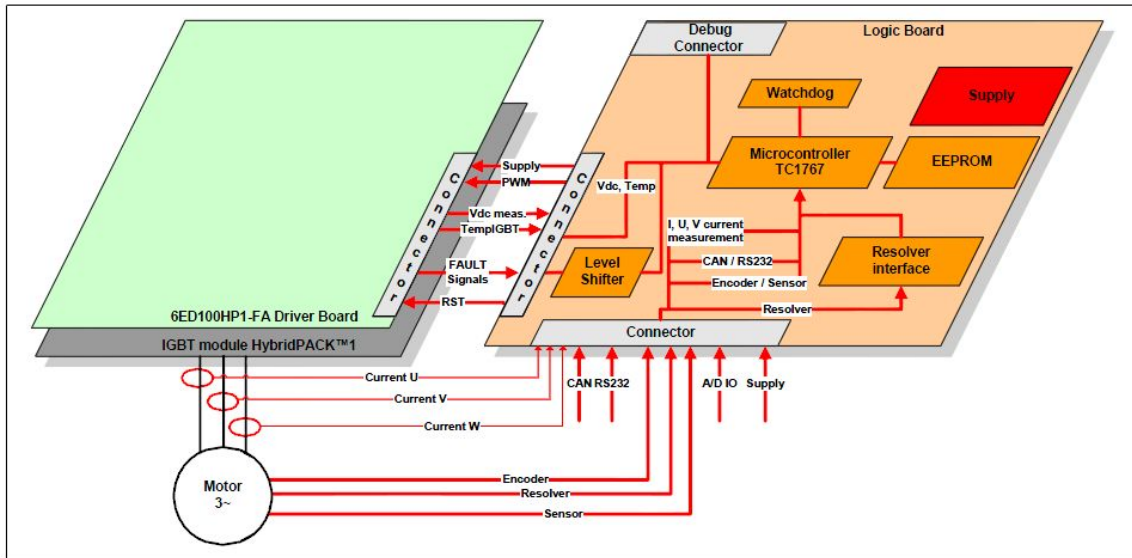


Abbildung 3.28: Blockdiagramm Prozessorboard Infineon Technologies AB [Kit12]

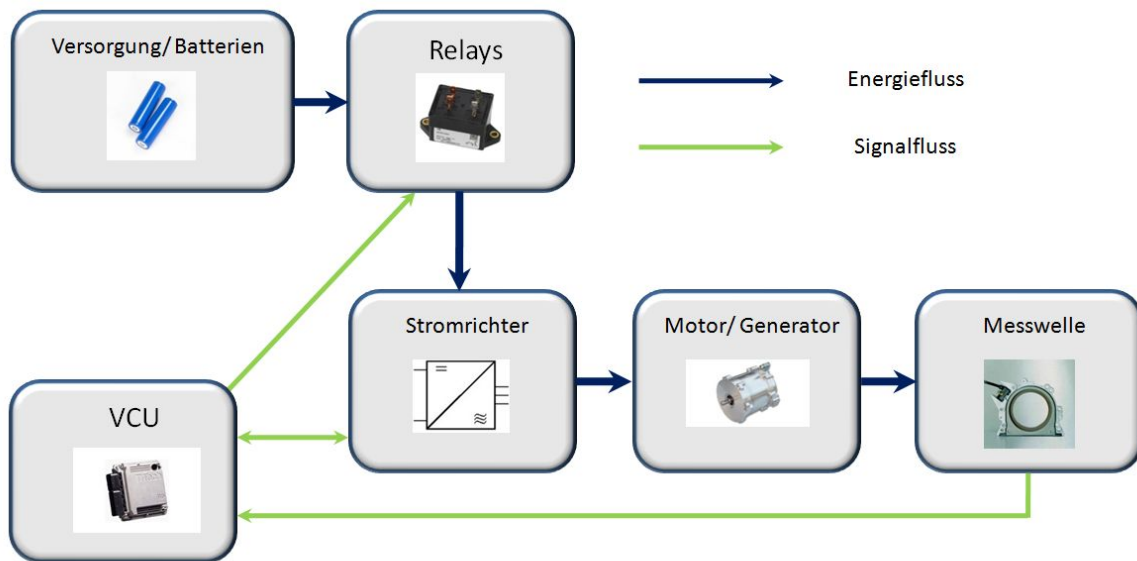


Abbildung 3.29: Schematischer Aufbau Motorprüfstand.²

Stellgrößenvorgaben.

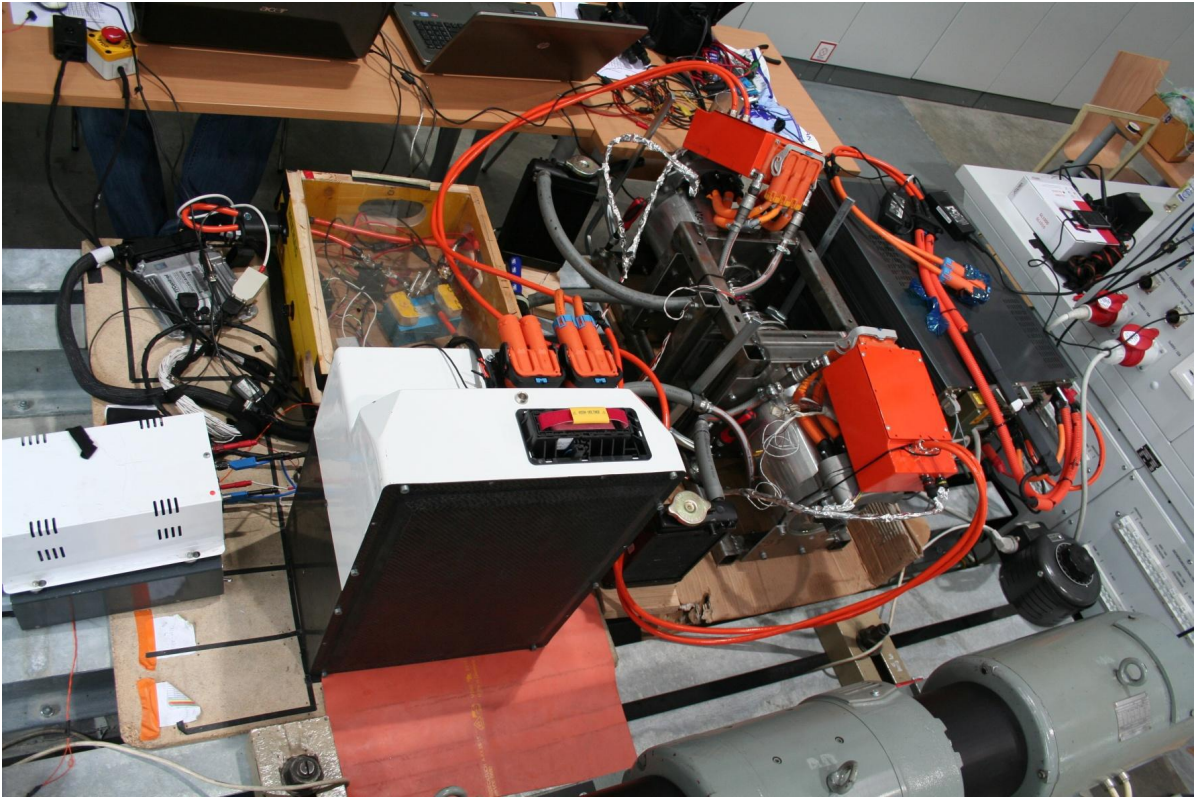


Abbildung 3.30: Motorprüfstand

Abschließend wird noch auf eine verbreitete Methode zur Leistungssteigerung bzw. Verbrauchsminimierung, Verwendung der MMPA-Kennlinie (maximales Moment pro Ampere), eingegangen.

3.5.1 Modellaufbau des PMSM mit Reluktanzeinflüssen

Prinzipiell unterscheidet man bei einer PMSM zwei Arten:

- PMSM ohne Reluktanzeinflüssen
- PMSM mit Reluktanzeinflüssen

Der Unterschied spiegelt sich im Aufbau des Rotors nieder, siehe Abbildung 3.25. Während bei einer Maschine ohne Reluktanzeinflüssen ein konstanter Rotoraufbau angenommen wird $I_d = 0$, beachtet man bei Maschinen mit Reluktanzeinflüssen den unsymmetrischen Aufbau. Wie der Name schon andeutet sind dabei diese Einflüsse nicht zu vernachlässigen, $L_d \neq L_q$ und damit $I_d \neq 0$.

Durch die gezielte Auslegung auf den Reluktanzanteil kann eine hohe Leistungsdichte und durch geschickte Ansteuerung ein verbesserter Wirkungsgrad erzielt werden. Mit dieser Erweiterung ergeben sich folgende mathematische Zusammenhänge [Sch09]:

$$\frac{d\Psi_d}{dt} = U_d - R_1 \cdot I_d + \Omega_L \cdot \Psi_q \quad (3.8)$$

$$\frac{d\Psi_q}{dt} = U_q - R_1 \cdot I_q - \Omega_L \cdot \Psi_d \quad (3.9)$$

$$\Psi_d = \Psi_{PM} + L_d \cdot I_d \quad (3.10)$$

$$\Psi_q = L_q \cdot I_q \quad (3.11)$$

$$\Psi_0 = \sqrt{\Psi_d^2 + \Psi_q^2} = \sqrt{(L_d I_d + \Psi_{PM})^2 + (L_q I_q)^2} \quad (3.12)$$

$$M_{Mi} = \frac{3}{2} \cdot Z_p \cdot \left(\Psi_{PM} \cdot I_q + (L_d - L_q) \cdot I_d \cdot I_q \right) \quad (3.13)$$

$$\Theta \cdot \frac{d\Omega_m}{dt} = M_{Mi} - M_W \quad (3.14)$$

$$\Omega_L = Z_p \cdot \Omega_m \quad (3.15)$$

Um ein Modell eindeutig Beschreiben zu können, müssen jedoch vorerst, die meist unbekannt, Parameter R_1 (Wicklungswiderstand), Ψ_{PM} (magnetischer Fluss durch die Permanentmagnete) und L_d & L_q (Längs.- und Querreaktanz) bestimmt werden.

Parameterbestimmung

Wicklungswiderstand R_1 Um den Wicklungswiderstand zu bestimmen bestehen prinzipiell zwei Möglichkeiten. Die durchaus sehr Einfache besteht darin, den Widerstand über ein Multimeter mit Widerstandsmessung (FLUKE) zu bestimmen.

Als Alternative wurde zusätzlich noch eine Widerstandsbestimmung über die Spannungsmessung durchgeführt. Dabei wird mit einem Netzgerät ein konstanter Strom an die Wicklungen angeschlossen und der Spannungsabfall über den Zusammenhang

$$R_1 = \frac{U_{gemessen}}{I_{eingestellt}} \quad (3.16)$$

bestimmt.

Um das Modell nicht zusätzlich zu verkomplizieren wurde ein konstanter Widerstand, in Abhängigkeit der Temperatur, angenommen. Des Weiteren muss durch die Wicklungsverschaltung in Stern darauf geachtet werden, dass durch die Spannungsmessung immer der Widerstandswert von zwei Wicklungen gemessen wird. In Tabelle 3.10 ist ersichtlich, dass sich aus den Messungen ein gemittelter Wicklungswiderstand von $15 \text{ m}\Omega$ ergibt.

Phase	Messung mit FLUKE	Widerstandsbestimmung mit Spannungsmessung	Einheit
$R_{1,U}$	14.7	15.2	$m\Omega$
$R_{1,V}$	15.4	15.1	$m\Omega$
$R_{1,W}$	14.9	14.8	$m\Omega$

Tabelle 3.10: Ermittelter Wicklungswiderstand

Magnetische Fluss der Permanentmagnete Ψ_{PM} Wie auch schon bei der Widerstandsmessung R_1 ergeben sich hierbei zwei Möglichkeiten zur Bestimmung des magnetischen Flusses Ψ_{PM} .

Die erste Möglichkeit beinhaltet einen Messversuch mit Ansteuerung der Maschine ohne Reaktanzeinflüsse ($I_d = 0$). Dabei wurde auf die Arbeit [SW13] zurückgegriffen. Betrachtet man die Gleichung 3.13 unter der oben genannten Vereinfachung, so ergibt sich:

$$M_{Mi} = \frac{3}{2} \cdot Z_p \cdot (\Psi_{PM} \cdot I_q) \quad (3.17)$$

Wird dabei das entstehende Moment M_{Mi} gemessen und der vorgegebene Querstrom I_q aufgenommen, so kann man nach Umformung, den magnetischen Fluss einfach ermitteln. Wie aus Abbildung 3.31 ersichtlich ergibt sich ein gemittelter Fluss von $133mWb$.

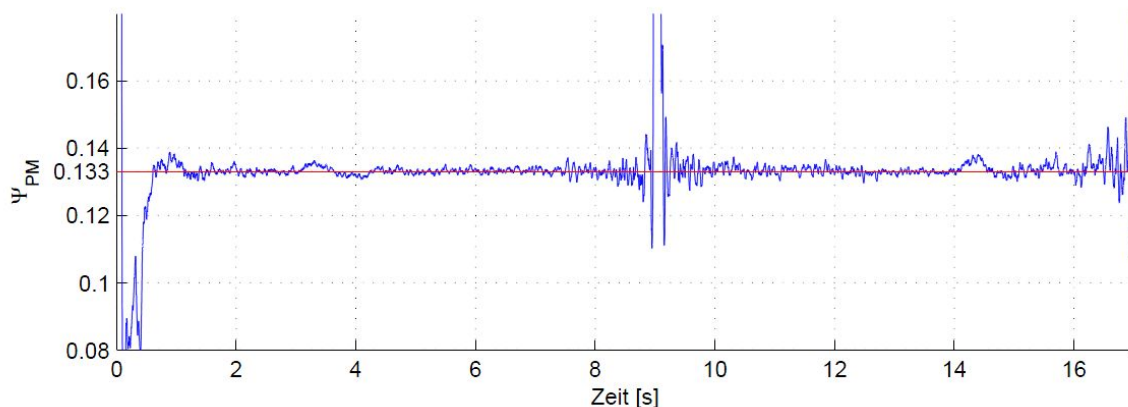


Abbildung 3.31: Messtechnische Ermittlung Ψ_{PM} , $I_d = 0A$, $I_q = -30 \dots 30A$, $-500min^{-1}$ [SW13]

Alternativ würde sich eine Methode ohne aufwendige Prüfstandsmessung anbieten. Grundlage dafür bietet das in Abbildung 3.32 ersichtliche Zeigerdiagramm der Synchronmaschine mit Reaktanzeinflüsse.

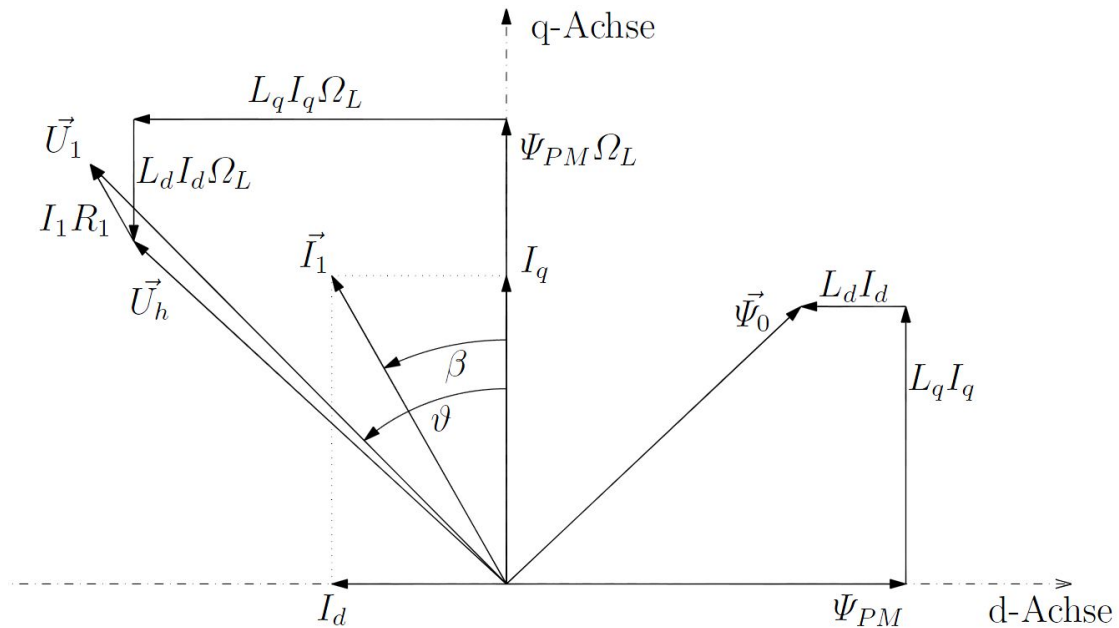


Abbildung 3.32: Vektordiagramm im d-q-Koordinatensystem für die PM-Maschine mit Reluktanz im stationären Zustand [Sch09]

Dabei wird der frei stehende Motor von einem externen Moment in Drehung versetzt und die Spannungen U_{12} , U_{23} und U_{31} gemessen. Über diese Phasenverschiebung und der Transformationsmatrix der Spannungen ist es möglich auf den Spannungszeiger \vec{U}_h und die elektrische Winkelgeschwindigkeit Ω_L zu gelangen. Mit der zusätzlichen Annahme, dass $I_d, I_q = 0$ lässt sich der magnetische Fluss einfach bestimmen.

Längs.- und Querreaktanzen L_d & L_q Nach der Ermittlung des Wicklungswiderstandes, sowie des magnetischen Flusses mittels „statischer Messung“ erfolgt die Bestimmung der Längs.- und Querreaktanzen L_d & L_q .

Da für die Bestimmung dieser Parameter nicht direkt ein „vorgegebenes Verfahren“ zur Verfügung steht, werden die Parameter mit Hilfe eines Software-Skriptes unter der Berücksichtigung des minimalen Fehlerquadrates

$$\min_{L_d, L_q} \|F - F_{mess}\|_2^2 \quad (3.18)$$

bestimmt.

