



Diplomarbeit

Ein methodischer Ansatz für die Integration eines thermischen Modells in eine Gesamtfahrzeugsimulation für Hybrid-Powersportanwendungen

Paul Rieger

eingereicht am
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
an der Technischen Universität Graz

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut EICHLSEDER

Einreichdatum:
24.08.2011

Betreuender Prof.: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut EICHLSEDER
Betreuende Ass.: Dipl.-Ing. Dr.techn. Stephan SCHMIDT und
Dipl.-Ing. Alexander TRATTNER

Geheimhaltung bis 2013

Wenn wir wollen, dass alles so bleibt, ist es nötig, dass sich alles verändert.

Giuseppe T. di Lampedusa

Vorwort

Diese Diplomarbeit ist am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Universität Graz, im Forschungsbereich Konstruktion und Auslegung, im Rahmen eines Forschungsprojektes mit dem Namen ECO-PowerDrive, entstanden.

Ich möchte mich bei dem Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder und dem Leiter des Forschungsbereichs Herrn Ass.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger dafür bedanken, dass sie es mir ermöglicht haben, diese Diplomarbeit zu verfassen.

Ein weiterer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Stephan Schmidt und Herrn Dipl.-Ing. Alexander Trattner für ihre fachliche Unterstützung und Betreuung bei dieser Diplomarbeit.

Dank gebührt auch Herrn Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Raimund Almbauer für seine Hilfestellungen im Laufe der Arbeit.

Weiters möchte ich mich bei meinen Kollegen des Forschungsbereiches Konstruktion und Auslegung für die gute und freundschaftliche Zusammenarbeit bedanken. Hier im Speziellen bei Frau Mag. Claudia Melde, für das kritische Korrekturlesen dieser Arbeit.

Der größte Dank gebührt jedoch meiner Familie:

Meinen Eltern für ihre bedingungslose Unterstützung und ihre Liebe, vor allem in schlechten Zeiten.

Meiner Schwester, ihrem Mann und ihren beiden Kindern, Max und Mattea, für ihre Unterstützung und ihr großes Herz.

Meinen Großeltern, dafür, dass sie immer für mich da sind bzw. waren.

Aber auch meinen Freunden in Graz und zu Hause, in Schönberg-Lachtal, für die schönen Zeiten miteinander.

Weiters möchte ich erwähnen, dass ich es im Laufe dieser Diplomarbeit geschafft habe, das Rauchen zu beenden, worauf ich sehr stolz bin.

Widmen möchte ich diese Arbeit meinen Eltern, Waltraud und Wolfgang Rieger. Danke für Alles und es ist schön, dass es euch gibt.

Paul Rieger

Kurzfassung

Diese Diplomarbeit ist im Rahmen des Projektes „HyPower“, welches Teil des Forschungsprojektes „ECO-PowerDrive“ ist, mit dem Ziel entstanden, einen hybriden Antriebsstrang für Powersport-Anwendungen zu entwickeln.

Die im Automobilbereich durch Hybridisierung des Antriebsstranges erreichten Verbesserungen bezüglich des Verbrauchs- und Emissionsverhaltens eröffnen anlog ein Potenzial zur Anwendung im Powersportbereich, wogegen sich die Anforderungen vor allem im hohen Anspruch an das transiente Fahrverhalten des Powersportvehikels unterscheiden (Fahrspaß).

Um den Anforderungen eines effektiven Antriebsstranges gerecht zu werden, ist die Abbildung und die Optimierung des thermischen Managements ein wesentlicher Faktor. Einerseits sollte das thermische Management die Hybridsteuereinheit bei der Wahl einer effektiven Betriebsstrategie unterstützen. Andererseits sollte das Wärmemanagement für die Einhaltung der Temperaturgrenzen aller relevanter Komponenten Sorge tragen. Hierfür ist es notwendig, dass man über die aktuellen Energieflüsse zwischen den Komponenten sowie deren aktuellen thermischen Zuständen Bescheid weiß.

Bei einer Gesamtfahrzeugsimulation eines hybriden Antriebsstranges, basierend auf einer Längsdynamiksimulation, ist es neben einer Simulation der Kraft- bzw. Drehmomentverteilung, sowie der Drehzahl, zusätzlich noch notwendig, die thermodynamischen Energieflüsse zwischen den Komponenten zu berücksichtigen. Weiters ist es erforderlich, die Simulation modular und übersichtlich zu gestalten sowie einen standardisierten Austausch von Parametern zwischen Entwicklungspartnern zu gewährleisten.

Diese Arbeit beschreibt, wie eine Gesamtfahrzeugsimulation für ein Powersportvehikel hinsichtlich modularer Gestaltung und Übersichtlichkeit optimiert und eine Methodik für den Austausch von Parametern zwischen den Partnern entwickelt wurde. Ebenso sind die ersten Schritte für die Integration eines Thermomanagementmodells in die Gesamtfahrzeugsimulation für ein Powersportvehikel erfolgt. Es wird dargestellt, wie ein thermisches Netzwerk in einem Hybridfahrzeug analysiert, bewertet und modelliert werden kann, wobei sich die Betrachtungen auf den konvektiven Transport durch das Kühlwasser beschränken.

Abstract

This diploma thesis is a result of the project “HyPower” which is part of the research project “ECO PowerDrive”. The goal of the project is to develop a hybrid powertrain for powersport applications.

The hybridization of automotive vehicles is well investigated and has already shown improvements of fuel consumption and emission behavior. Equally hybrid powertrains for powersport applications have a high potential to improve fuel consumption and emission behavior and to accomplish customer needs as fun to drive simultaneously.

To fulfill the requirements of an effective powertrain, the design and optimization of thermal management are essential. The thermal consideration of the energy flows within the vehicle is used for the assessment of development potentials regarding efficiency as well as for the derivation of control strategies. In order to develop an optimized thermal management, it is necessary to cover and describe all relevant heat sources and heat sinks. Primarily, the operation temperature of the main components of a hybrid vehicle - ICE, e-motor, power electronics and battery - has to be within optimal temperature ranges. Therewith a suitable strategy can be developed.

A complete vehicle simulation, based on a longitudinal dynamics simulation, is a helpful support for the layout and improvement from early stage development till pre-series calibration. The conventional longitudinal dynamics simulation focuses on power and torque distribution in the powertrain, but for hybrid powertrains it is necessary to analyze and control thermal energy interaction of the different components. In addition, a modular design of the simulation and a parameter management among the consortium partners is required.

This diploma thesis covers the development of a complete vehicle simulation for a power sport vehicle based on a longitudinal dynamics simulation. Focus of the enhancements were based on the existing models, the modular setup, a methodology for data exchange between the partners as well as the integration of a basic thermo-management model. Within this thesis, the description of a power-sport vehicle with respect to its thermal behavior and the thermal analysis and assessment is shown, wherein the analysis is limited on convective heat transfer in the water cooling system.

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am ... 24.08.2011...



.....

(Unterschrift)

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.

..... 24.08.2011.....

date



.....

(signature)

Inhaltsverzeichnis

1	EINLEITUNG	1
1.1	Motivation zur Hybridisierung des Antriebsstrangs	1
1.2	Ausgangsbasis	3
1.3	Aufgabenstellung	5
2	ALLGEMEINES ÜBER HYBRIDFAHRZEUGE	6
2.1	Komponenten eines Hybridantriebes	6
2.1.1	Verbrennungskraftmaschine	6
2.1.2	E-Maschine	7
2.1.3	Drehfeldmaschinen	10
2.1.4	Energiespeicher	20
2.1.5	Batterieauslegung	24
2.1.6	Leistungselektronik	27
2.2	Klassifizierung von Hybridfahrzeugen	28
2.2.1	Einteilung nach der Leistung des elektrischen Antriebs	28
2.2.2	Einteilung nach der Antriebsstruktur	32
2.2.3	Einteilung nach Art der Ladung der Batterie	34
2.3	Vorteile und Nachteile der Hybridisierung	35
2.3.1	Vorteile der Hybridisierung	35
2.3.2	Nachteile bzw. Herausforderungen der Hybridisierung	38
2.4	Thermisches Management in Hybridfahrzeugen	41
3	FAHRZEUGLÄNGSDYNAMIK	42
3.1	Fahrwiderstände	43
3.1.1	Stationäre Fahrwiderstände	44
3.1.2	Instationäre Fahrwiderstände	47
3.2	Ausrollversuch	50
3.2.1	Messtechnik	50
3.2.2	Versuchsablauf	53
3.2.3	Aufgezeichnete Messdaten	54
3.2.4	Auswertung der Messdaten in MATLAB	55
3.2.5	Ergebnisse des Ausrollversuchs	60
3.3	Leistungsbedarf und Fahrleistung eines Fahrzeugs	62
4	GESAMTFAHRZEUGSIMULATION	65
4.1	Allgemeines zur Gesamtfahrzeugsimulation	65
4.1.1	Arten der Gesamtfahrzeugsimulation	66
4.2	Gesamtfahrzeugsimulationsmodell des Hybrid-Spyders	68
4.2.1	Fahrzyklus	70
4.2.2	Fahrer bzw. PID-Regler	70
4.2.3	Hybrid Control Unit	71
4.2.4	Antriebsstrang	71
4.2.5	Reifen	73

4.2.6	Fahrzeuginnenraumakustik.....	73
4.2.7	VKM	73
4.2.8	Batterie	73
4.2.9	E-Motor und Leistungselektronik	73
4.2.10	Thermisches Netzwerk	74
4.2.11	Ergebnisse	74
4.2.12	Datenbus.....	74
5	DATENMANAGEMENT UND DATENBUS	76
5.1	Datenbus	76
5.1.1	Implementierung Datenbus	78
5.2	Datenmanagement	79
5.2.1	Parameter- bzw. Signalbezeichnung	79
5.2.2	Datenverwaltung.....	80
6	THERMISCHES NETZWERK.....	86
6.1	Allgemeines zum thermischen Netzwerk	86
6.1.1	Arten der Wärmeübertragung.....	86
6.1.2	Erzwungene Konvektion	89
6.1.3	Bestimmung der Wärmeübergangszahl und Kennzahlen.....	90
6.2	Modellierung des vereinfachten thermischen Modells.....	96
6.2.1	Beschreibung des Modells.....	96
6.2.2	Simulation des Modells mit MATLAB	97
6.2.3	Simulation des Modells mit MATLAB Simulink	103
6.2.4	Vergleich der Ergebnisse zwischen MATLAB und MATLAB Simulink.....	109
6.3	Modellierung eines vereinfachten Kühlkreislaufs	111
6.3.1	Modellierung des Kühlkreislaufes mittels 1 st Order Upwind-Schema.....	115
6.3.2	Modellierung des Kühlkreislaufes mittels zwei sich überschneidender Gitter.....	125
6.4	Zusammenfassung der Erkenntnisse der thermischen Simulation.....	131
7	AUSBLICK AUF DIE WEITERE THERMISCHE SIMULATION UND VORGEHENSWEISE	132
8	ZUSAMMENFASSUNG.....	134
9	ABBILDUNGSVERZEICHNIS	137
10	TABELLENVERZEICHNIS.....	140
11	ANHANG	141
12	LITERATURVERZEICHNIS	149