Um die Parameter bestimmen zu können werden vorerst am Prüfstand vorgegebene Prüfläufe durchlaufen und die benötigten Kenndaten, welche in Tabelle 3.11 zu entnehmen sind, aufgenommen.

Name	Formelzeichen	Einheit
Eingeprägte d-Spannung	U_d	V
Eingeprägte q-Spannung	U_q	V
Vorgegebenes Moment	M_{soll}	Nm
Gemessenes Moment	M_{ist}	Nm
Eingeprägter d-Strom	I_d	A
Eingeprägter q-Strom	I_q	A
Drehzahl	n_{ist}	U/min

Tabelle 3.11: Ermittelte Kenndaten zur Reaktanzenbestimmung

Anschließend wird ein Model der Synchronmaschine nach den Gleichungen 3.8 bis 3.15 aufgebaut. Durch die Vorgabe der gemessenen Spannungen U_d und U_q , sowie der Drehzahl n_{ist} kann das Verhalten der Maschine begutachtet und verschiedene Werte für die Reaktanzen getestet werden. Mit der Matlab[©] Funktion *fminunc* ist es möglich, die gemessenen und modellierten Daten zu vergleichen und die gesuchten Parameter so anzupassen, dass die Gleichung 3.18 bestmöglich erfüllt ist.

Der schematische Aufbau des Skriptes ist in Abbildung 3.33 verdeutlicht.

Nach mehreren Identifikationsdurchläufen ergaben sich die in Tabelle 3.12 ersichtlichen Ergebnisse.

Name	Formelzeichen	Einheit
Längsreaktanz L_d	2.39	mH
Querreaktanz L_q	4.18	mH

Tabelle 3.12: Ermittelte Längs- und Querreaktanz

Nachträglich sollten aber noch einige Punkte zu dieser Parameteridentifikation genannt werden:

- Die Parameterbestimmung wurde bei einer sehr geringen Drehzahl durchgeführt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die mechanische Kopplung mit einer Lamel-

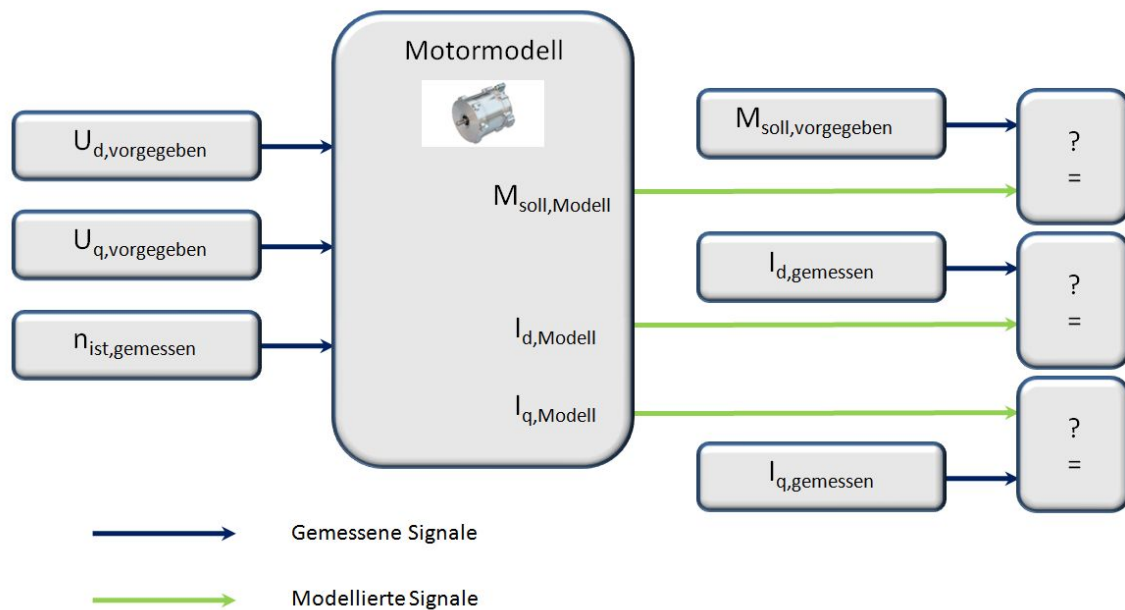


Abbildung 3.33: Schematischer Aufbau Identifikationsprogramm L_d & L_q

lenkupplung erfolgte, welche bei hohen Drehzahlen und Momenten starke Schwingungen und dadurch ein sehr verrauschte Messergebnisse hervor rief.

Rückführend wäre an dieser Stelle eine „starre“ Kupplung, trotz des erhöhten mechanischen Aufwandes, zu empfehlen.

- Die Messungen am Prüfstand und die dadurch bestimmte Identifikation, wurden bei konstanten Strömen durchgeführt. Zur Vereinfachung wurde dabei für das gesamte Betriebsfeld der Maschine konstante Reaktanzen angenommen. In der Realität bilden die Reaktanzen aber nichtlineare Verläufe, welche von den jeweiligen Strömen I_d & I_q abhängen. Idealerweise müssten mehrere Prüfläufe in Abhängigkeit der Ströme durchgeführt werden und die darauf gewonnenen Messwerte zu Funktionen $L_d(I_d, I_q)$ und $L_q(I_d, I_q)$ erweitert werden.

3.5.2 Simulation des PMSM mit Reluktanzeinflüssen

Nachdem im Kapitel 3.5.1 die Parameter bestimmt wurden, ist es nun möglich einen Vergleich zwischen den am Prüfstand gemessenen Kenndaten und den simulierten Daten heranzuziehen. Da besonders das Moment für unsere weitere Vorgangsweise im Aufbau des Modells, sowie des im Kapitel 5 behandelten Reglerentwurf eine ausschlaggebende Rolle einnimmt wird darauf besonders eingegangen.

Aus Abbildung 3.35 ist ersichtlich, dass der prinzipielle Verlauf von simulierten und ge-

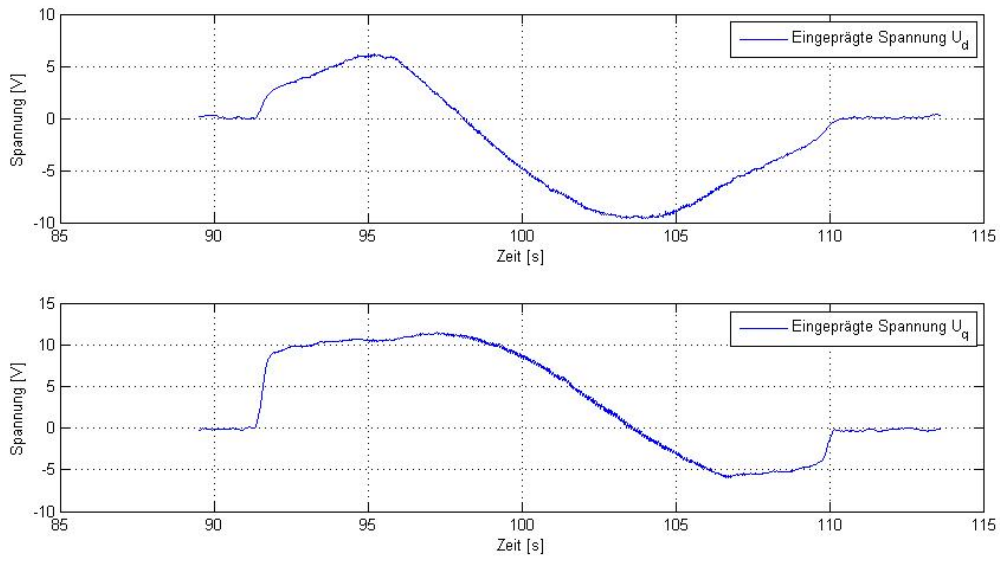


Abbildung 3.34: Eingeprägte Spannungen U_d & U_q bei $U = 100V$, $500min^{-1}$ & $I = 5A$

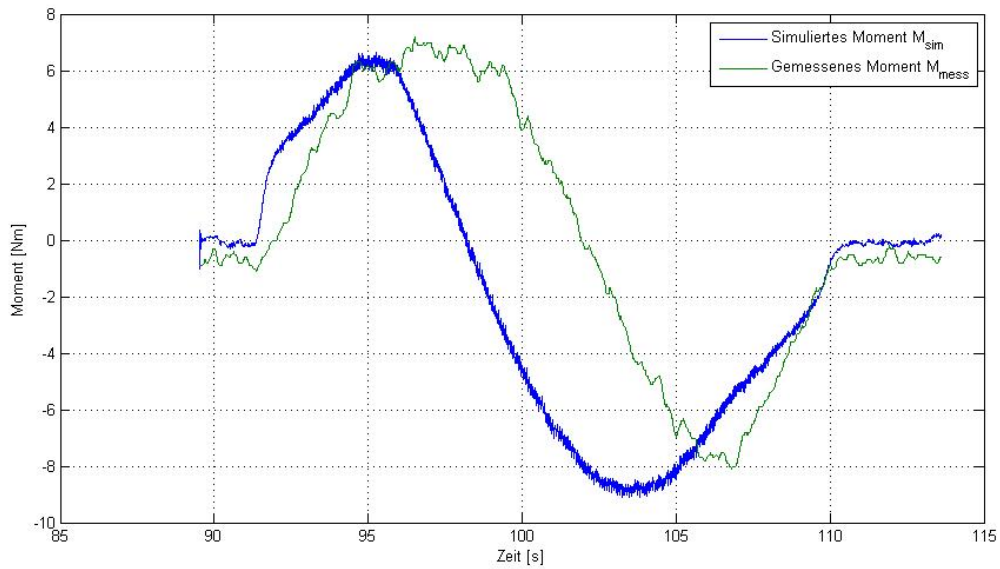


Abbildung 3.35: Vergleich simuliertes und gemessenes Moment

messenen Moment im allgemeinen sehr ähnlich sind. Der starke Anstieg des Simulationsmomentes ergibt sich aufgrund den in Abbildung 3.34 starken Spannungsanstieg bei Sekunde 92, welcher durch plötzliches Zuschalten des Stromrichters beim Abfahren der Stromkurve, für die in Kapitel 3.5.3 **MMPA**-Kennlinie, zur Folge beschrieben, haben kann. Jener Anstieg hat schließlich auch beim simulierten Strom I_q , Abbildung 3.36, einen Sprung zur Folge und bewirkt das versetzte simulierte Moment.

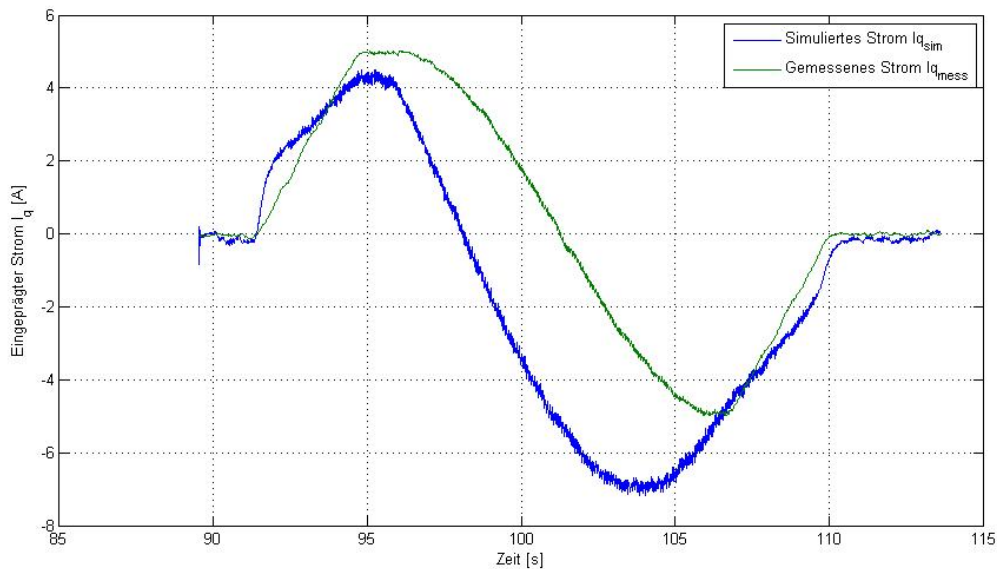


Abbildung 3.36: Eingepägter Strom I_q

Geht man noch einen Schritt weiter, setzt die ermittelten Parameter in die Gleichung 3.13 ein, simuliert das Moment nicht, sondern berechnet es, ergibt sich ein annähernd übereinstimmter Verlauf, Abbildung 3.37.

Dabei ist zu erkennen, dass die Übereinstimmung wesentlich verbessert wurde. Diese Unstimmigkeit lässt sich höchst wahrscheinlich auf die Rotationsverdrehung der Lamellenkupplung rückführen. Im Summe ergaben weitere Test ein ähnliches Ergebnis, sodass die Parameteridentifikation als erfolgreich angesehen werden kann.

Würde man aber den Motor in ein größeres Model einbinden, so müsste dass System nochmals überarbeitet werden, um größere Abweichungen zu verhindern.

3.5.3 Maximales Moment pro Ampere (MMPA)

Abschließend wird in diesem Kapitel noch auf die Erstellung und Implementierung der **MMPA**-Kennlinie eingegangen. Da für dieses Thema schon weitere Literatur vorhanden

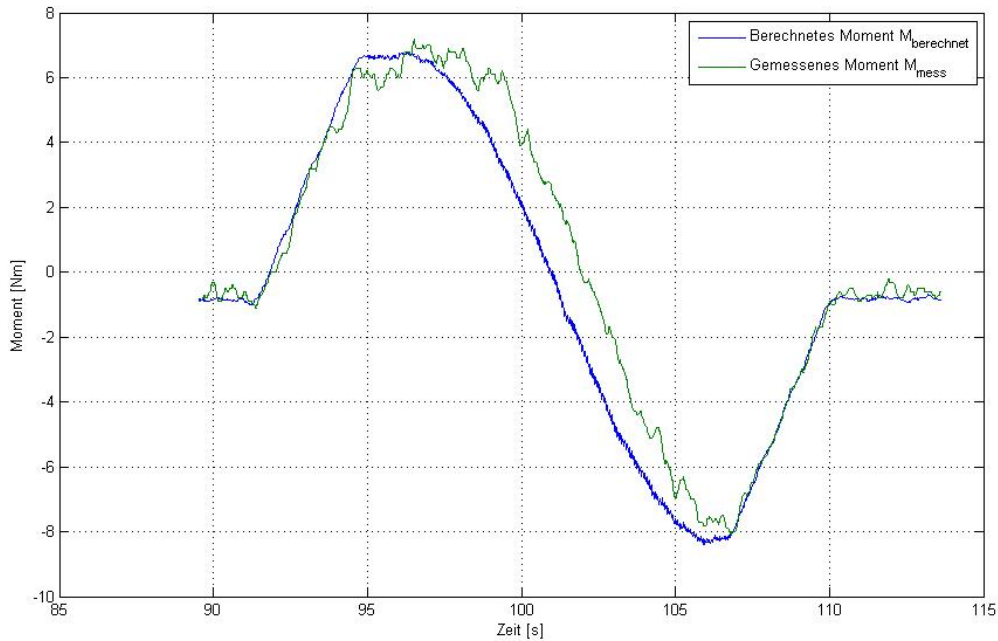


Abbildung 3.37: Vergleich berechnetes und gemessenes Moment, Formel 3.13

ist, wird nur der Vollständigkeit halber darauf eingegangen und auf Werke wie [Sch09] und [SW13] hinweisen. Besonders im Werk [SW13] wird dabei auf die Implementierung in einen **FSAE**-Rennboliden näher eingegangen.

Wie der Name schon sagt wird bei der **MMPA**-Kennlinie die Trajektorie mit dem maximalen Moment in Abhängigkeit des Stromes vorgegeben. Dabei wird wie in Abbildung 3.38 ersichtlich für das gewünschte Moment eine Konstellation der I_d & I_q Komponenten ermittelt, so dass der Strom I mit

$$I = \sqrt{(I_d)^2 + (I_q)^2} \quad (3.19)$$

und dadurch auch der Verbrauch minimal wird.

Da jedoch auf den zur Verfügung stehenden Strom und auf die Spannungsbegrenzung, welche von der Drehzahl abhängt, geachtet werden muss, stellen sich nach Abbildung 3.39 drei Teilbereiche ein.