1 Einleitung

BRP Powertrain GmbH & Co KG (BRP) ist ein Unternehmen, das sich auf die Entwicklung und Herstellung von hochwertigen Motoren bzw. Antriebssträngen im Powersportbereich spezialisiert hat. Um ihre führende Position in diesem Sektor verteidigen zu können, ist es notwendig immer wieder innovative Projekte zu suchen und umzusetzen. Eines dieser Projekte an dem BRP beteiligt ist, ist das ECO-PowerDrive-Projekt. Hier handelt es sich um ein von der FFG (Forschungsförderungsgesellschaft) gefördertes Forschungsprojekt an dem mehrere Unternehmen und Hochschulen beteiligt sind. Dieses Projekt setzt sich aus acht Unterprojekten zusammen, wobei eines davon die Bezeichnung HyPower trägt. Das Primärziel ist es, einen hybriden Antriebsstrang für Powersportanwendungen zu entwickeln. Die Basis stellt hier der Can-Am Spyder Roadster RS von BRP dar. Es erfolgt eine Kooperation von BRP Powertrain mit der Fa. Drivetek AG, der Fachhochschule Wels und der Technischen Universität Graz (Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT), Institut für elektrische Messtechnik und Messsignalverarbeitung (EMT)). Die Koordination von ECO-PowerDrive erfolgt durch das Institut für Verbrennungskraftmaschine und Thermodynamik, der TU Graz. Diese Diplomarbeit ist im Rahmen des HyPower-Projektes am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik im Forschungsbereich Konstruktion und Auslegung entstanden.

Bevor jedoch die Aufgabenstellung und Ausgangsbasis dieser Diplomarbeit beschrieben werden, wird nun kurz auf die Motivation zur Hybridisierung des Antriebsstrangs eingegangen.

1.1 MOTIVATION ZUR HYBRIDISIERUNG DES ANTRIEBSSTRANGS

Aufgrund der begrenzten Verfügbarkeit der fossilen Energieträger und dem CO_2 -Anstieg in der Atmosphäre, welcher für den Klimawandel verantwortlich gemacht wird, gelangen vor allem der Verbrauch und dadurch die CO_2 -Emissionen immer mehr in den Focus der Öffentlichkeit und damit auch in den Focus der Fahrzeugbauer [18]. Die immer strenger werdenden Grenzwerte bezüglich Verbrauch und Schadstoffemissionen sind eine große Herausforderung für die Automobilindustrie. Deshalb stehen zurzeit die Forderungen an eine signifikante Kraftstoff einsparung und Senkung der Schadstoffemissionen im Mittelpunkt der Antriebsstrangentwicklung. Dies gilt mittlerweile auch für Antriebsstränge im Powersportbereich [48]. Für dreirädrige Fahrzeuge, wie den Spyder gilt aktuell in Europa die Euro-2-Norm [8]. Diese wird jedoch in Zukunft sukzessive auf strengere Normen angehoben werden. Eine Auflistung der aktuellen Grenzwerte für die Schadstoffemissionen von drei- und vierrädrigen Motorrädern sowie ein Vorschlag für eine zukünftige Gesetzgebung sind aus Tabelle 1-1 zu entnehmen.

Norm	Euro 2	Vorschlag für nächste Stufe
Typprüfung	01.01. 2003	
Erstzulassung	01.07. 2004	
CO (g/km)	Benzin: 7.0 / Diesel: 2.0	Benzin: 4.0 / Diesel: 1.0
HC (g/km)	Benzin: 1.5 / Diesel: 1.0	Benzin: 1.0 / Diesel: 0.15
NOx (g/km)	Benzin: 0.4 / Diesel: 0.65	Benzin: 0.25 / Diesel: 0.65

Tabelle 1-1: Abgasgesetzgebung für drei- und vierrädrige Motorräder [20](eigene Darstellung)

Die immer strenger werdenden Abgasgesetzgebungen werden in Zukunft mit reinen Verbrennungskraftmaschinen nur schwer bzw. nur mit hohem Aufwand eingehalten werden können. Ein großes Potential liegt hier in Hybridfahrzeugen. Einerseits ermöglicht die Hybridisierung des Antriebsstrangs eine Verbesserung des Fahrspaßes, indem die Verbrennungskraftmaschine während des Beschleunigungsvorganges elektromotorische Unterstützung bekommt. Andererseits ist auch eine Verbrauchsminderung durch den sogenannten Start/Stop-Betrieb realisierbar. Weiters ist eine Rückgewinnung der Bremsenergie und ein rein elektrisches Fahren möglich. All diese Aspekte tragen zur Verbrauchsminimierung bzw. Wirkungsgradsteigerung von Antriebskonzepten bei. Da bei Powersportanwendungen vor allem eine Verbrauchseinsparung bei gleichbleibender bzw. verbesserter Fahrleistung interessant ist, stellt die Hybridisierung auch hier ein zukunftsweisendes Konzept dar.

1.2 AUSGANGSBASIS

Die Ausgangsbasis dieser Diplomarbeit bzw. des HyPower-Projektes stellt, wie bereits erwähnt, ein Fahrzeug von BRP dar. Dieses trägt die Bezeichnung „Can-Am Spyder Roadster RS“ und ist in der Abbildung 1-1 dargestellt.



Abbildung 1-1: Can-Am Spyder RS [23]

In Tabelle 1-2 sind die technischen Daten des in den Can-Am Spyder Roadster RS eingebauten Motors ersichtlich. Bei diesem Motor gibt es zwei Varianten, die sich nur hinsichtlich des verbauten Getriebes unterscheiden. Bei der ersten Variante handelt es sich um ein sequentielles manuelles 5-Gang-Getriebe (SM5) mit Rückwärtsgang (Abbildung 1-2). Die zweite Variante besitzt ein elektronisch betätigtes sequentielles 5-Gang-Getriebe (SE5) mit Rückwärtsgang (Abbildung 1-3).



Abbildung 1-2: 1.Variante mit SM5 [27]



Abbildung 1-3: 2.Variante mit SE5 [27]

Technische Daten	Einheit	
Hersteller	[-]	BRP-Rotax®
Motortyp	[-]	990 V2 (60° V-Motor)
Zylinderanzahl	[-]	2
Hubraum	[cm ³]	998
Bohrung	[mm]	97
Hub	[mm]	68
Ventile pro Zylinder	[-]	4 (DOHC 4)
Maximale Leistung	[-]	79 kW (106 PS) bei 8.500 U/min
Maximales Drehmoment	[-]	104,3 Nm bei 6.250 U/min
Verdichtungsverhältnis	[-]	10,8:1
Zündungstyp	[-]	Elektronische Zündung mit Doppelspule
Schmierung	[-]	Trockensumpfschmierung mit Halbsynthetisches Öl der Spezifikation 5W40
Auspuffsystem	[-]	2-in-1 mit Abgaskatalysator
Kühlung	[-]	Flüssigkeitsgekühlt
Einspritzung	[-]	Multipoint-EFI mit 2 x 57 mm Drosselklappen

Tabelle 1-2: Motordaten Can-Am Spyder Roadster RS

1.3 AUFGABENSTELLUNG

Ziel des HyPower-Projektes ist es, einen hybriden Antriebsstrang auf Basis des zuvor beschriebenen Spyder RS zu entwickeln. Einerseits erfolgt die Entwicklung dieses Fahrzeugs mit Hilfe einer Gesamtfahrzeugsimulation in MATLAB Simulink. Andererseits sollen auch Untersuchungen und Optimierungen von einzelnen Komponenten am Prüfstand durchgeführt werden.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit werden folgende Punkte bearbeitet:

1. Überblick über Hybridfahrzeuge
2. Durchführung eines Ausrollversuchs zu Vergleichszwecken
3. Optimierung einer Basis- Gesamtfahrzeugsimulation hinsichtlich modularer und übersichtlicher Gestaltung
4. Entwicklung einer Methodik zur Verwaltung der für die Simulation benötigten Parameter
5. Darstellung des thermischen Netzwerkes, mit Fokus auf den Kühlkreislauf in der Gesamtfahrzeugsimulation

2 Allgemeines über Hybridfahrzeuge

Der Begriff „Hybrid“ kommt aus dem Lateinischen und bedeutet „von zweierlei Herkunft“. Das heißt, dass Hybridfahrzeuge mindestens zwei verschiedene Energiewandler und/oder zwei verschiedene Energiespeicher nutzen. Dabei muss es sich aber nicht zwangsläufig um eine Kombination aus Verbrennungskraftmaschine (VKM) und elektrischer Maschine (E-Maschine) handeln. Es gibt noch eine Reihe von alternativen Konzepten, wie z.B. die Kombination aus Muskelkraft und elektrischer Energie bei Fahrrädern. In dieser Arbeit ist der Begriff Hybridfahrzeug als Synonym für den englischen Begriff „Hybrid Electric Vehicle“ (HEV) zu verstehen, welcher die Kombination aus einer VKM und einer E-Maschine darstellt. [19]

In diesem Kapitel wird nun als Erstes auf die Komponenten eines hybriden Antriebsstranges eingegangen.

2.1 KOMPONENTEN EINES HYBRIDANTRIEBES

Durch die Hybridisierung des Antriebsstranges haben sich für den Fahrzeugentwickler viele neue Gestaltungsspielräume und Möglichkeiten ergeben. Neue Komponenten und Technologien sind hinzugekommen, die eine Vielzahl neuer Kombinationen im Antriebsstrang ermöglichen.

Die wichtigsten Komponenten eines HEVs sind [19]:

- Verbrennungskraftmaschine (VKM)
- Elektromaschine (E-Maschine)
- Energiespeicher
- Leistungselektronik

2.1.1 Verbrennungskraftmaschine

Bei Hybridisierung ergibt sich vor allem ein besseres Verbrauchsverhalten der Verbrennungskraftmaschine (VKM). Durch den möglichen Betrieb der VKM im oder nahe des Wirkungsgradbestpunkts und durch die Unterstützung der VKM während der Beschleunigung mit einer E-Maschine kann eine Verbrauchseinsparung erzielt werden. Aus diesen Gründen ist auch ein Downsizing des Verbrennungsmotors möglich. Weiters kann der Nachteil konventioneller Antriebsstränge mit VKM - das geringe Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen - durch die E-Maschine kompensiert werden. Ziel des Downsizings ist es, durch hubraumkleinere Motoren die gleichen Fahrleistungen zu erzielen wie mit hubraumgrößeren Motoren, jedoch mit geringerem Verbrauch und damit geringeren CO₂-Emissionen. Hierzu erfolgt eine Verlagerung von häufig durchfahrenen Betriebspunkten in Bereiche geringen spezifischen Verbrauchs und damit zu Bereichen mit höheren Lasten. Eine weitere Kraftstoffeinsparungsmöglichkeit entsteht durch den sogenannten Start/Stop-Betrieb, bei dem die VKM bei Fahrzeugstillstand deaktiviert und beim Losfahren wieder aktiviert wird. Auch durch die Rückgewinnung der Bremsenergie (=Rekuperation) kann der Gesamtwirkungsgrad verbessert werden. Des Weiteren ist eine Verringerung des Verbrauchs durch eine geringere

Motordrehzahl möglich. Diese Maßnahme zur Lastpunktverschiebung wird als „Downspeeding“ bezeichnet und hat geringere Fahrleistungen zur Folge, welche durch eine Aufladung des Motors bzw. Integration einer E-Maschine wettgemacht werden können [43].

Die Auswirkung dieser Maßnahmen auf den Verbrauch und die Fahrbarkeit von Fahrzeugen ist in Abbildung 2-1 ersichtlich. Man sieht, dass Maßnahmen zur Verbrauchsreduzierung (Fuel Efficiency) wie Downspeeding und Downsizing, mit Einbußen im Fahrspaß (Driveability) verbunden sind. Diese können jedoch durch Aufladung und Hybridkonzepte kompensiert werden [13].