Region I beinhaltet den aus Abbildung 3.38 ersichtlichen Bereich, womit keine Rücksicht bezüglich Begrenzungen in Strom, sowie Spannungsbereich eingegangen wird. Beim Übergang im Punkt A auf die **Region II** macht sich, die zur Verfügung stehende,

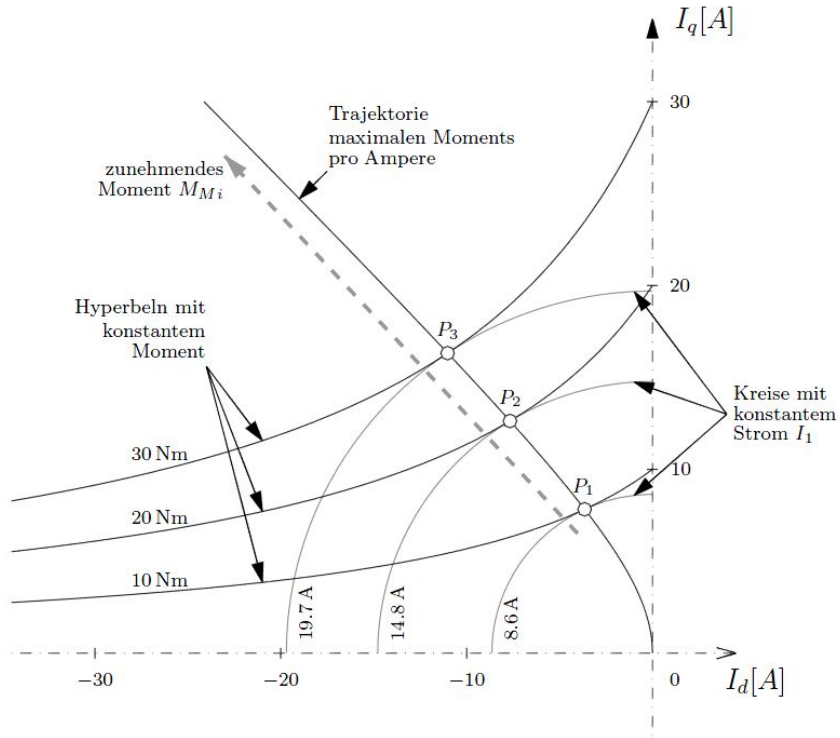


Abbildung 3.38: Strom-Vektor-Trajektorie für maximales Moment pro Ampere im Ankerstellbereich [Sch09]

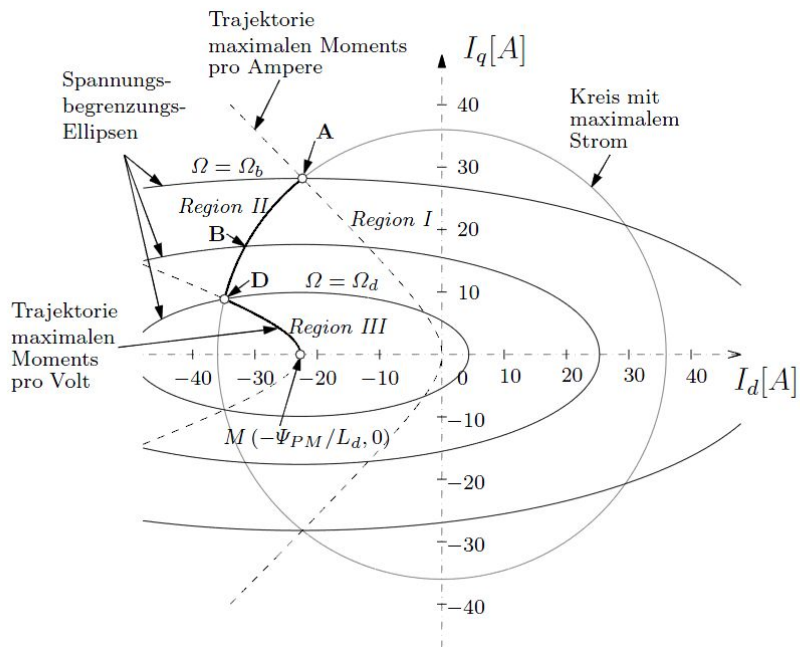


Abbildung 3.39: Trajektorie für maximales Moment im Arbeitspunkt [Sch09]

Stromstärke bemerkbar. Hier ist es zwar möglich, die Drehzahl zu erhöhen, nur aber unter Einbußung des Momentes und erhöhter Leistung.

Im Punkt D, wird durch die hohe Drehzahl der Motoren noch die Spannungsbegrenzung bemerkbar und man befindet sich schon an einer sehr kritischen Stelle der Motoren. Würde man an diesem Punkt nicht in die **Region III** übergehen, so wäre eine Entmagnetisierung der Mangeten und somit eine Zerstörung der Maschine, möglich.

Für die Implementierung solch einer Kennlinie gibt es zwei Möglichkeiten.

Die einfachere Variante bietet eine offline Berechnung der Kennfelder. Hierbei werden die Kennfelder mittels den vorgegebenen Gleichungen nach [Sch09] ermittelt und mittels eines **3D-Lookup-Table** implementiert. Wobei einfache Implementierung und geringe benötigte Rechenleistung der **VCU** die größten Vorteile der offline Berechnung darstellen, den sehr kritischen Punkt, der einbrechenden Spannung bei Last, aber vernachlässigen.

Als Alternative bietet sich die dynamische Berechnung an. Dabei werden bei jedem Rechenschritt alle Parameter neu überprüft und daraus die Vorgaben ermittelt. Bei genügend Rechenleistung und Testzeit für die Implementierung ist diese Variante auf Dauer sicher zu bevorzugen.

In Abbildung 3.40, 3.41 und 3.42 kann ein Beispiel für die offline Berechnung dieser Kennlinien betrachtet werden.

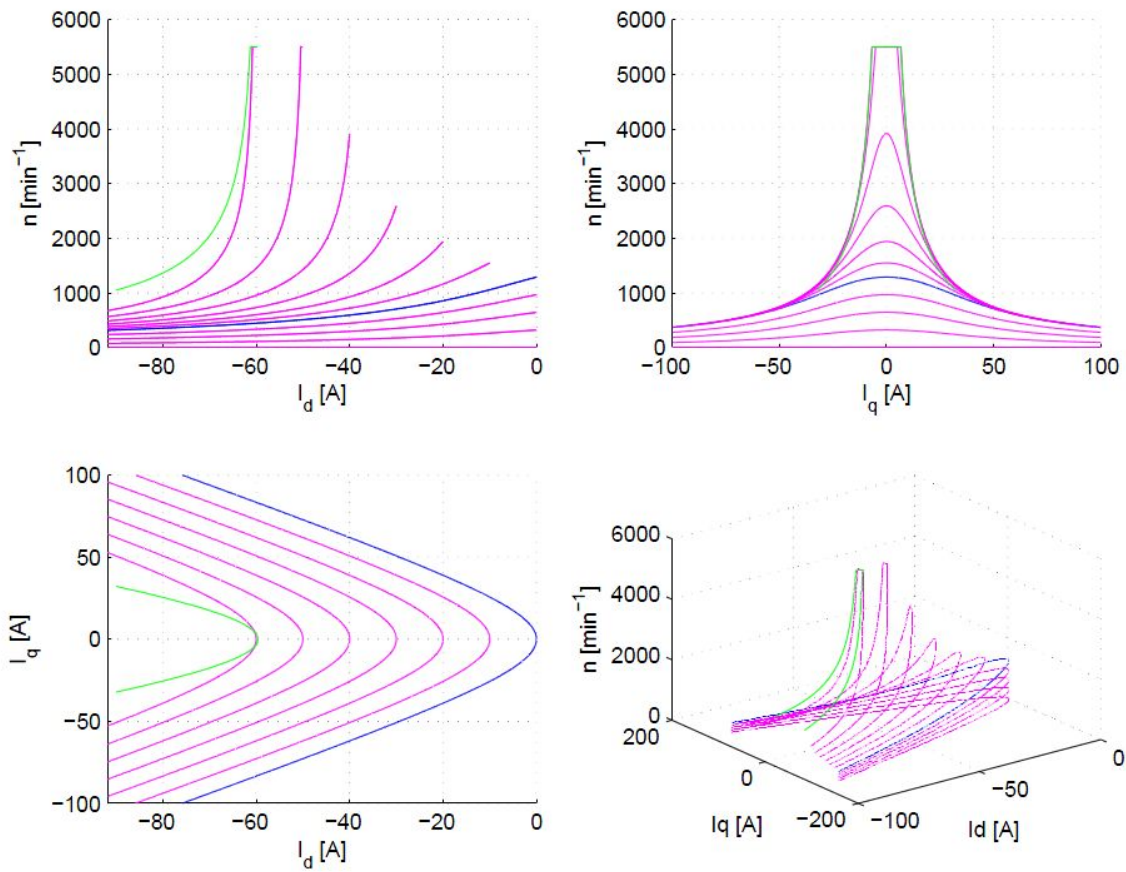


Abbildung 3.40: Zulässige I_d und I_q Werte in Abhängigkeit der Drehzahl [SW13]

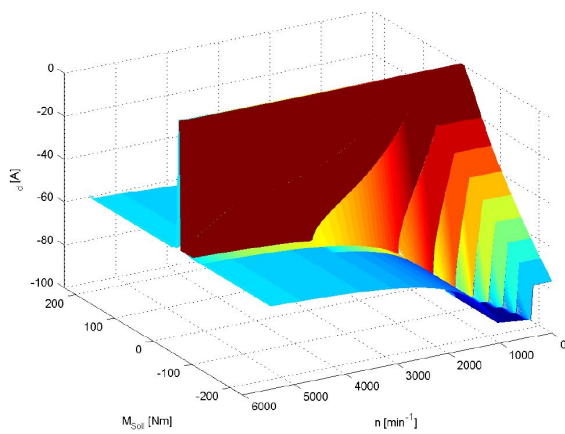


Abbildung 3.41: Offline berechnetes Kennfeld für I_d in Abh. von M und n [SW13]

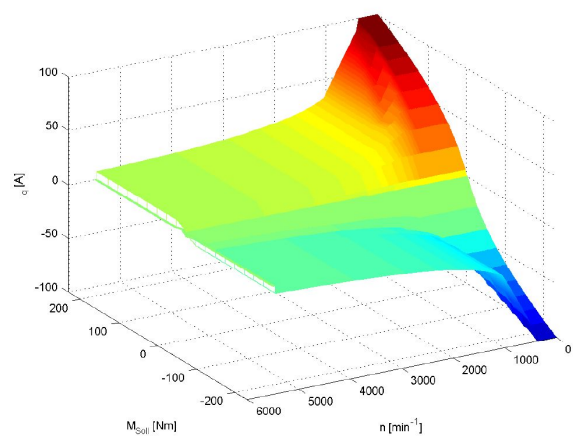


Abbildung 3.42: Offline berechnetes Kennfeld für I_q in Abh. von M und n [SW13]

4 Die Modellbildung

Nach Auswahl des elektrischen Antriebsstranges 3.1, sowie den Erkenntnissen aus dem Motorprüfstand, dass das von der **VCU** vorgegebene Moment M_{soll} auch am Motor abgerufen werden kann $M_{mechanisch, Motor}$, wird in diesem Kapitel die Modellierung des Fahrzeuges mit Reifen durchgenommen. Miteingebunden wird zusätzlich noch die Getriebeauslegung, welche sich durch geeignete Simulationen des Modells ermitteln lässt. Ziel der Getriebeauslegung ist das ideale Verhältnis zwischen benötigtem Moment am Rad und verbrauchsoptimalen Arbeitspunkt der Elektromotoren.

Die Grundlage für die im Zuge dieser Arbeit durchgeführten Auslegungen des Getriebes, sowie auch im Kapitel 5 durchgeführten Reglerentwurf der Traktionskontrolle, bildet klassischerweise die Modellbildung. Um das dynamische Verhalten eines realen Prozesses mittels mathematischer Modelle zu beschreiben, können zwei alternative Wege eingeschlagen werden [Ise92]:

- Bei der *theoretischen Modellbildung* werden mathematische Modelle aus physikalischen Gesetzen abgeleitet.
- Die *experimentelle Modellbildung* - auch Identifikation genannt - geht von einer bestimmten Modellstruktur aus und bestimmt mathematische Modelle durch Auswertung von gemessenen Ein- und Ausgangssignalen.

Ein Vergleich der beiden Varianten macht deutlich, dass besonders bei der theoretischen Modellbildung die genaue Kenntnis des Systems zur Verfügung stehen bzw. durch die grundlegenden Newtonschen Gesetze hergeleitet werden muss.

Im Bereich der Fahrzeugtechnik lässt sich das Modell schematisch in ein Fahrzeug- bzw. Reifenmodell unterteilen. Je nach Detaillierungsgrad kann bei der Fahrzeugmodellierung auf eine unterschiedliche Anzahl von Freiheitsgraden, sowie je nach Komplexität in lineare und nichtlineare Teilmodelle unterteilt werden.

In Zusammenhang mit der Festlegung der Ein- und Ausgangsgrößen des Modells und der benötigten Modellgenauigkeit muss entschieden werden, welche Freiheitsgrade bei dem zu entwickelnden Modell von Interesse sind. So kann es beispielsweise ausreichend sein, nur den Freiheitsgrad der Fahrzeuglängsbewegung zu modellieren.

Im Zuge dieses Kapitels werden Möglichkeiten der Modellierung vorgestellt und für die

Auslegung dementsprechend verwendet. Es wird aber darauf hingewiesen, dass es noch unzählige weitere Möglichkeiten der Modellierung gibt und besonderes der Komplexität nach oben keine Grenzen gesteckt sind. Theoretisch wurde in diesem Kapitel auf die Werke [Sch10] und [Ise06] eingegangen.

4.1 Fahrzeugmodell

Den Ausgangspunkt für die Aufstellung eines Fahrzeugmodells bildet der prinzipielle und stark vereinfachte Aufbau eines Fahrzeuges, welcher sich in Abbildung 4.1 schematisch darstellt.

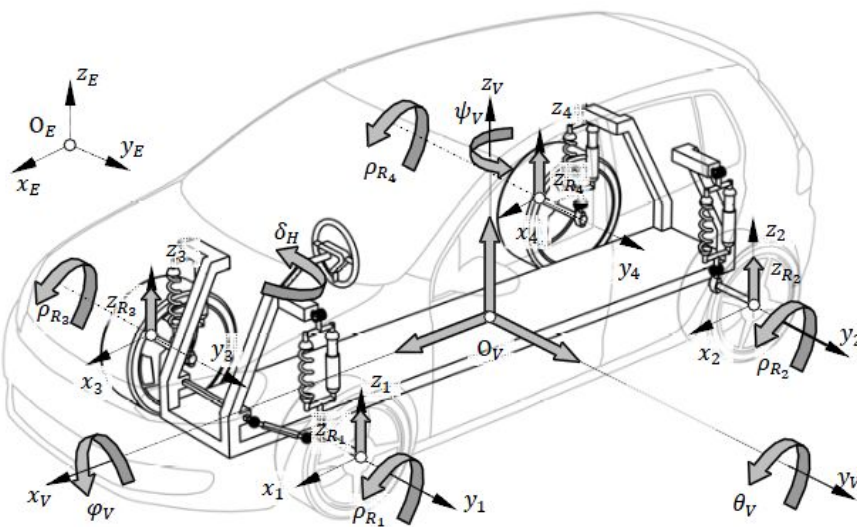


Abbildung 4.1: Freiheitsgrade des räumlichen Fahrzeugmodells [Sch10]

Basierend auf diese vereinfachten Beschreibung wird, in den meisten Fällen, die *theoretischen Modellbildung* verwendet. Durch die Anwendung der grundlegenden Newtonschen Gesetze bzw. Aufstellung der Kräfte- und Momentengleichgewichte ist es möglich das Fahrzeug kinematisch zu beschreiben und somit die Differentialgleichungen der zu modellierenden Zustandsgrößen aufzustellen.

Anhand der Freiheitsgrade und der Komplexität der Modellbildung ergeben sich gewisse Modelltypen. So kann schon mittels Wahl der gewünschten Ein- und Ausgangsgrößen auf ein bestimmtes Modell rückgeschlossen werden. Die wohl am gebräuchlichsten Ansätze einer Fahrzeugmodellbildung bieten das Ein- und das Zweispurmodell.

Wie in Abbildung 4.2 ersichtlich besteht der Hauptunterschied des Einspurmodells, wie

der Name schon andeutet, an der Transformation der zwei Fahrzeugspuren auf ein System mit einer Fahrzeugspur.

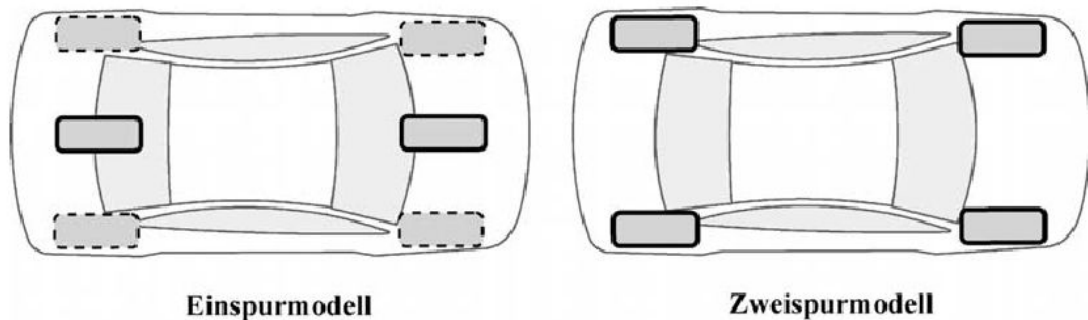


Abbildung 4.2: Ein- und Zweispurmodell [Ise06]

4.1.1 Einspurmodell

Das Einspurmodell stellt das in der Literatur am häufigsten verwendete Fahrzeugmodell dar und geht auf die Ausführung von Rieker und Schnuck (1940) zurück. Die Modellbildung beruht hierbei auf einer Reihe von Vereinfachungen, wobei die wichtigsten hier angeführt sind:

- Die Gesamtgeschwindigkeit wird längs seiner Bahnkurve als konstant angenommen.
- Alle Hub-, Wank- und Nickbewegungen werden vernachlässigt.
- Die Fahrzeugmasse wird im Massenmittelpunkt zusammengefasst.
- Die Radlastverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse bleibt stets konstant.

Jedoch, trotz einer starken Reduktion der Freiheitsgrade, behält das Modell die wesentlichen querdynamischen Charakteristiken. So ist es möglich die Querdynamik eines Kraftfahrzeugs näherungsweise, aber gleichwohl physikalisch plausibel, zu beschreiben.

4.1.2 Zweispurmodell

Eine genauere Modellbildung bildet, das in Abbildung 4.1 ersichtliche Zweispurmodell. Es beschreibt die Bewegung eines Körpers im dreidimensionalen Raum entsprechend seiner drei Freiheitsgrade. Dabei können neben den resultierenden Kräften in Längs-

und Querrichtung (Abbildung 4.3) zusätzlich noch Wankdynamik (Abbildung 4.4) und Nickdynamik (Abbildung 4.5) mit modelliert werden.