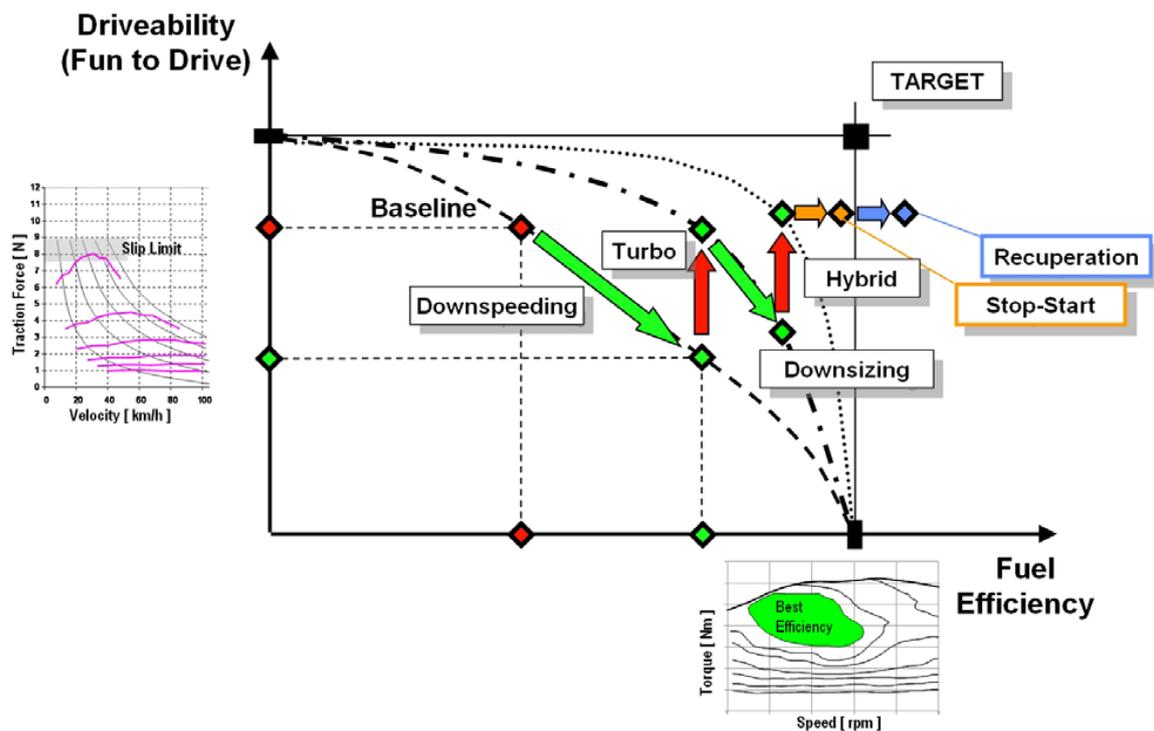


Abbildung 2-1: Wechselwirkung Fahrspaß / Verbrauch [13]

2.1.2 E-Maschine

Für ein HEV sind viele unterschiedliche Elektromotorenkonzepte und -bauarten möglich. All diese Motoren funktionieren nach demselben Prinzip: Magnetische Kräfte bzw. Momente werden in einem elektrisch generierten elektromagnetischen Feld durch Induktion hervorgerufen [39][29].

Die Bewertung solcher Motoren erfolgt, ähnlich wie bei VKM, nach folgenden Kriterien [19]:

- Wirkungsgrad
- Maximale Drehzahl
- Volumen
- Gewicht
- Kühlung

- Kosten

Bei Hybridfahrzeugen werden häufig Asynchronmaschinen (ASM) und permanent erregte Synchronmaschinen (PSM) eingesetzt.

Der elektrische Antrieb hat einige Eigenschaften, welche den Einsatz in einem Kraftfahrzeug sehr interessant erscheinen lassen. Diese Eigenschaften lauten wie folgt [38]:

- Betrieb in allen vier Antriebsquadranten

Ein elektrischer Antrieb kann in allen vier Quadranten betrieben werden. Das heißt, dass sowohl ein Motorbetrieb als auch ein Generatorbetrieb bei unterschiedlichen Drehrichtungen möglich ist. Dadurch kann beim Bremsen eines HEVs eine Energierückgewinnung stattfinden.

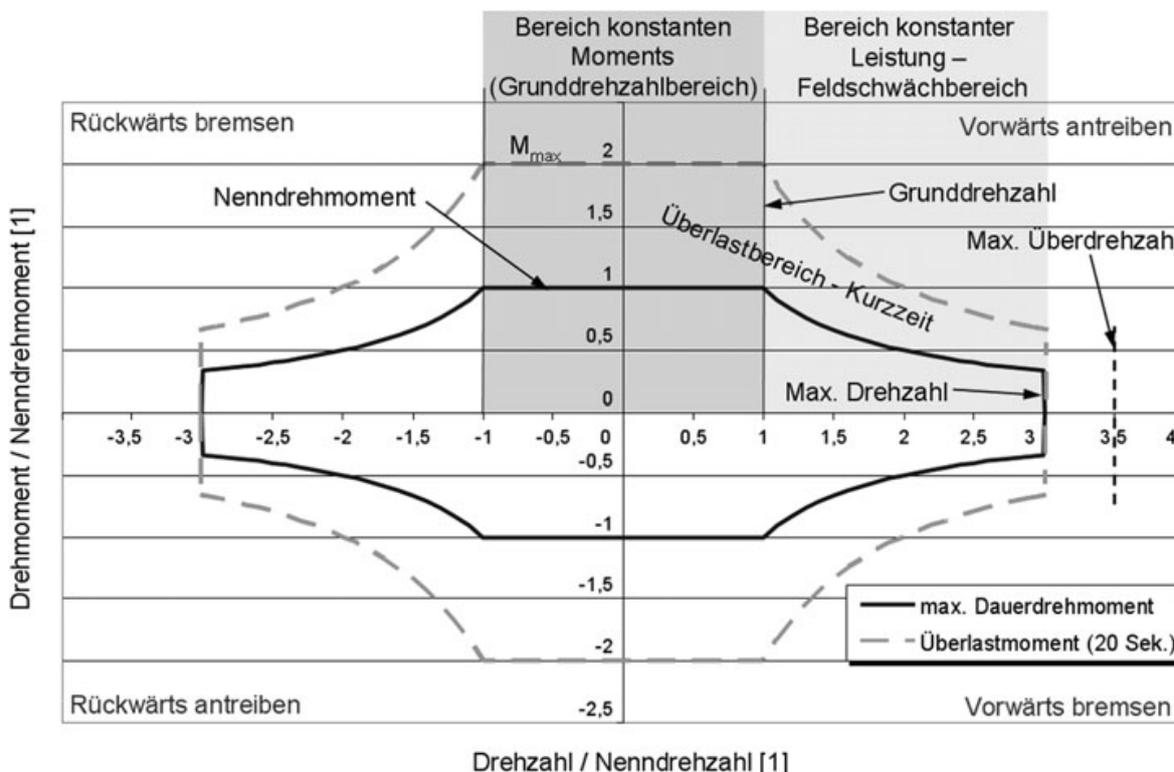


Abbildung 2-2: Vierquadrantenbetrieb der E-Maschine [18]

- Vergleichsweise hohe Antriebsdynamik

Eine Drehmomentenänderung kann bei E-Maschinen im gesamten Drehzahlbereich sehr schnell erfolgen. Übliche Werte hierfür liegen im Bereich von 10 ms.

- Maximales Drehmoment bei Drehzahl Null

Charakteristisch für den elektrischen Antrieb ist, dass er bereits bei Drehzahl Null sein maximales Drehmoment abrufen kann. Bei einer VKM liegt bei Drehzahl Null hingegen kein Drehmoment vor. Dieser Aspekt spricht bereits für eine Kombination von VKM und elektrischem Antrieb.

- Geräuschpegel

Ein weiterer Punkt besteht darin, dass E-Maschinen im Vergleich zur VKM sehr leise laufen, wodurch Maßnahmen zur Geräuschkapselung viel geringer ausfallen.

- Drehmomentenwelligkeit

Sie ist vergleichsweise gering und kann in der Regel vernachlässigt werden.

- Emissionsfreier Betrieb

Einer der wohl größten Vorteile des elektrischen Antriebs ist der lokal emissionsfreie Betrieb.

Gerade diese Punkte sprechen für die Integration des elektrischen Antriebs in den Antriebsstrang eines Fahrzeugs. Durch eine sinnvolle Kombination der positiven Eigenschaften der E-Maschine und der VKM kann ein in vielen Bereichen optimiertes Antriebskonzept gefunden werden.

Hinsichtlich des Wirkungsgrades von elektrischen Traktionsantrieben ist zu erwähnen, dass diese in ihren Arbeitsbereichen unterschiedliche Wirkungsgradkennfelder aufweisen.

Es ergeben sich, ähnlich einem Muscheldiagramm bei der VKM, Bereiche unterschiedlichen Wirkungsgrades. Dieser Sachverhalt wird anhand eines Wirkungsgradkennfeldes einer permanent erregten Synchronmaschine (PSM) in der nachfolgenden Abbildung 2-3 dargestellt, wobei positive Momente dem Motorbetrieb und negative Momente dem Generatorbetrieb entsprechen [19].

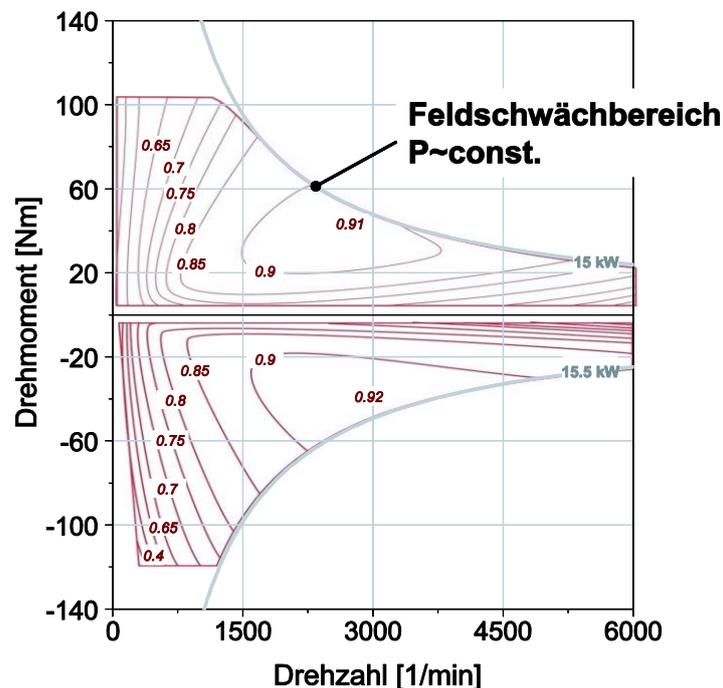


Abbildung 2-3: Typisches Wirkungsgradkennfeld einer PSM [19]

Weiters ist in Abbildung 2-3 ersichtlich, dass bereits bei niedrigen Drehzahlen das maximale Motordrehmoment vorhanden ist. Man sieht auch, dass der Wirkungsgrad eines elektrischen Antriebes vom jeweiligen Arbeitspunkt wesentlich abhängig ist. Um eine aussagekräftige

Bewertung für eine E-Maschine zu bekommen, ist es sinnvoll, diese Bewertung anhand verschiedener Fahrzyklen vorzunehmen. Dabei sollten auch die Wirkungsgradkennfelder des elektrischen Energiespeichers in den Fahrzyklen berücksichtigt werden, um die gesamte Energiebilanz analysieren zu können.

Des Weiteren wird nun die prinzipielle Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik eines Elektromotors beschrieben.