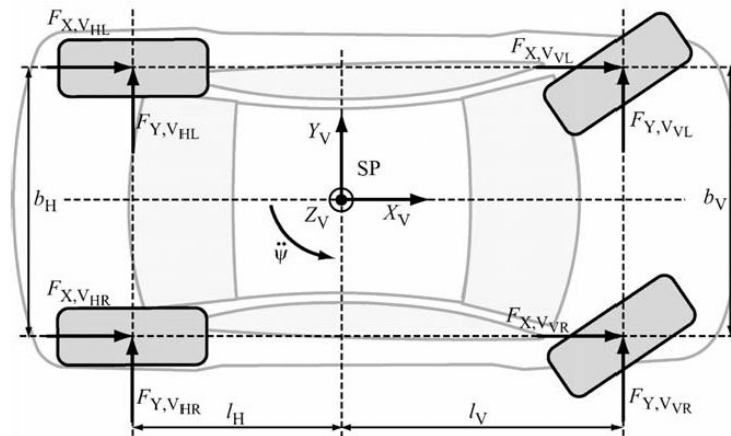


Abbildung 4.3: Kräfte für Zweispurmodell (Horizontaldynamik) [Ise06]

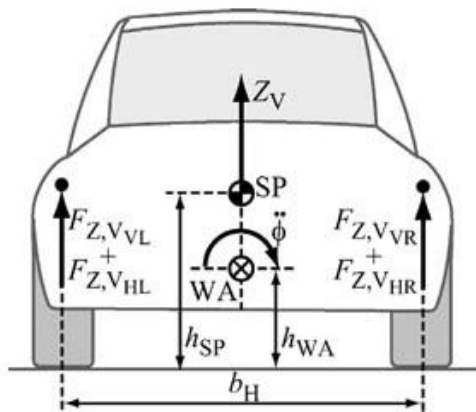


Abbildung 4.4: Kräfte für Zweispurmodell (Wankdynamik) [Ise06]

Trotz der stark erweiterten Annahmen, sind noch folgende Vereinfachungen zu berücksichtigen:

- Es werden keine kinematische Radaufhängungen modelliert.
- Weitgehend wird angenommen, dass die Radmittelpunkte sich relativ zum Aufbau nur senkrecht zur Straße bewegen können.

4.2 Reifenmodell

Die hinreichend genaue Erfassung der Wechselwirkung zwischen Reifen und Fahrbahn ist für die Beurteilung und Beschreibung des Fahrzeugverhaltens von entscheidender Bedeu-

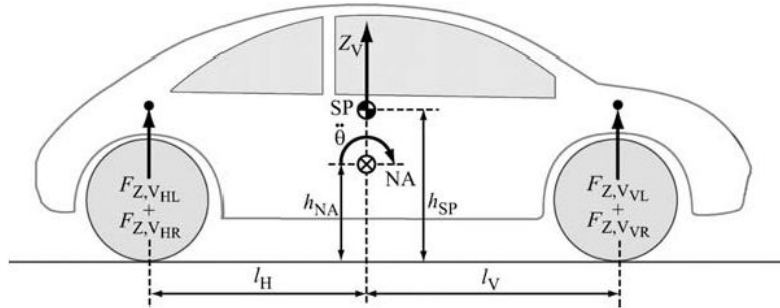


Abbildung 4.5: Kräfte für Zweispurmodell (Nickdynamik) [Ise06]

tung. Der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn bietet eine der wenigen Möglichkeiten um die Bewegung des Fahrzeuges aktiv zu beeinflussen. Dabei werden den Rädern folgende Aufgaben zugesprochen [Sch10]:

- die Aufnahme der Radlasten und den Schutz der übrigen Fahrzeugkomponenten
- die Übertragung der Beschleunigungs- und Bremskräfte
- die Übertragung der Querkräfte bei Kurvenfahrt

Besonders die letzten zwei Aufgabenpunkte spiegeln sich in der Modellbildung deutlich nieder. Werden zusätzlich noch dynamische Veränderungen des Reifens mit einberechnet, z.B. Abnützungen, Temperaturschwankung, so ist die Modellbildung des Reifens an Komplexität kaum zu übertreffen.

Einfachheitshalber wird in dieser Arbeit nur auf „statische“ Reifenmodelle eingegangen und auf die Werke [Sch10] und [Ise06] verwiesen.

4.2.1 Lineares Reifenmodell

Um einen ersten Einblick in das Verhalten des Reifens im unteren Drehzahlbereich zu erhalten, bietet sich das lineare Reifenmodell an. Hierbei wird, wie in Abbildung 4.6 ersichtlich, nur der primäre Abschnitt der Reifenkennlinie betrachtet um eine erste Linearisierung zu erreichen.

Mathematisch lässt sich der lineare Zusammenhang mit

$$F_x(s_h) = C_h \cdot s_h \quad (4.1)$$

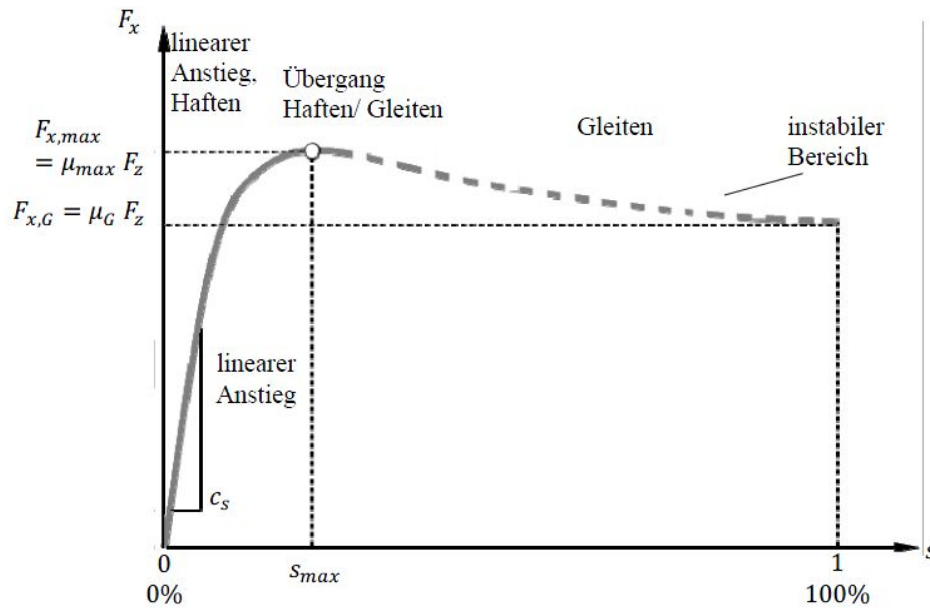


Abbildung 4.6: Typischer Verlauf der Umstandskraft [Sch10]

angegeben, wobei C_h den reifenspezifischen Anstiegsparameter und s_h den Schlupf in horizontaler Richtung darstellt.

4.2.2 Einfaches nichtlineares Reifenmodell

Anders als beim vorangegangenen Modell erweitert sich die Kennlinie über den linearen Bereich bis zum maximalen Schlupfpunkt, an welcher Stelle die modellierte Kennlinie konstant bleibt. Basierend auf die erweiterten Forderungen an das Modell und in Anbetracht der Kennlinie, kann dabei auf eine starke Ähnlichkeit zu einer *Arcustangens-Funktion*, kurz *atan*, rückgeschlossen werden. Hierbei wird auch in mehreren Literaturstellen folgende Beschreibung vorgeschlagen

$$F_x(s_h) = C_{h1} \cdot \text{atan}(C_{h2} \cdot s_h) \quad (4.2)$$

Weiteres sei angemerkt, dass die Parameter C_{h1} und C_{h2} durchaus physikalische Bedeutungen hinsichtlich der Modellierung aufweisen. C_{h1} beschreibt dabei den maximalen Kraftübertragungspunkt $F_{x,max}$ und C_{h2} den Multiplikator des Schlupfwertes, welcher die Steigung der Geraden angibt.

4.2.3 Reifenmodell nach Pacejka

Das wohl meist genutzte und wohl auch eines der komplexesten Modelle ist das sogenannte *Magic Formula Modell* bzw. *Pacejka-Reifenmodell* und wurde von Pacejka und Bakker 1993 entwickelt und von Pacejka 2006 erweitert.

Das Modell ist eine rein mathematische Beschreibung des Ein- und Ausgangsverhaltens unter quasi-stationären Bedingungen. Der Modellierungsansatz gestattet es, die Charakteristika von Seitenführungskraft, Bremskraft und Rückstellmoment des Reifens mathematisch zu erfassen. [Sch10]

Die Idee bestand darin die Zusammenhänge der Kraftgrößen mit den zugehörigen Starkkörperschlupf experimentell zu ermitteln und dann auf die mathematische Form, mittels *experimenteller Modellbildung*, zu approximieren. Der große Vorteil besteht darin die Umfangskraft, Längskraft und das Rückstellmoment als Funktion der Längs- und Querschlupfe mit hoher Genauigkeit beschreiben zu können.

Mathematisch lässt sich die Funktion als Kombination von Sinus- und Arcustangensfunktionen beschreiben:

$$F_x(s_h) = D \cdot \sin(C \cdot \arctan(B \cdot s_h - E(B \cdot s_h - \arctan(B \cdot s_h)))) \quad (4.3)$$

$$Y_x(X_h) = F_x(s_h) + S_v \quad (4.4)$$

$$s_h = X_h + S_h \quad (4.5)$$

Die physikalische Bedeutung der Parameter kann der Abbildung 4.7 entnommen werden.

4.3 Modellaufbau

Wie schon angedeutet, bietet ein guter Modellaufbau die Möglichkeit ein System möglichst genau zu beschreiben und legt des Weiteren den Grundstein für ein funktionierendes Regelkonzept. Um aber die Rechenleistung, sowie Komplexität gering zu halten, sollte aber stets eine gewisse „Einfachheit“ des Modells angestrebt werden.

Dabei bieten die vorgestellten Modelle folgende Eigenschaften für den in Kapitel 5 beschriebenen Reglerentwurf:

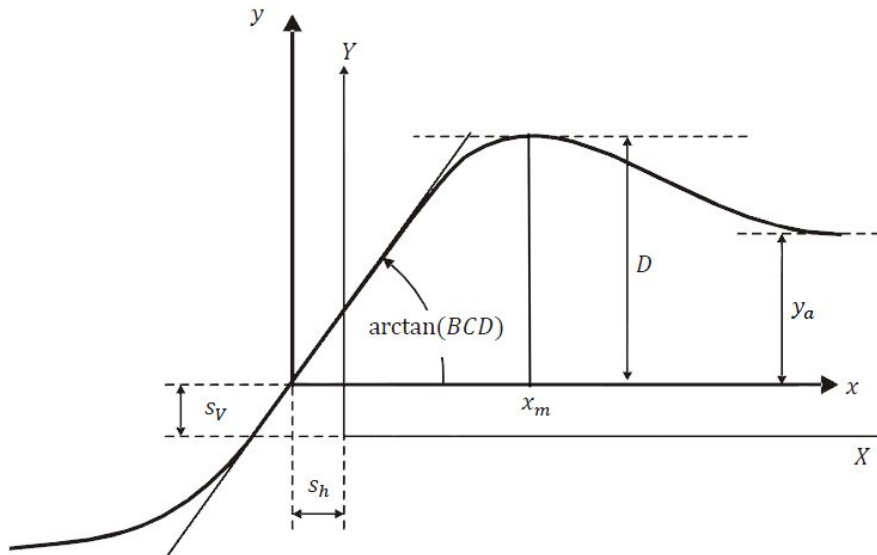


Abbildung 4.7: Interpretation der Magic Formula Koeffizienten [Sch10]

Anforderung	LR	NR	P
Einfache mathematische Beschreibung	✓	X	X
Keine unendliche Kraftübertragung möglich	X	✓	✓
Reale Abnahme des Momentes bei hohem Schlupf	X	X	✓
Beschreibung des Schlupfmaximums	X	X	✓

Tabelle 4.1: Eigenschaften Reifenmodelle

Nach Untersuchung der Eigenschaften von Reifen- und Fahrzeugmodell, Tabelle 4.1 (lineares-, nichtlineares- & Pacejka Reifenmodell) und 4.2 (Einspur- & Zweispur Modell), wurde ein Aufbau mit einem Einspur-Fahrzeugmodell und dem Pacejka Reifenmodell als bestmögliche Kombination gewählt.

4.3.1 Pacejka Reifenmodell

Für die vollständige Beschreibung des in Gleichung 4.3 angeführten Zusammenhangs lässt sich die zu lösende Parameterschätzung allgemein als Optimierungsaufgabe folgendermaßen formulieren

$$\min_{B,C,D,E} \|F_x - F_{x,mess}\|_2^2 \quad (4.6)$$

Anforderung	EM	ZM
Einfache mathematische Beschreibung	✓	X
Beschreibung der Gearrate möglich	✓	✓
Vereinfachung auf Fahrzeughälfte möglich	✓	X
Modellierung Wank- und Nickdynamik	X	✓
Hoher Anteil an Freiheitsgrade	X	✓

Tabelle 4.2: Eigenschaften Fahrzeugmodelle

Anders ausgedrückt sollend die Parameter B, C, D & E so bestimmt werden, dass die Summe der Fehlerquadrate minimal werden. Für diese experimentelle Modellbildung wurden von der der Firma

Calspan Corporation
 4455 Genesee Street
 Buffalo, NY 14225

exakte Reifendaten ermittelt und den **FSAE**-Teams zur Verfügung gestellt. Die genau verwendeten Prüfläufe, sowie Daten sind nicht zur unmittelbaren Weitergabe verfügbar und können von der Firma angefordert werden.

Unter Verwendung der *EzyFit*-Toolbox von Matlab[©] lässt sich die Bestimmung des Parameter automatisiert durchführen.

Pacejka Parameter	EzyFit-Toolbox
S_v	400
D	1730
C	2.05
B	12
E	1.0

Tabelle 4.3: Pacejka Reifenmodell Parametrisierung

Aus Abbildung 4.8 ist der Vergleich zwischen gemessenen und modellierten Reifenkennfeld ersichtlich.

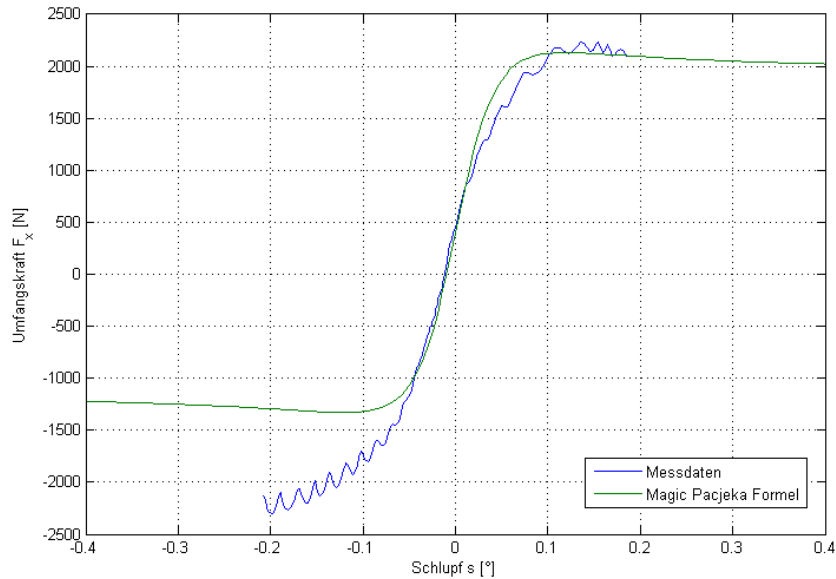


Abbildung 4.8: Reifenkennlinie, gemessen und modelliert

Ein sehr interessanter Punkt ergibt sich, dass die gemessene Kennlinie um die y-Achse nicht symmetrisch ist. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Reifen bei positiver und negativer (bremsen) Beschleunigung unterschiedliches Verhalten aufweist. Da für unsere zukünftige Regelung jedoch nur auch positive Beschleunigung ausgelegt wird, kann auf die Annäherung beim Bremsen verzichtet werden.

Erweiterung unter Berücksichtigung des Reibwertes μ In den bisherigen Betrachtungen in Bezug auf den Zusammenhang der Umfangskraft und des Schlupfes wurden die Oberflächeneigenschaften des Straßenbelages, sowie die Umgebungseinflüsse, welche den Reibwert μ beeinflussen und somit die Umfangskraft minimieren, nicht berücksichtigt und daher implizit $\mu = 1$ angenommen.

Der Wert bei $\mu = 1$ sollte dabei als der maximal mögliche Wert betrachtet werden. Dem Zufolge spielt es für die Getriebeauslegung keine Rolle, für die spätere Regelung der Traktionskontrolle darf er aber nicht vernachlässigt werden, da bei sinkendem Reibwert der Schlupfwert für die Maximalkraft abnimmt, siehe Abbildung 5.1.

4.3.2 Einspur Fahrzeugmodell

Grundlagen zur theoretischen Modellbildung bietet, wie oben erläutert, die Kinetik des nichtlinearen Einspurmodells, Abbildung 4.9 und 4.10. Um schon im Vorhinein die ma-

thematische Beschreibung an unsere Problemstellung anzupassen, werden neben den in Punkt 4.1 erläuterten modellspezifischen Eigenschaften, noch folgende Vereinfachungen vorgenommen:

- Durch die Vernachlässigung der Nickbewegung wird das Modell auf eine „2D-X & Y-Ebene“ projiziert.
- Keine Verformung der Reifen möglich.
- Radius und Trägheitsmoment der Vorder- und Hinterrreifen gelten als ident ($\Theta_H = \Theta_V$).
- Nur Geradausfahrten werden betrachtet ($\delta = 0 \rightarrow \beta = 0$ & $F_{v,y} = F_{h,y} = 0$).
- Seitenwindeinflüsse werden vernachlässigt.

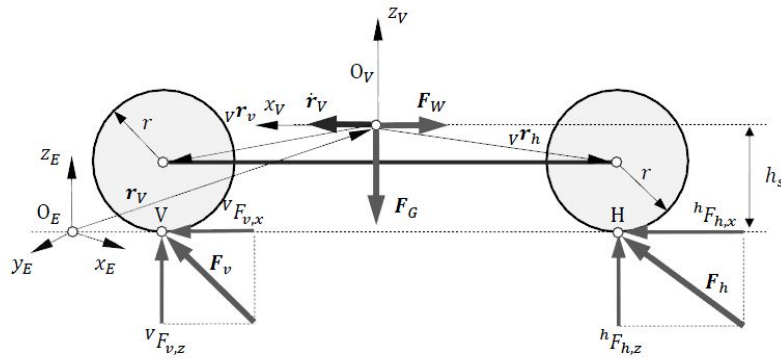


Abbildung 4.9: Nichtlineares Einspurmodell - Seitenansicht [Sch10]

Nach Ansatz des Impulssatzes ergibt sich folgende mathematische Beschreibung für das Fahrzeug:

$$m\ddot{\mathbf{r}}_V = \mathbf{F}_v + \mathbf{F}_h + \mathbf{F}_W \quad (4.7)$$

mit

$$\ddot{\mathbf{r}}_V = \begin{bmatrix} \ddot{x}_V \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}_v = \begin{bmatrix} F_{v,x} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}_h = \begin{bmatrix} F_{h,x} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

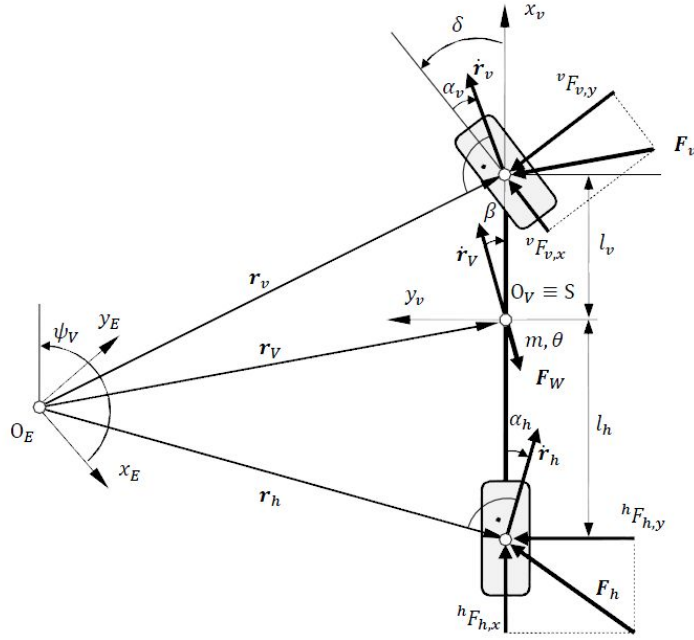


Abbildung 4.10: Nichtlineares Einspurmodell - Draufsicht [Sch10]

und

$$\mathbf{F}_W = \begin{bmatrix} F_{W,x} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad F_{W,x} = \frac{1}{2} c_W \rho_L A \dot{x}_V^2 \quad (4.9)$$

Als einzige äußere Kraft tritt dabei der Luftwiderstandskraft 4.9, mit dem Luftwiderstandsbeiwert c_W , der Luftdichte ρ_L und der Stirnfläche A des Fahrzeuges, auf.

Die Beschleunigung des Fahrzeuges ergibt sich durch zweimaliges zeitliches Differenzieren des Ortsvektors \mathbf{r}_V zum Massenmittelpunkt:

$$\mathbf{r}_V = \begin{bmatrix} x_V \\ y_V \\ h_s \end{bmatrix}, \quad \dot{\mathbf{r}}_V = \begin{bmatrix} \dot{x}_V \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \ddot{\mathbf{r}}_V = \begin{bmatrix} \ddot{x}_V \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

Des Weiteren ergeben sich nach Ansatzes des Drallsatzes folgende Gleichungen für Hinter- und Vordereifen mit:

$$\Theta \ddot{\varphi}_H = M_A + F_{h,x} \cdot r \quad (4.11)$$

$$\Theta \ddot{\varphi}_V = F_{v,x} \cdot r \quad (4.12)$$

mit dem kinematischen Zusammenhang der Vorderräder:

$$\ddot{\varphi}_V = \frac{2\ddot{x}_V}{r} \quad (4.13)$$

Nach Umformung der Gleichungssysteme ergeben sich folgende Differentialgleichungen, welche das System beschreiben:

$$\ddot{\varphi}_H = \frac{1}{\Theta} \cdot (M_A - F_x \cdot r) \quad (4.14)$$

$$\ddot{\varphi}_V = \frac{2r}{Mr^2 + 4\Theta} \cdot (F_x - F_W) \quad (4.15)$$

mit den Parametern:

- $\ddot{\varphi}_H$... Winkelbeschleunigung der Hinterräder in $\frac{rad}{s^2}$
- $\ddot{\varphi}_V$... Winkelbeschleunigung der Vorderräder in $\frac{rad}{s^2}$
- Θ ... Trägheitsmoment der Vorder.- und Hinterräder in $kg \cdot m^2$
- M_A ... Antriebsmoment Hinterachse in Nm
- F_x ... Horizontalkraft in N
- r ... Reifenradius in m
- M ... Beschleunigungsmasse (Fahrzeug, Reifen & Fahrer) in kg
- F_W ... Windkraft in N

4.4 Simulation

Nach Aufstellung der Differentialgleichungen wird unter Verwendung des Simulationstools Matlab[©] Simulink das Modell aufgebaut und mittels Simulationsergebnisse das bestmögliche Übersetzungsverhältnis gewählt.

Die zwei Eingangsgrößen bilden

- das Antriebsmoment und
- die vom System zur Verfügung stehende Leistung.

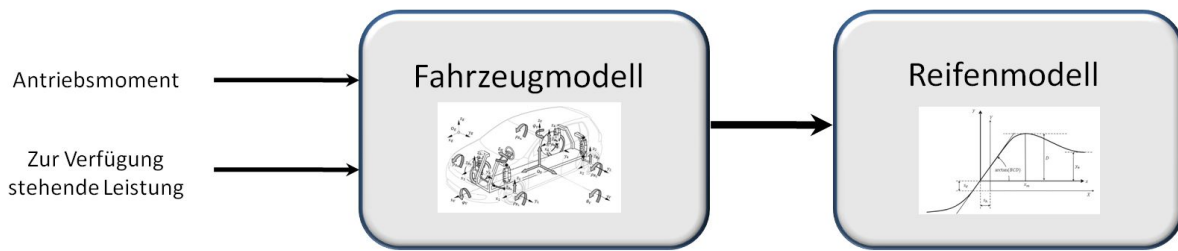


Abbildung 4.11: Schematischer Aufbau des Simulationmodells

Unter Antriebsmoment ist jedes Moment zu verstehen, welches mechanisch nach dem Getriebe zur Verfügung steht. Zusätzlich ist das System über die Leistung, einerseits die vom Motor zugelassene andererseits durch die von den Batterien zur Verfügung stehende, begrenzt.

4.4.1 Simulationsergebnisse

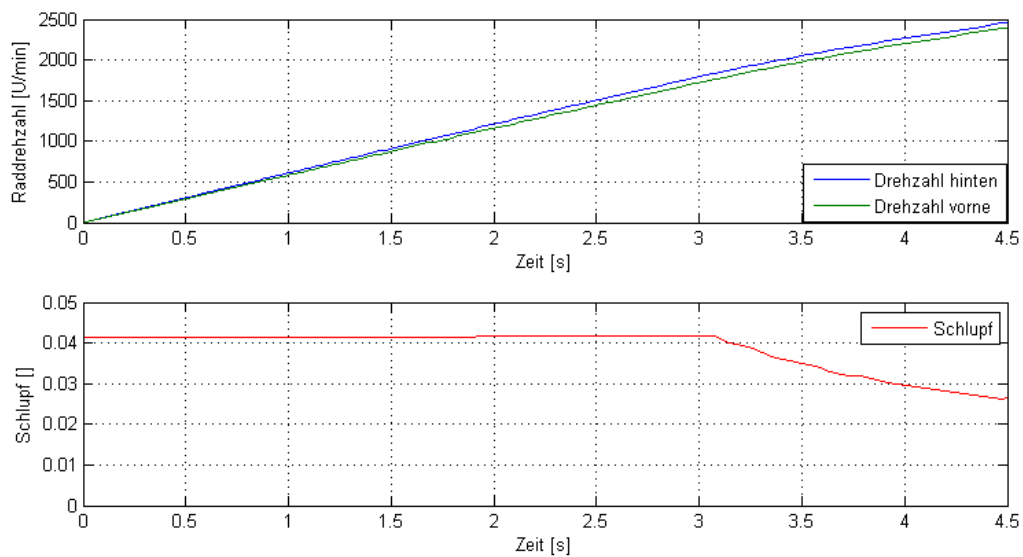


Abbildung 4.12: Antriebsmoment 800Nm Leistungsbegrenzung 80kW

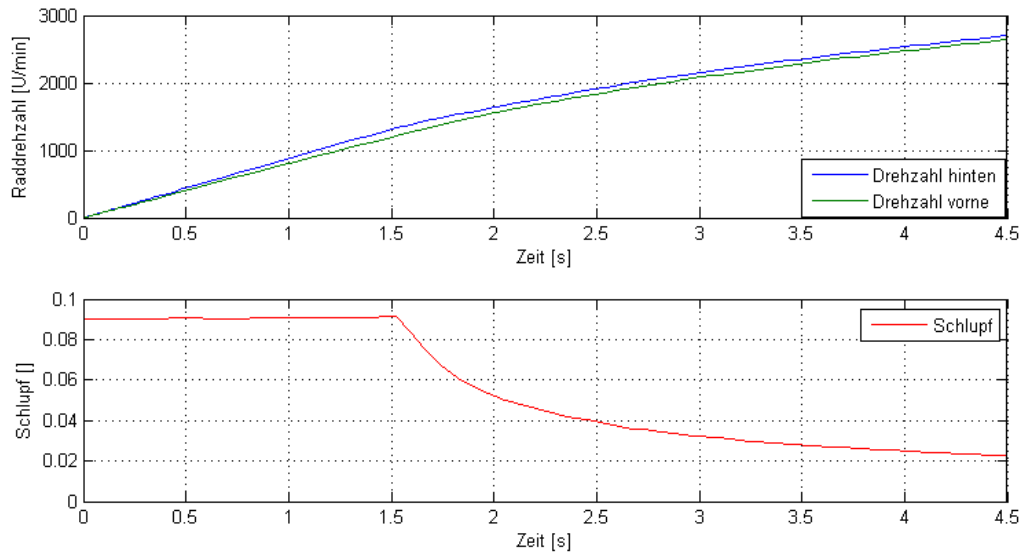


Abbildung 4.13: Antriebsmoment 1100Nm Leistungsbegrenzung 80kW

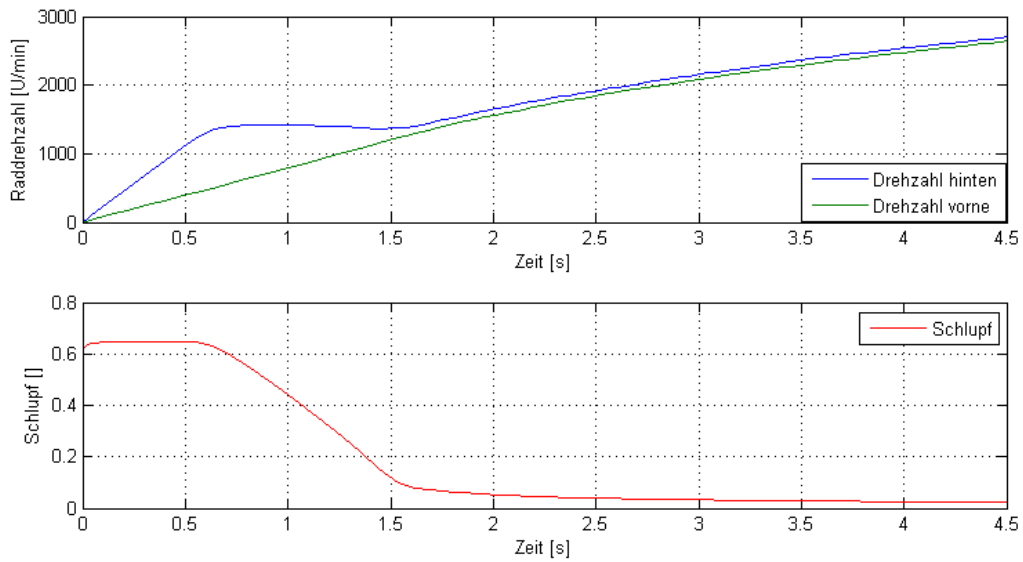


Abbildung 4.14: Antriebsmoment 1200Nm Leistungsbegrenzung 80kW

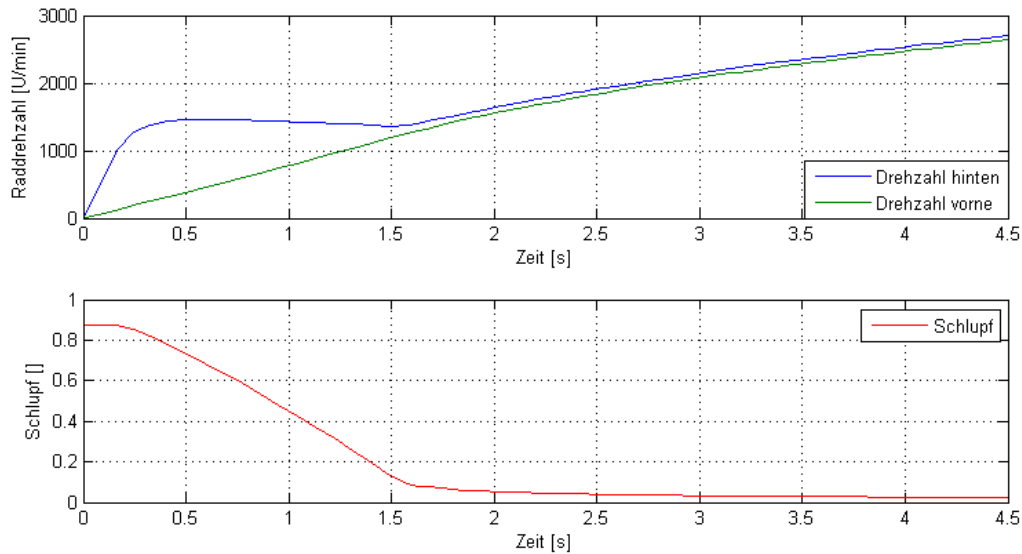


Abbildung 4.15: Antriebsmoment 1500Nm Leistungsbegrenzung 80kW

4.4.2 Diskussion der Ergebnisse

Als Leistungsbegrenzung wurde in der Simulation eine Spitze von 80kW gewählt. Dies ist primär auf die Leistungsbegrenzung von 85kW des **FSAE**-Reglement zurückzuführen und sekundär auf die Maximalleistung der Motoren. Jene sind zwar mit 100kW (pro Motor 50kW) etwas höher, da die Nennspannung des Akku-Containments, siehe Kap 3.1.4, sich Richtung untere Spannungsgrenze orientiert, gilt dies als zusätzliche Vorsichtsmaßnahme.

Bezüglich der Getriebeauslegung kann man aus den Simulationsergebnissen folgende Rückschlüsse ziehen:

- Allgemein kann man bei jenem Punkt des Schlupfeinbruches annehmen, dass die Leistungsbegrenzung erreicht ist.
- Laut Diagramm 4.12 und 4.13 sind 1100Nm immer noch zu wenig um bei einem Simulationsgewicht von 320kg ein Durchdrehen der Hinterachsen zu ermöglichen.
- Die ersten Anzeichen eines Durchdrehens der Reifen sind laut Simulation bei ca. 1172Nm zu erkennen.
- Im Vergleich zwischen Abbildung 4.14 und 4.15 kann man erkennen, dass schon sehr früh die Leistungsgrenze erreicht wird und dadurch eine maximale Beschleunigung nicht mehr möglich ist.

Zusammenfassend lässt sich daraus schließen, dass durch das benötigte Moment an der Antriebsachse von mindestens $1172Nm$, dies entspricht ein Moment von $586Nm$ pro Halbachse und dem vom Motor zur Verfügung stehenden Moment von $200Nm$ auf ein minimales Übersetzungsverhältnis von 2,93 geschlossen werden kann.

Nach Anbetracht dieser Überlegung wurde auf ein Getriebeübersetzung von

$$i_G = 3$$

entschieden.

4.5 Getriebeaufbau

Nach Festlegung des Getriebeübersetzungsverhältnisse wird in diesem Abschnitt noch kurz auf die mechanische Umsetzung des Systems eingegangen.

Aufgrund der Einsparung des mechanischen Stauraumes musste auf eine Getriebe rückgegriffen werden, welche einen Kraftfluss von 90° ermöglicht. Dieses, sogenannte „Kronenrad“, Abbildung 4.16, wurde als Prototyp gefertigt und bietet ideale Voraussetzungen für unsere Anwendungen. Abbildungen 4.18 und 4.19 sollte einen zusätzlichen Einblick auf das mechanische Antriebssystem ermöglichen.