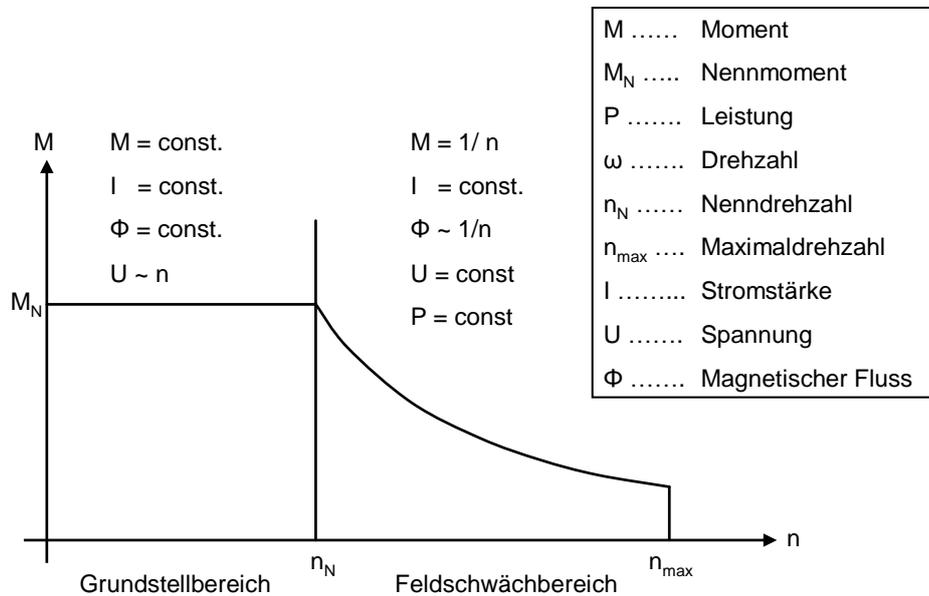


Abbildung 2-4: Prinzipielle Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik [30] (eigene Darstellung)

Die Drehmomentgrenze im unteren Drehzahlbereich, dem sogenannten Grundstellbereich, wird durch den maximal zulässigen Strom im Motor bestimmt. Das heißt, dass der maximal zulässige Strom das maximale Drehmoment kennzeichnet. Im oberen Drehzahlbereich, dem Feldschwächebereich, wird die Drehmomentgrenze durch die maximal zur Verfügung stehende Spannung der Energiequelle definiert. Man sieht also, dass der Feldschwächebereich durch die maximale elektrische Leistung begrenzt ist. Die begrenzenden Größen sind hier die Temperatur, die mechanische Festigkeit und die Lebensdauer. Grundsätzlich ist jedoch eine kurzfristige Überlastung, das heißt eine Erhöhung der Leistung, bei Elektromotoren möglich [30].

Die zwei gängigsten elektrischen Traktionsmotoren in Hybridfahrzeugen, die PSM und die ASM, werden nun noch näher dargestellt.

2.1.3 Drehfeldmaschinen

Beide Motorenarten, sowohl die ASM als auch die PSM, gehören zu der Familie der Drehfeld- oder auch Drehstrommotoren, deren Aufbau und Wirkungsweise auf einem, durch einen dreiphasigen Wechselstrom erzeugten, elektrischem Drehfeld basiert. Der Aufbau des Ständers bzw. Stators ist bei der Synchron- und Asynchronmaschine nahezu identisch. Der Aufbau des Ständers besteht im Allgemeinen aus einem Blechpaket mit Drehstromwicklung wodurch ein mit der Drehzahl n_{Feld} umlaufendes Drehfeld erzeugt wird. Die Drehzahl des Drehfeldes (auch

synchrone Drehzahl genannt) ist von der Ansteuerfrequenz f und der Polpaarzahl p ($p=1$ wenn eine Maschine 2 Pole hat) abhängig [17].

$$n_{Feld} = \frac{f}{p} \quad \text{Gleichung 2-1}$$

Der Unterschied zwischen diesen beiden Motoren besteht nur im Aufbau des Läufers. Die Magnetisierung des Läufers erfolgt bei der Synchronmaschine (SM) entweder elektrisch mit einer Gleichstromspule (fremd erregte SM) oder über einen Dauermagneten (permanent erregte SM). Hier dreht sich der Läufer synchron zum Ständerdrehfeld. Bei der ASM trägt der Läufer eine Wicklung, welche vom Ständerdrehfeld aufgrund der Lenzschen Regel asynchron mit der Drehzahl $n_{Läufer}$ mitgenommen wird. Weiters stellt sich bei der ASM ein momentenabhängiger Schlupf s ein, der wie folgt definiert ist [17][29].

$$s = \frac{n_{Feld} - n_{Läufer}}{n_{Feld}} \quad \text{Gleichung 2-2}$$

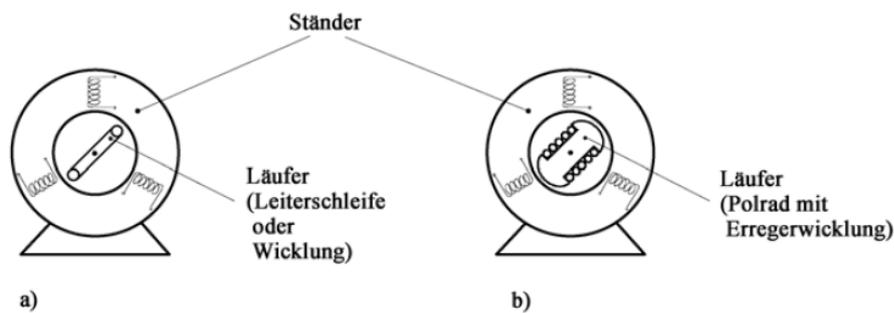


Abbildung 2-5: Arten von Drehfeldmaschinen (a=ASM, b=SM) [6]