Abbildung 4.16: Kronenrad CAD

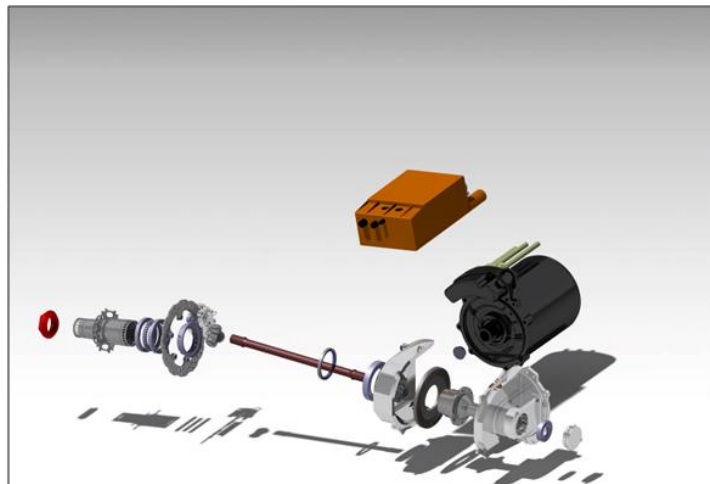


Abbildung 4.17: Kronenrad Explosionszeichnung

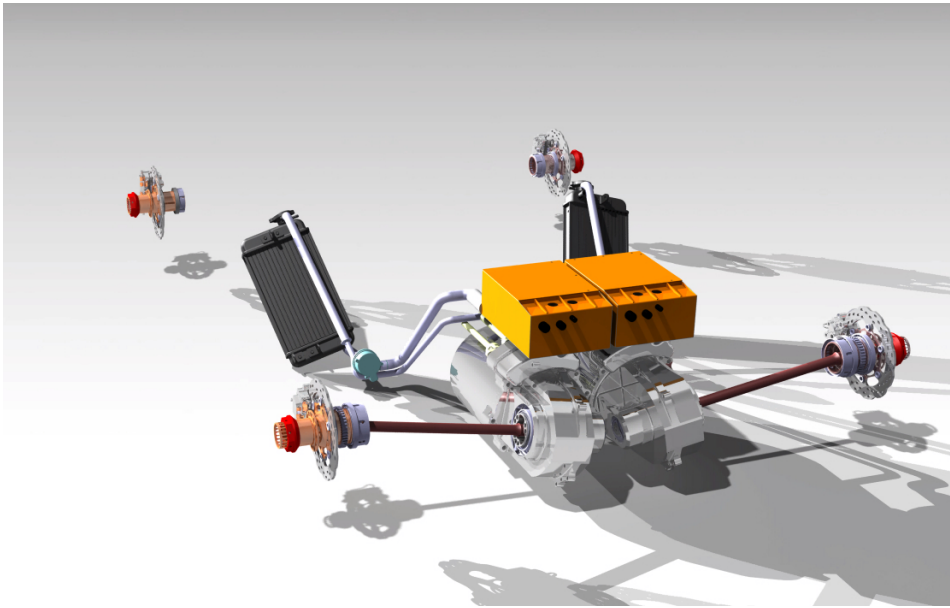


Abbildung 4.18: Heckansicht Powertrain

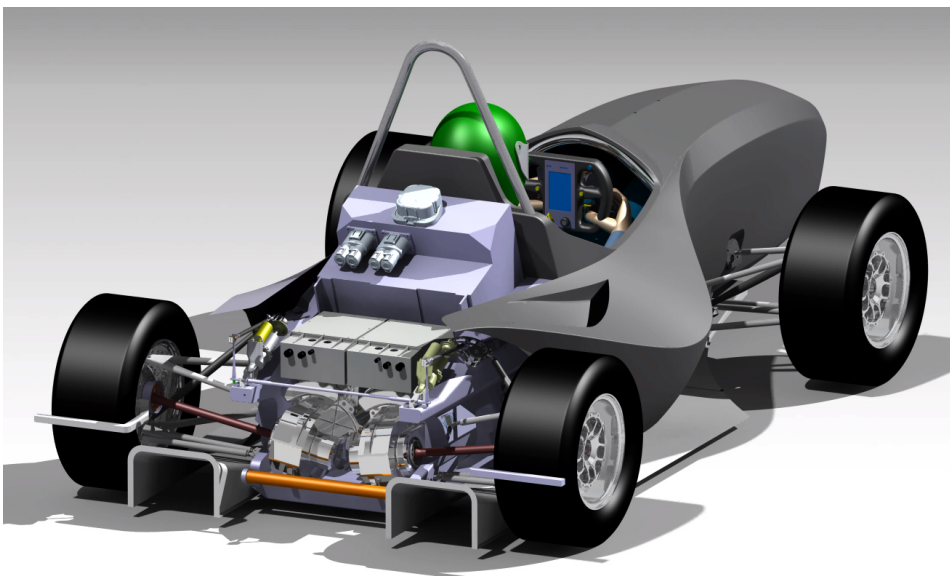


Abbildung 4.19: Heckansicht CAD

5 Reglerentwurf Traktionskontrolle

Im abschließenden Teil dieser Arbeit wird auf den Entwurf, sowie die Implementierung eines Regleralgorithmus zur Traktionskontrolle eingegangen.

Eine Traktionskontrolle ermöglicht dem Fahrzeug eine automatische Momentenverringern des Systems bei zu hohen Schlupfwerten bzw. Durchdrehen der Antriebsräder auf der Hinterachse. Dabei werden die Drehzahlen der einzelnen Räder mittels geeigneter Sensorik gemessen und der Schlupf mit dem Zusammenhang

$$s_i = \frac{\omega_{\text{Antriebsrad},i} - \omega_{\text{Vorderrad},i}}{\omega_{\text{Antriebsrad},i}} \quad \text{mit} \quad i \dots \text{rechts, links} \quad (5.1)$$

berechnet. Dieser ermittelte Schlupf wird mit dem vorgegebenen gewünschten Wert, auf welchen noch eingegangen wird, verglichen. Ist dieser zu hoch, so wird das Moment verringert bzw. zu niedrig, so wird das Moment, falls es der Fahrer mit der Gasbedalstellung zulässt, erhöht.

Ziel ist es natürlich, den Schlupf so zu wählen, dass eine maximale Kraft übertragen werden kann. Hierbei ist aus Abbildung 4.8, deutlich zu entnehmen, dass sich der maximale Schlupfwert im Bereich zwischen 10% und 15% befindet.

Es kann natürlich nicht von einem konstanten idealen Schlupfwert ausgegangen werden. Durch beeinflussende Parameter wie:

- Reifenabnutzung
- Reifentemperatur
- Reifenseitensführungskraft
- Radaufstandskraft
- Bodenbeständigkeit
- Bodeneigenschaften/Wetterlage (Nässe, Eis, ...)

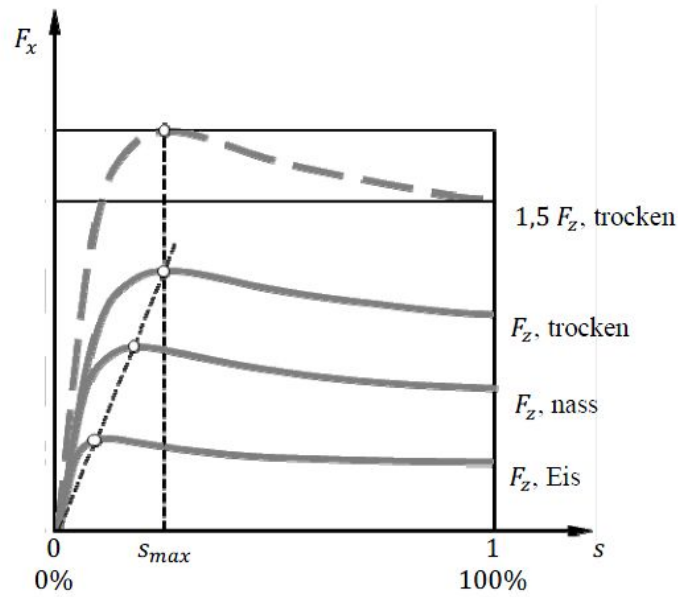


Abbildung 5.1: Radlastreibwert in Abhängigkeit des Fahrzeuguntergrundes [Sch10]

wird der Reibwert μ zwischen Reifen und Untergrund verändert, siehe Abbildung 5.1. Idealerweise müsste man ein mehrdimensionales Kennfeld mit den oben genannten Einflussfaktoren erstellen.

Da jedoch viele dieser Faktoren sehr schwer messbar sind, wurde versuche einen geeigneten Kompromiss zwischen Flexibilität des Schlupfwertes und Vermeidung der Komplexität des Systems zu finden. Dabei wurde auf eine variable externe Schlupfwerteinstellung entschieden. Je nach Wetterlage und Eigenschaft der Reifen ist es dem Fahrer möglich den zu regelnden Schlupfwert durch Eingabe am Lenkrad, selbst zu bestimmen. Der Wert wird über eine Platine gespeichert, auf den **CAN**-Bus gesendet und an der **VCU** verarbeitet.

In Summe vereinfacht dies nicht nur das System, sondern bietet auch gewisse Vorteile bei der Flexibilität des Fahrzeugs.

5.1 Strukturaufbau VCU

Ehe auf die Entwicklung des Regleralgorithmus eingegangen wird, bietet dieses Kapitel einen Einblick auf den strukturellen Aufbau der Antriebssoftware. Dies soll dem Leser ein besseres Verständnis über die Ansteuerung und die Unterbringung des Reglers ermöglichen.

Wie in Abbildung 5.2 ersichtlich beginnt die Momentenvorgabe bei der gewählten Pe-

Position des Fahrers. Hier wurde auf einen linearen Zusammenhang zwischen nicht betätigt (0 %) und voll durchgedrückt (100 %) entschieden. Dieser Wert wird über **CAN** an die **VCU** gesendet und dort verarbeitet.

Die Multiplikation mit dem maximal erlaubten Moment, einstellbar über die Vorgabe am Lenkrad, ergibt den Momentenwunsch und auch gleichzeitig das maximal zulässige Moment.

Zwischen Momentenwunsch und **MMPA** Transformation wurde der Regleralgorithmus, welcher das entgültige Sollmoment vorgibt, eingebunden.

Die in Kapitel 3.5.3 erarbeitete **MMPA**-Kennlinie beschreibt abschließend die idealen Stromzusammenhänge zwischen I_d & I_q Komponente, die den Stromrichter vorgegeben werden.

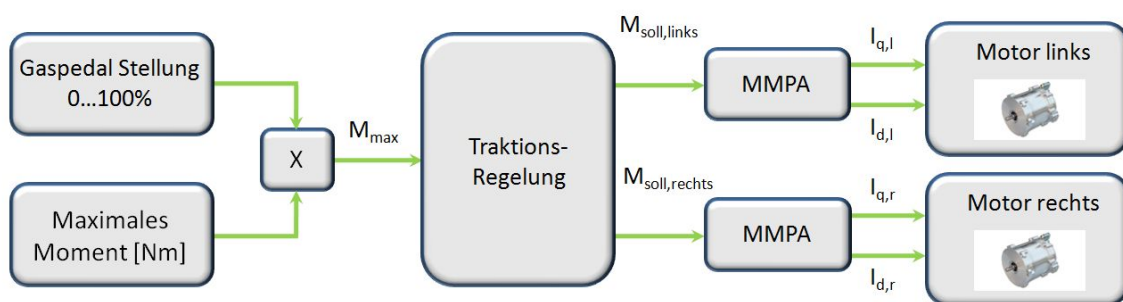


Abbildung 5.2: Schematischer Aufbau VCU

5.2 Reglerentwurf

Basierend auf Kapitel 4.3, die Modellbildung, ergeben sich zwei Differentialgleichungen die das Modell beschreiben und als Grundlage für den Reglerentwurf dienen.

$$\ddot{\varphi}_H = \frac{1}{\Theta} \cdot (M_A - F_x \cdot r) \quad (5.2)$$

$$\ddot{\varphi}_V = \frac{2r}{Mr^2 + 4\Theta} \cdot (F_x - F_W) \quad (5.3)$$

mit

$$F_x(s_h) = D \cdot \sin(C \cdot \arctan(B \cdot s_h - E(B \cdot s_h - \arctan(B \cdot s_h)))) \quad (5.4)$$

Wie am Anfang dieses Kapitels beschrieben, gibt es zwei ausschlaggebende Argumente, welche für die Art des Reglers ausschlaggebend sind:

- Der Schlupfwert soll auf einen konstanten vorgegebenen Wert geregelt werden, siehe Abbildung 4.8, und
- Es handelt sich eindeutig um eine nichtlineare Regelstrecke.

Aufgrund dieser zwei Punkte wurde auf ein Konzept der

Flachheitsbasierten Regelung

entschieden.

Grundlage der flachheitsbasierten Regelung bildet die Erweiterung der flachheitsbasierten Steuerung um eine Regelung.

Wie es in der Regelungstechnik üblich ist, muss vorerst auf die Verwendung des gewählten Ansatzes bzw. die Stabilität eingegangen werden. Grundvoraussetzung für die flachheitsbasierte Regelung bildet dabei ein flaches System\flache Regelstrecke bzw. der Beweis an Existenz eines flachen Ausgangs.

Dadurch, dass für die Ermittlung eines solchen Beweises für **nichtlineare Systeme** keine feststehende Vorgehensweise zur Verfügung steht, gestaltet sich die Suche, besonders bei komplexen Systemen, oft als sehr schwierig und umfangreich. Dementsprechend ist es leider nicht gelungen einen Beweis für das flache System zu finden.

An dieser Stelle möchte ich auf spezifische Literatur wie [Föl98] und Veröffentlichungen wie zum Beispiel [Zei10] oder [Rot97] hinweisen.

Unter den Umständen, dass das Konzept aber nicht so schnell aufgegeben werden wollte, wurde ein flaches System angenommen und auf die dadurch entstandene Regelung mit Hilfe von Simulationen validiert.

Nun ergibt sich mit der Forderung des konstanten Schlupfpunktes bzw. der Schlupfänderung von Null

$$\frac{ds}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\omega_{Antriebsrad,i} - \omega_{Vorderrad,i}}{\omega_{Antriebsrad,i}} \right) \quad \text{mit} \quad i \dots \text{rechts, links} \quad (5.5)$$

und der Beschreibung nach Gleichung 5.1, die mathematische Bedingung:

$$\dot{\omega}_{Antriebsrad,i} \cdot (1 - s) - \dot{\omega}_{Vorderrad,i} = 0 \quad (5.6)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen 5.2 und 5.3 in 5.6 wird das Sollmoment bestimmt.

$$M_{AP}(\omega_{AR,i}, \omega_{VR,i}) = \frac{\Theta}{1-s} \cdot \frac{2r}{Mr^2 + 4\Theta} \cdot \left(F_x(s) - F_W(\omega_{VR,i}) \right) + F_x(s) \cdot r \quad (5.7)$$

Betrachtet man Gleichung 5.7 etwas genauer, so erkennt man, dass für ein vorerst sehr komplex scheinendes System nur die Drehzahl der Räder für die Beschreibung der Momentenvorgabe benötigt werden.

Als nächster Schritt wurde das System nach Abbildung 5.3 aufgebaut und mit der Simulationssoftware Matlab[®]/Simulink getestet. Nach reichlichen Simulationen und Bestimmung des theoretischen Verstärkungsfaktors, wurde der Regleralgorithmus direkt aus der Simulation entnommen und in das Motorsteuergerät/ die VCU übernommen.

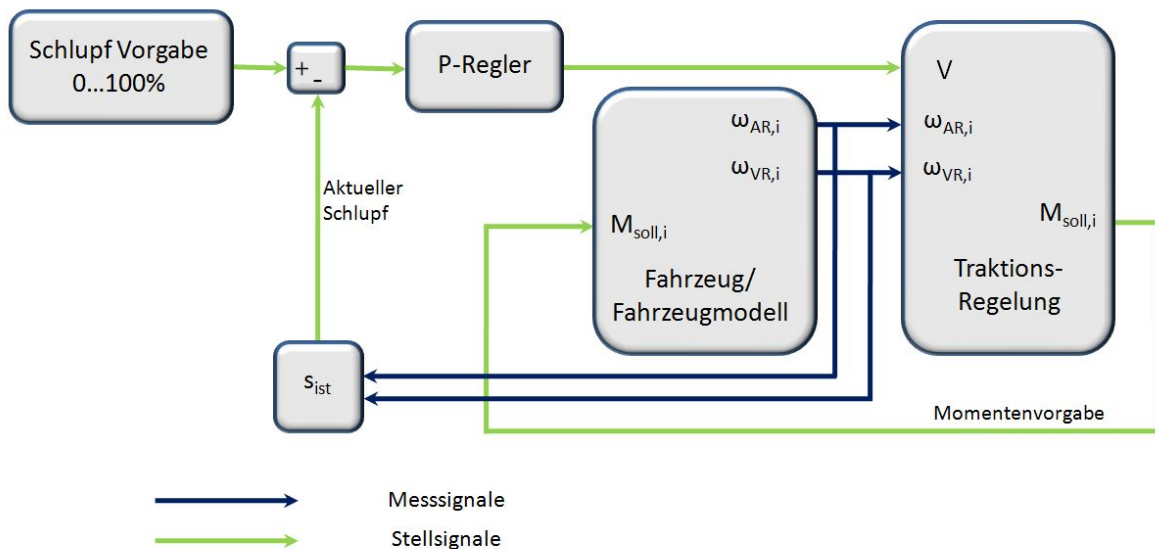


Abbildung 5.3: Schematischer Aufbau Traktionregelung

5.3 Simulation Traktionskontrolle

Bevor der ermittelte Regler in das bestehende System eingebunden wird, sollte er ausführlich in einer Simulation getestet werden. Dabei wird versucht jede erdenkliche Situation wiederzugeben und darauf zu achten wie das System reagiert.

In diesem Unterpunkt wird auf die Simulationserkenntnisse und die daraus folgenden Schlussfolgerungen eingegangen.

Für die Simulation wurde ein Simulink Model, bezogen auf das Einspurmodell mit **halber Fahrzeugmasse**, nach Abbildung 5.3 aufgebaut und mit Parametern laut Tabelle 5.1 simuliert.

Vorgabe	Parameter	Wert	Einheit
Sollschlupf	s_{soll}	14	%
Verstärkungsfaktor	V	150	-
Maximale Leistung	P_{max}	40	kW
Maximales mechanisches Moment	$M_{max,mech}$	600	Nm
Fahrzeugmasse plus Fahrer	M_{ges}	320	kg

Tabelle 5.1: Begrenzungs- und Vorgabeparamter des Simulationsmodells Traktionskontrolle

Betrachtet man die Ergebnisse laut Abbildung 5.4 und 5.5, indem einerseits eine Beschleunigung von $0km/h$ auf $100km/h$, sowie eine Acceleration Disziplin auf $75m$ verglichen wird, so lässt sich eine Verbesserung der Zeit erkennen. Zusammenfassend ergibt sich ein Unterschied welcher in Tabelle 5.2 aufgelistet ist.

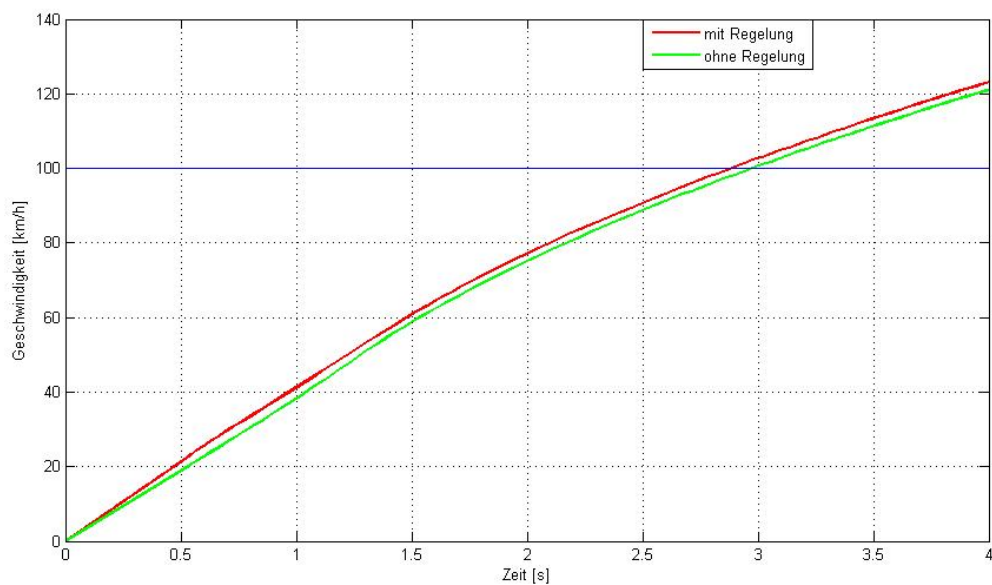


Abbildung 5.4: Simulationsergebnisse Traktionsregelung Geschwindigkeit

An dieser Stelle muss man sich aber im klaren sein, dass dies eine reine Simulation ist und von idealen Umständen ausgegangen wird. Wird zum Beispiel ein kleiner Übergangs-

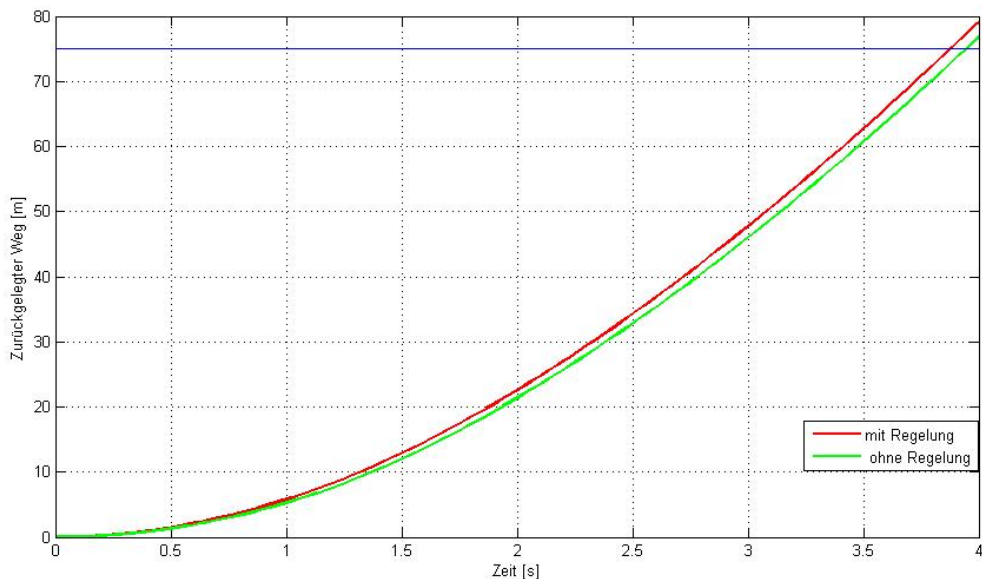


Abbildung 5.5: Simulationsergebnisse Traktionsregelung Weg

Disziplin	Mit Regelung	Ohne Regelung	Verbesserung in %
0 – 100km/h	2.881 [s]	2.971 [s]	3.03%
0 – 75m	3.878 [s]	3.946 [s]	1.72%

Tabelle 5.2: Vergleich Beschleunigung mit und ohne Regelung

reibwert μ simuliert, so würden, bei selben Moment, die Räder viel länger Durchdrehen und dies deutlich unterschiedlichere Vergleichswerte zur Folge haben.

Betrachtet man zusätzlich noch Simulationsergebnisse wie Moment, Schlupf oder Drehzahlen so lassen sich weitere Eigenschaften des Systems ermitteln.

In Abbildung 5.6 stellt sich der Vergleich zwischen Antriebsrad und Vorderrad dar. Ohne Schlupfregelung dreht das Hinterrad bis zur Leistungsbegrenzung durch und erst ab Sekunde 1,4 stellt sich ein zufriedenstellender Schlupfverlauf ein. Hingegen ergibt sich bei Regelung von Beginn an der gewünschte Schlupf, siehe Abbildung 5.7.

Der durchaus unerwartete Schlupfverlauf mit Regelung in Abbildung 5.7 lässt sich folgendermaßen erklären. Betrachtet man den vorgegebenen Momententverlauf in Abbildung

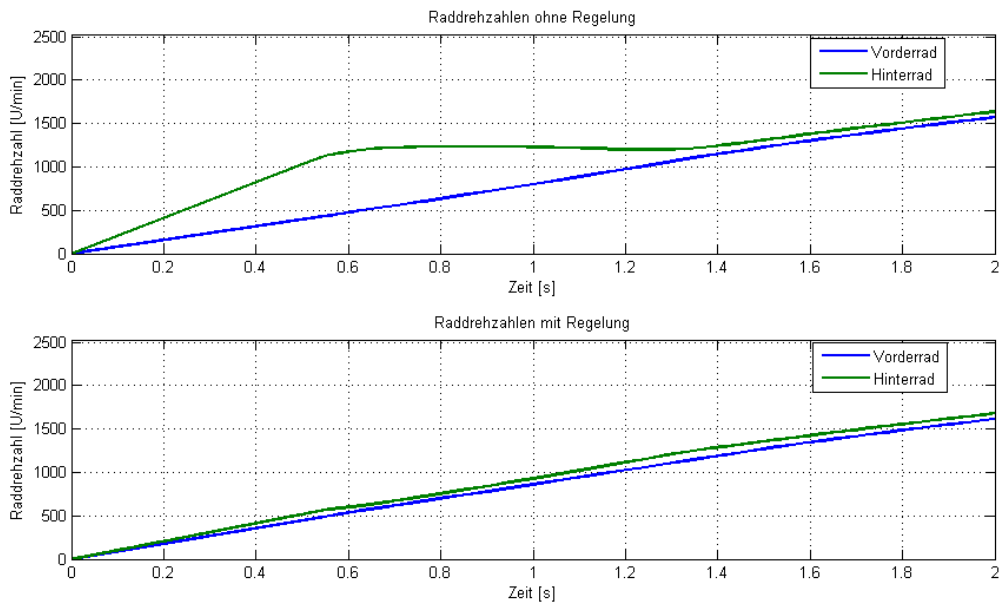


Abbildung 5.6: Simulationsergebnisse Traktionsregelung Raddrehzahl

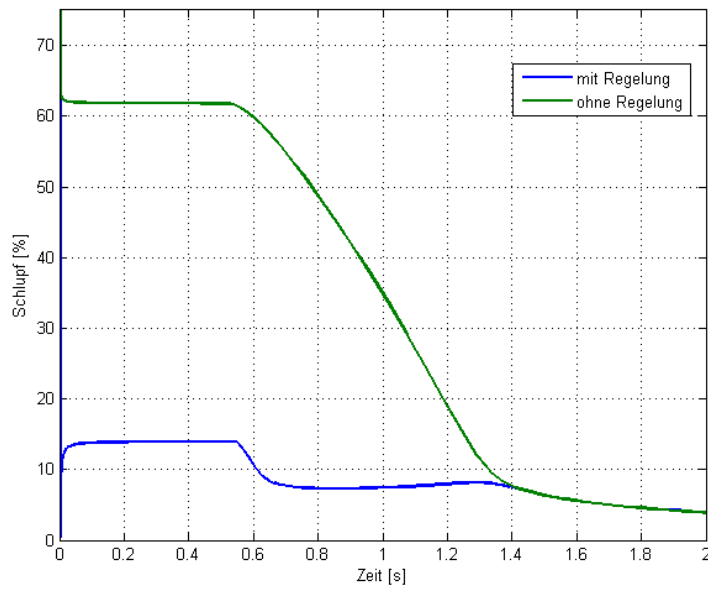


Abbildung 5.7: Simulationsergebnisse Traktionsregelung Schlupf

5.8, so beschränkt ab Sekunde 0,6 die Leistungsbegrenzung mit

$$P_{max} = M_A \cdot \omega \quad (5.8)$$

das zur Verfügung stehende Moment. Nachdem das Moment kurzzeitig einbricht und die übertragene Kraft auf der Reifenkennlinie 4.8 herunterwandert, ist durch die geringe Beschleunigung nochmals eine kurze Erhöhung des Momentes möglich, bis wiederum die Leistungsbegrenzung zu tragen kommt.

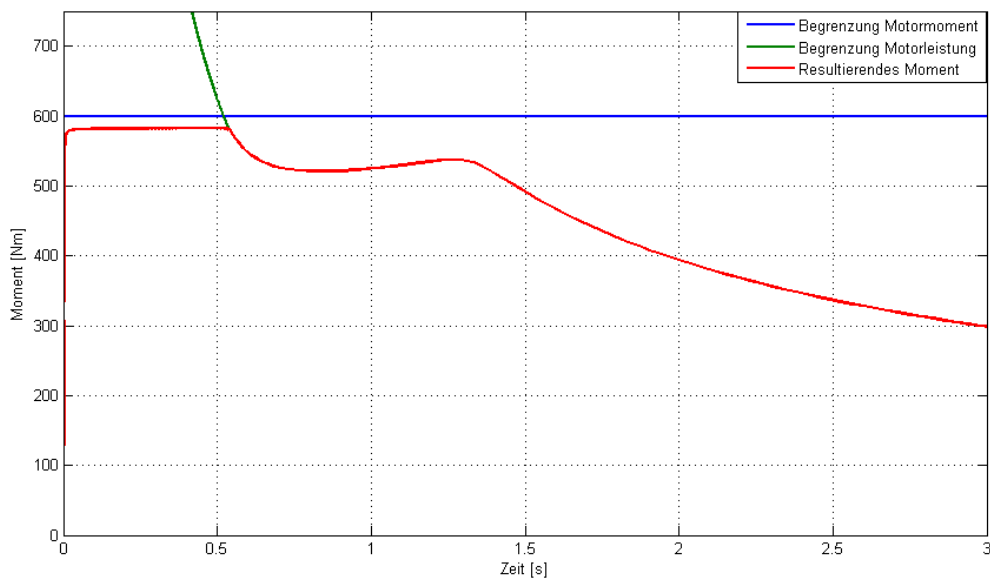


Abbildung 5.8: Simulationsergebnisse Traktionsregelung Moment

Nach zufriedenstellenden Simulationsergebnissen wird der Regler ins bestehende Fahrzeugsystem implementiert und im nächsten Kapitel die Messversuche beschrieben.

5.4 Messversuche

Bevor auf die Messversuche näher eingegangen wird, möchte ich noch kurz auf die Eigenschaften des Systems bezüglich den Messungen eingehen.

Dadurch dass in einem Fahrzeug ein hoher Datenaustausch stattfindet, ist es durch die begrenzte Datenrate nicht immer einfach eine passende Aufteilung zwischen den Abstraten der Mess- und Signalwerte zu finden. Besonders in einem Prototypenfahrzeug sollte die Sicherheit des Fahrers an erster Stelle stehen! Dabei bestimmt nicht nur ein

stabiler mechanischer Aufbau des Fahrzeuges die Sicherheit des Fahrers, sondern auch die gesamte elektronische Überwachung des Systems, eine sehr wichtige Rolle. In unserem Fall wurde sehr darauf geachtet, dass vor allem Überwachungssysteme wie zum Beispiel: Spannungs- & Stromüberwachung oder IMD (Isolation Monitor Device) eine sehr hohe Abtastrate besitzen und im Notfall das *Tractive System* sofort ab Schalten.

Als ersten Messversuch wird auf die Acceleration-Disziplin beim FS-Hungary Bewerb eingegangen. Dabei kann durch die hohe Temperatur im Sommermonat August, sowie komplett trockener Straßenbelag auf sehr simulationsähnliche Verhältnisse geschlossen werden. Dadurch, dass zu diesem Zeitpunkt der Regelungsalgorithmus noch nicht komplett ausgereift war und das Team im Bewerb kein Risiko eingehend wollte, wurde die Messungen ohne Regler aufgenommen.

Die Messungen dienen aber sehr gut um einen Vergleich zwischen Modell und Fahrzeug zu ziehen.

Wie in Abbildung 5.9 und 5.10 zu sehen ergibt sich am Anfang eine erhöhte Schlupf bzw. ein Durchdrehen der Hinterräder. Nach Eintreten der Leistungsgrenze ist, bei abfallenden Schlupf, die hintere Drehzahl bis bei ca. Sekunde 1,9 konstant und es stellt sich schließlich eine annähernd äquivalente Drehzahl der Vorder- und Hinterräder ein.

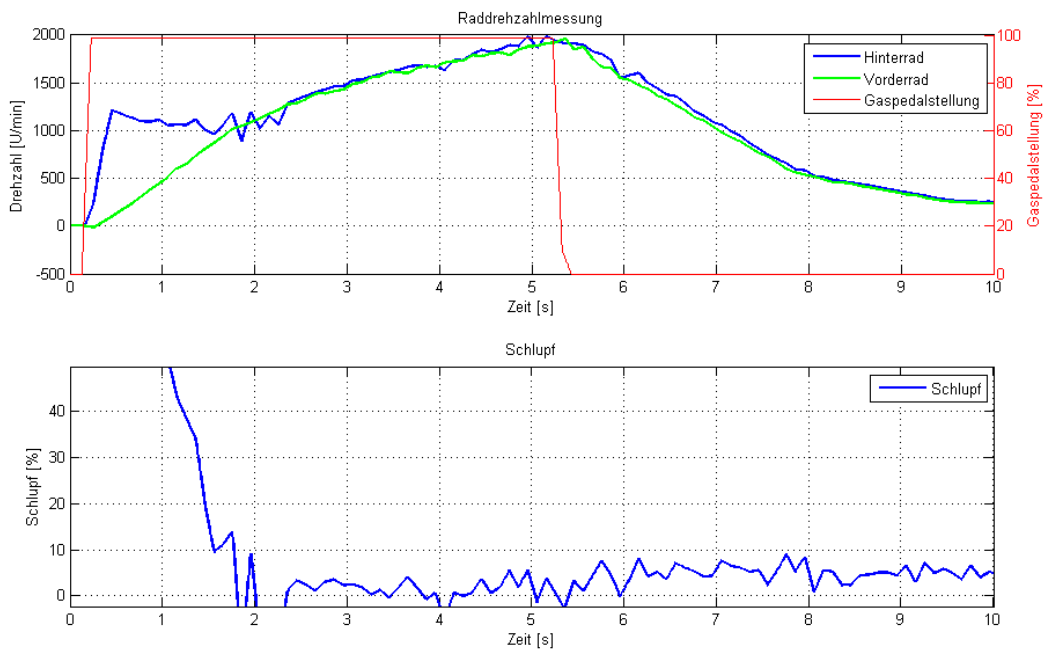


Abbildung 5.9: Drehzahlverlauf FS Hungary

In Tabelle 5.3 wurde eine Gegenüberstellung von Simulation und Messung durchgeführt. Es sei erwähnt, dass hier eine neu Simulation mit dem Gesamtgewicht von $M_{ges} =$

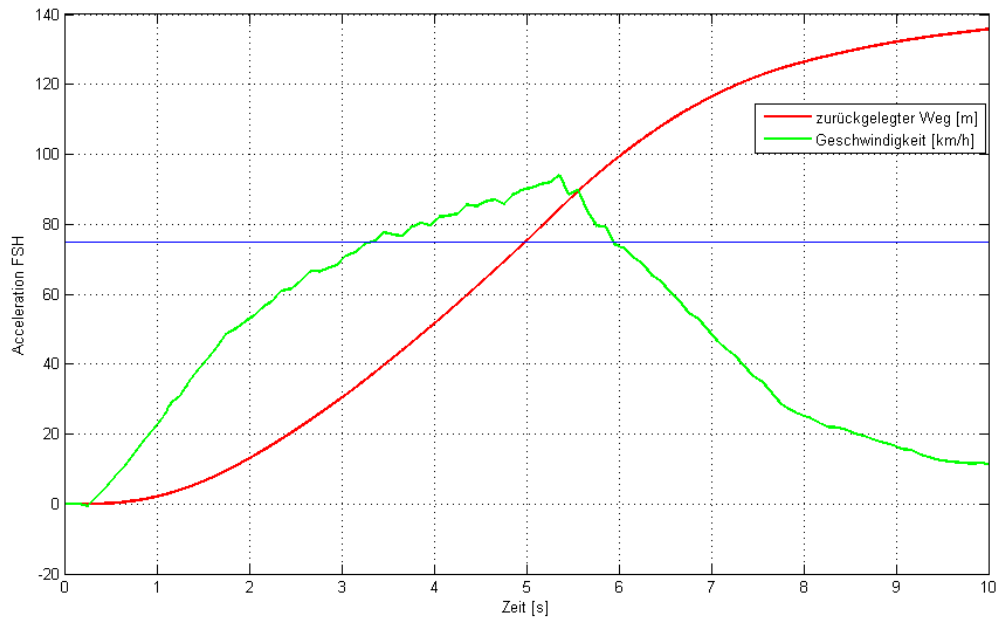


Abbildung 5.10: Acceleration FS Hungary

338kg durchgeführt wurde um das Gewicht an den Fahrer beim FS-Hungary Bewerb anzupassen.

Disziplin	Simulation ohne Regelung	Messung FSH	Unterschied in %
0 – 80km/h	2.323 [s]	3.757 [s]	38.17 %
0 – 75m	4.067 [s]	4.730 [s]	14.02%

Tabelle 5.3: Vergleich Modellbildung und Messung

Wie aus der oben angeführten Tabelle ergibt sich besonders im unteren Drehzahlbereich ein deutlicher Unterschied zwischen Simulation und Messung. Dies ist nach Untersuchungen auf folgende Punkte rückzuführen:

- Nachgeführte Betrachtungen von Messergebnissen ergaben eine nicht ideal angepasste **MMPA**-Kennlinie, so dass das maximale Moment, besonders im unteren Drehzahlbereich, nicht vollständig ausgeschöpft wurde.
- Die verbesserten Ergebnisse in Anbetracht einer längeren Simulationszeit, ergeben eine zu hohe Leistungseinbusung bei der Simulation.

- Zusätzlich kann nur laut Theorie von einem Reibungskoeffizient $\mu = 1$ ausgegangen werden, praktisch kann nur eine Annäherung erfolgen.

Natürlich kann nie zu 100% auf die Richtigkeit dieser oben angeführten Punkte rückgeschlossen werden. Für ideale Auslegung müsste man mehrere Messungen durchführen, gegebenenfalls das Modell anpassen und die Gegenüberstellungen wiederholt durchführen.

Der nächste Vergleich wurde bei etwas schwierigeren Straßenverhältnissen, Nässe und Umgebungstemperaturen von ca. 8°C , durchgeführt. Dabei wird die Messung bei Beschleunigung aus dem Stand, mit und ohne Reglereingriff, genauer untersucht und argumentiert.

In Abbildung 5.11 ist vorerst die Beschleunigung ohne Reglereingriff zu sehen. Wie schon bei der Simulation sowie beim Messversuch FS-Hungary zur sehen, drehen die Hinterräder durch und es ergibt sich ein Schlupf bis zu knapp 80%. Im Bereich der Leistungsbegrenzung bricht die Drehzahl ein und der Schlupf wandert Richtung Minimum. Zusätzlich ist am Anfang der Beschleunigungsphase auch noch eine neues „Software Feature“ zu sehen. Nach dem „Kick Down“ (schlagartige Betätigung) des Gaspedals muss der Momentenverlauf einer vorgegebenen Trajektorie bis zu einer gewissen Drehzahl folgen. Dies ergibt nicht nur Verbesserungen bei der Beschleunigung, sondern schützt die Stromrichter auch vor hohen Spannungsspitzen beim Anfahren.

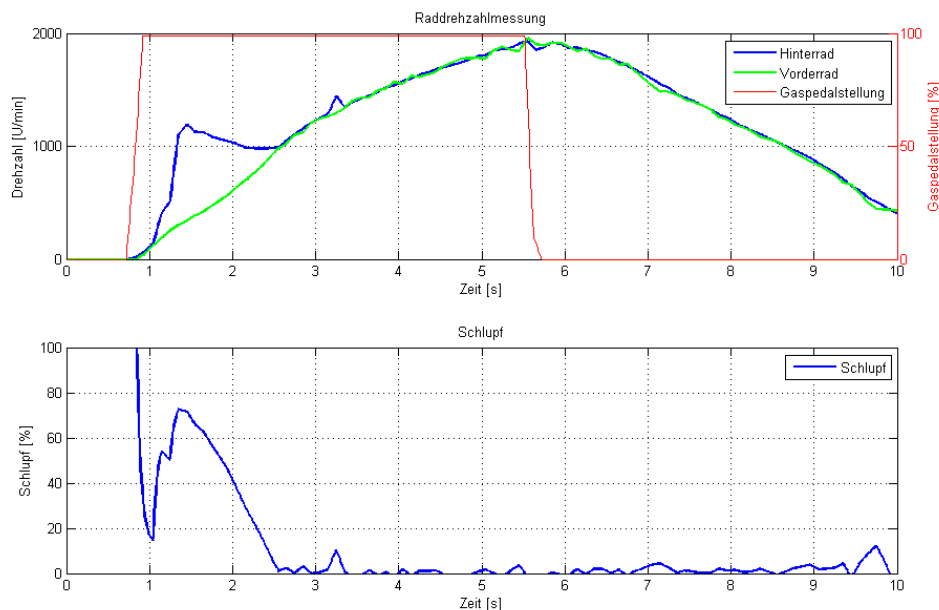


Abbildung 5.11: Drehzahlverlauf ohne Reglereingriff; Testgelände ÖAMTC Lebring

Aus Abbildung 5.12 ist zu erkennen, dass trotz ohne Reglereingriff und schwierigen Gegebenheiten eine Verbesserung der Beschleunigung zu sehen ist. Dies ist primär auf

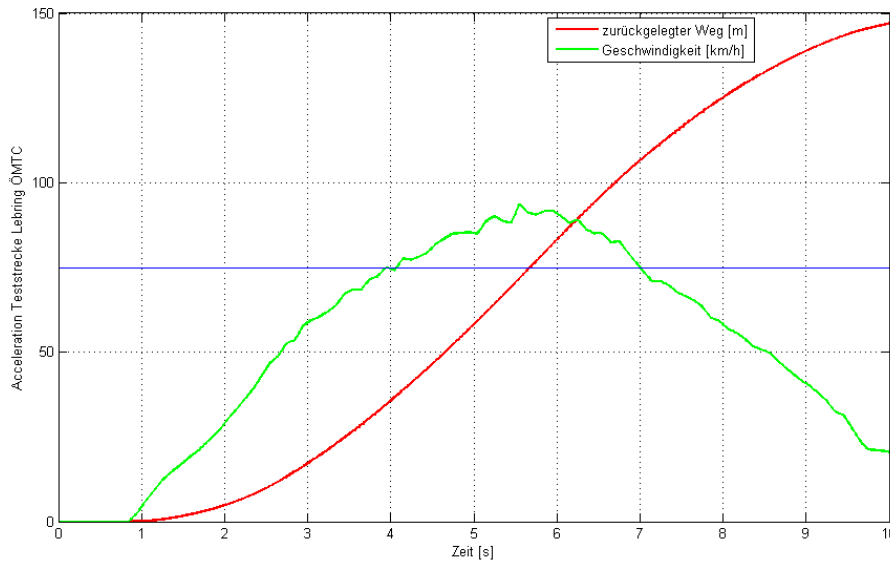


Abbildung 5.12: Acceleration; Testgelände ÖAMTC Lebring

die weiter entwickelte Software (glsmmpa-Kennlinie) und sekundär auf den um 20kg leichteren Fahrer zurückzuführen.

In Abbildung 5.13 wurde versucht unter gleichen Gegebenheiten die Beschleunigung mit Eingriff der Regelung durchzuführen. Besonders im unteren Teil der Abbildung lässt sich sehr einfach erkennen, dass versucht wird den Schlupf auf die vorgegebenen 12% zu regeln. Ab Sekunde 2,2 tritt jedoch auch hier die Leistungsbegrenzung auf und der Schlupf bricht ein.

Zusammenfassend ergeben sich in Tabelle 5.4 folgende zeitliche Vergleiche:

Disziplin	Messung mit Regelung	Messung ohne Regelung	Unterschied in %
0 – 80km/h	3.58 [s]	3.66 [s]	2.21 %
0 – 75m	4.82 [s]	4.91 [s]	4.46%

Tabelle 5.4: Acceleration mit und ohne Reglereingriff; Testgelände ÖAMTC Lebring

Durch den Reglereingriff ergeben sich bei einer Beschleunigung von 0 auf 75m eine zeitliche Ersparnis von knapp 5%. Summiert man die, vermutlich gering erscheinende Einsparung auf einen Rundkurs mit vielen Beschleunigungsphasen auf, so sind jedoch absolut beachtliche Rundenzeitverbesserungen, sowie Energieeinsparungen möglich.

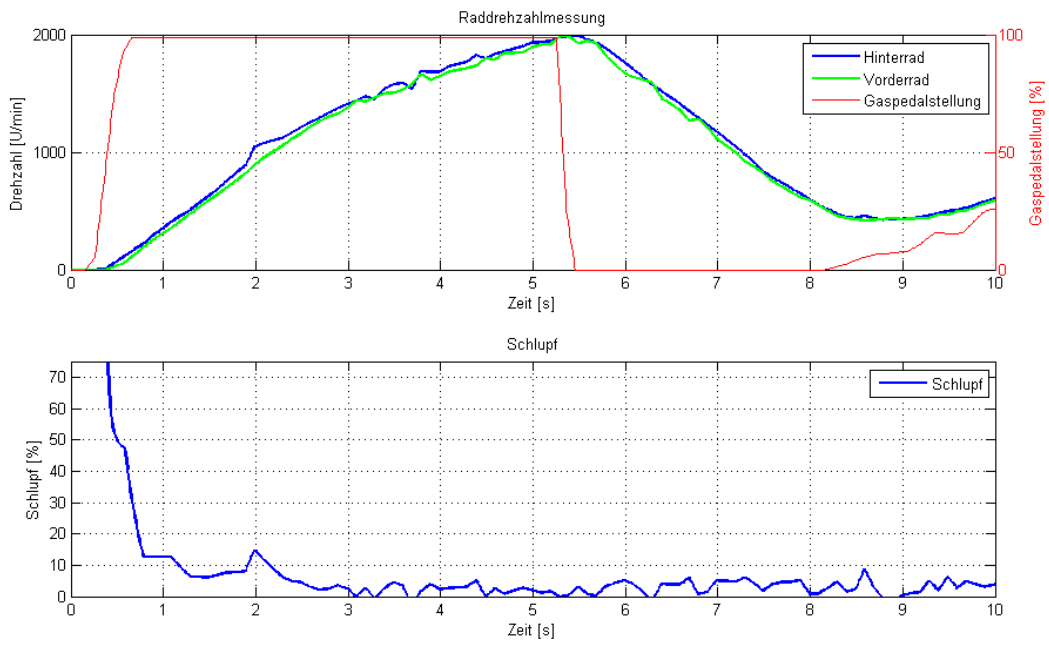


Abbildung 5.13: Drehzahlverlauf mit Reglereingriff; Testgelände ÖAMTC Lebring

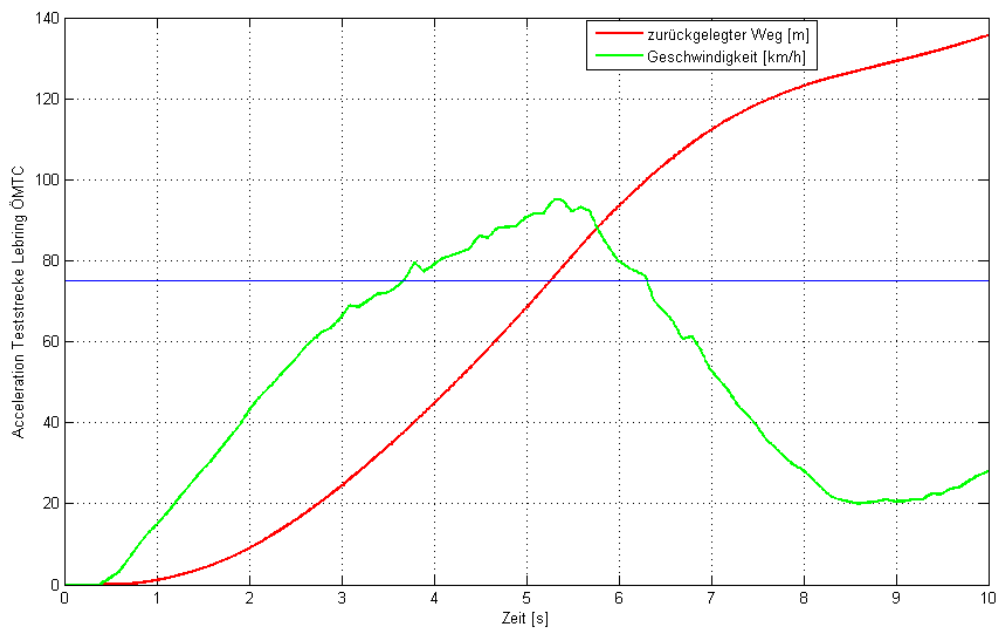


Abbildung 5.14: Acceleration mit Reglereingriff; Testgelände ÖAMTC Lebring

6 Zusammenfassung und Ausblick

Grundlage dieser Arbeit ist die Auslegung, Implementierung und softwaretechnische Ansteuerung des elektrischen Antriebsstranges für einen Rennbolide der Klasse Formula SAE, in Zusammenarbeit mit dem TU Graz Racing Team.

Dieser Rennbolide wurde als Prototype entwickelt, konstruiert, aufgebaut und Ziel war es, als konkurrenzfähiges Fahrzeug in den jeweiligen Disziplinen der Formula SAE an den Start zu gehen. Zusätzlich sollte sowohl das Fahrzeug, als auch diese Arbeit als Grundlage für weitere Entwicklungen in diesem Bereich dienen.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit einer geeigneten Wahl der „Antriebs-Komponenten“, sowie dem geschickten anstern der Motoren um das Fahrverhalten zu verbessern, den Energieverbrauch zu verringern und die Rundenzeiten zu steigern.

Kapitel 3 „Der Antriebsstrang“ beinhaltet den Vergleich der am Markt verfügbaren Elemente wie Batterien, Stromrichter und Motoren, sowie die Betrachtung derer Vor- und Nachteile.

Es wurde eine geeignete Kombination zwischen zur Verfügung stehender Leistung/Moment für den Antrieb, geringe Leistungsdichte für einen platzsparenden Aufbau und wirtschaftlicher Betrachtung eines *Non-Profit* Vereins gefunden.

Nach Zusammenführung der Komponenten wurden vorerst Batterien Tests und anschließend ein kompletter Aufbau des elektrischen Antriebes durchgeführt um das System schon vorab zu testen und die benötigten Kennlinien für die **MMPA** Implementierung aufzunehmen.

Im Kapitel 4 „Die Modellbildung“ wurde auf Grundlage der *theoretischen- und experimentellen Modellbildung* ein Fahrzeugmodell des nichtlinearen Einspurmodells und ein Reifenmodell, mit Hilfe der Pacejka Formel, aufgebaut.

Mit diesem Modell war es mit durchgeführten Simulationen möglich, eine gelungene Auswahl der Getriebeübersetzung zwischen Beschleunigung und effizienter Fahrweise zu finden.

Darauffolgend wurde auf Basis der **Flachheitsbasierter Regelung** ein Regelalgorithmus entwickelt, der es ermöglicht das Fahrzeug am idealen Schlupfpunkt zu betreiben und dadurch wesentliche Rundenzeitverbesserungen hervorzurufen.

Den Abschluss bildet der Vergleich zwischen in der Simulation ermittelten und bei Messungen durchgeführten Fahrscenarien.

Zusammenfassend lässt sich durch geeignete Wahl der Komponenten eine deutliche Ersparnis an Gesamtgewicht und Energieverbrauch erkennen. Zusätzlich bieten geeignete Ansteuerungen der Komponenten eine wesentliche Verbesserung des Gesamtsystems.

Neben dem Vergleich mit anderen Reglermethoden zur Traktionskontrolle wäre der nächste große Schritt die Implementierung eines **Torque Vectoring Systems**. Dies würde vorerst die Entwicklung eines nichtlinearen Beobachters zur Bestimmung der Geschwindigkeit in Längs- und Querrichtung bedeuten und anschließend ein Regleralgorithmus welcher den Schwimmwinkel, durch unterschiedliche Momentenverteilung, minimiert. Zusätzlich wäre die Einbindung der Nick- und Wankbewegungen und die sich dadurch ergebenden Ansteuerung eine neue Herausforderung.

Auch die Vorgabe einer Energieverbrauchstrajektorie, welche einen Energieverbrauch vor Ende des 22km Rundkurses ausschließt, wäre für die Ausfallsicherheit eine große Erweiterung.

Doch nicht nur in der Regelungstechnik wären Erweiterungen möglich. Mit der Einbindung jeder zusätzlichen Fahrzeugkomponente in das Modell, ist es möglich, das System näher zu beschreiben und Rückschlüsse auf das Verhalten zu schließen. Der Aufbau eines Baukastensystems wäre hier nur eine weitere Idee.

Zusammenfassend bietet diese Arbeit bei Weitem nicht das Ende des Möglichen, besonders im Bereich Regelung und Modellbildung, sowie Energiemanagement sind in der Fahrzeugtechnik keine Grenzen nach oben gesteckt.

Literaturverzeichnis

- [Eic11] Datasheet EiceDRIVER. 1ED020I12FA2 - Single IGBT Driver IC. Technical report, EiceDRIVER, 2011.
- [Föl98] Otto Föllinger. *Nichtlineare Regelungen, Band I & II*. 1998.
- [Hof10] Assoc. Prof. Dr. Peter Hofmann. *Hybridfahrzeuge*. Technische Universität Wien, 2010.
- [Ise92] Prof. Rolf Isermann. *Identifikation dynamischer Systeme*. Springer-Verlag, 1992.
- [Ise06] Prof. Rolf Isermann. *Fahrdynamik-Regelung*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2006.
- [Kit12] Datasheet Hybrid Kit1. Application note for hybrid pack 1 module. Technical report, Infineon, 2012.
- [Pow12] Datasheet Magna Powertrain. Electric machine m1. Technical report, MAGNA Powertrain, 2012.
- [Rei12] Prof. Dr. Konrad Reif. *Kraftfahrzeug- Hybridantriebe*. Duale Hochschule Baden- Württemberg, 2012.
- [Rot97] Ralf Rothfuß. *Flachheit: Ein neuer zugang zur steuerung und regelung nicht-linearer systeme*. Technical report, 1997.
- [SAE12] FORMULA SAE. Formula sae®rules. Technical report, SAE International, 2012.
- [Sch06] Prof. Dr. Dierk Schröder. *Leistungselektronik Bauelemente*. Springer-Verlag, 2006.
- [Sch08] Prof. Dr. Dierk Schröder. *Leistungselektronik Schaltungen*. Springer-Verlag, 2008.

- [Sch09] Prof. Dr. Dierk Schröder. *Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen*. Springer-Verlag, 2009.
- [Sch10] Prof. Dr.-Ing. Dieter Schramm. *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer-Verlag, 2010.
- [Sch12] Prof. Benedikt Schmülling. *Ausgewählte Themen der elektrischen Antriebstechnik 1 - Elektromobilität*. Bergische Universität Wuppertal, 2012.
- [Spe10] Joachim Specovius. *Grundkurs Leistungselektronik*. Vieweg+Teubner Verlag, 2010.
- [SW13] Projektarbeit Sebastian Wawersig. Antriebssystem des e-power racing-teams. Master's thesis, Institut für elektrische Antriebstechnik und Maschinen, TU Graz, 2013.
- [Sys11] Datasheet A123 Systems. AMP20. Technical report, A123 Systems Inc, 2011.
- [Zei10] Michael Zeitz. Differenzielle flachheit: Eine nützliche methodik auch für lineare SISO-systeme. Technical report, Universität Stuttgart, 2010.