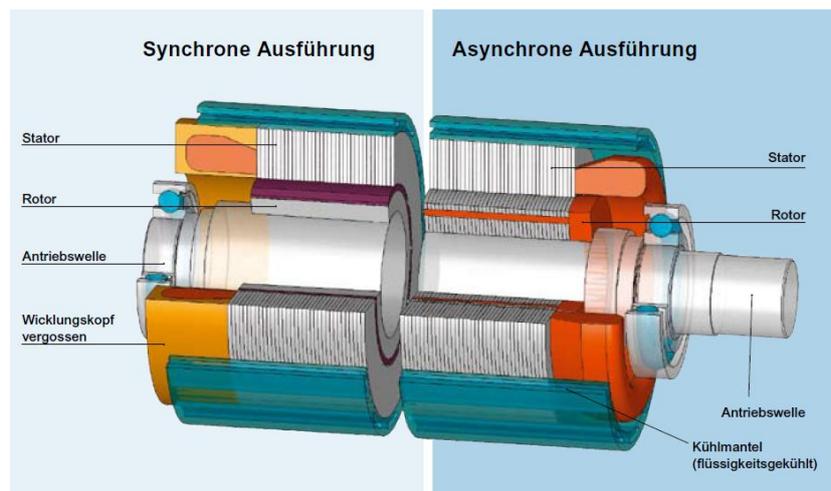


Abbildung 2-6: Synchrone und asynchrone Ausführung eines Motors [28]

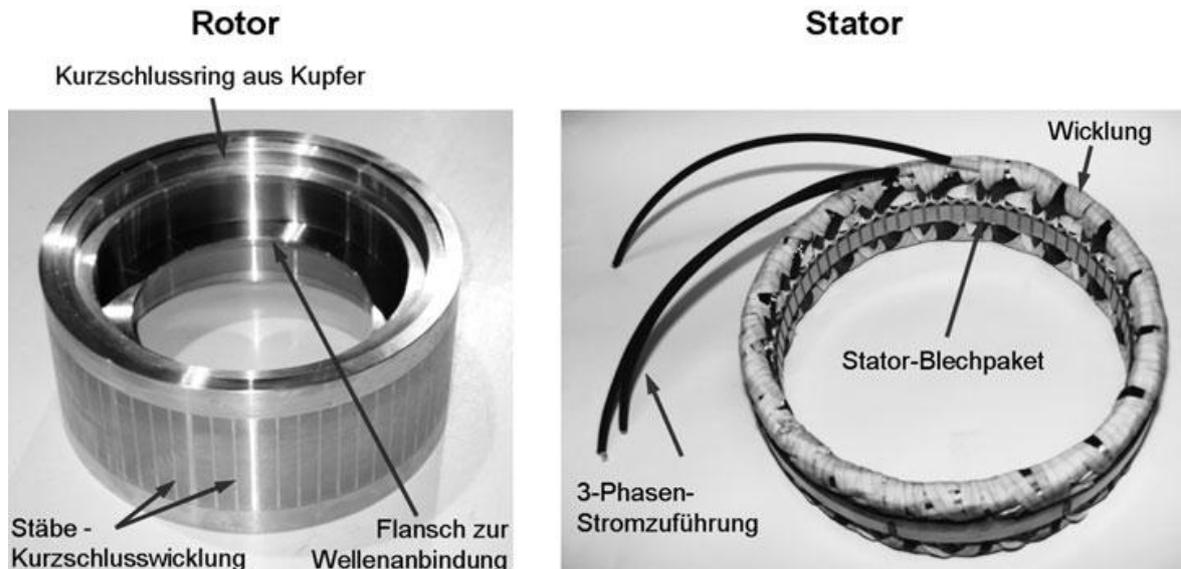


Abbildung 2-8: Aufbau einer ASM mit Kurzschlussläufer [10]

Wird die dreiphasige Ständerwicklung an ein Dreiphasennetz (3 um 120° verschobene Spannungen) angeschlossen, so nimmt die Ständerwicklung Ströme auf. Die einzelnen Phasenströme bewirken magnetische Felder, die in Richtung der Wicklungsachse der jeweiligen Phasenwicklung wirken. Die maximalen Werte dieser Einzelfelder sind um 120° phasenverschoben und die Frequenz entspricht der Netzfrequenz. Diese Einzelfelder können zu einem Summenfeld vektoriell addiert werden (1,5-facher Scheitelwert des Einzelfeldes), welches mit konstanter Drehzahl (siehe Gleichung 2-1) umläuft.

Da das Ständerdrehfeld die Läuferwicklungen schneidet, wird in diese eine Spannung induziert. Diese ist proportional zur [29]:

- Größe des Feldes
- Umlaufgeschwindigkeit des Feldes
- Länge und Anzahl der Läuferleiter

Im Fall des Stillstandes der Maschine hat die Läufer Spannung dieselbe Frequenz wie die Ständerspannung.

Im Betrieb treibt die Läufer Spannung einen Strom in die Läuferleiter die sich im umlaufenden Ständerdrehfeld befinden. Dadurch wird auf die Läuferleiter, nach dem Lorentz-Gesetz, eine Kraft ausgeübt. Diese Kraft ist so gerichtet, dass der Läufer versucht dem Ständerdrehfeld hinterher zu eilen. Das dadurch entstehende elektrodynamische Drehmoment ist proportional zum [29]:

- Betrag des umlaufenden magnetischen Feldes
- Strom im Läuferleiter
- Kosinus der zeitlichen Phasenverschiebung zwischen Feld- und Stromzeiger

Der Läufer beginnt sich also in dieselbe Richtung wie das umlaufende Feld zu drehen (nach Lenzscher Regel). Für die Frequenz der induzierten Spannung gilt also:

$$f_2 = f_1 - p \cdot n \quad \text{Gleichung 2-3}$$

f_2 ... Frequenz im Ständer (Netzfrequenz)
 f_1 ... Frequenz im Läufer
 n ... Drehzahl des Läufers

Gleichung 2-1 und Gleichung 2-2 in Gleichung 2-3 eingesetzt ergibt:

$$f_2 = s \cdot f_1 \quad \text{Gleichung 2-4}$$

Man sieht also, dass in den Rotor keine Spannung induziert wird, wenn sich der Läufer mit synchroner Drehzahl dreht, und damit sind der Strom und das Drehmoment Null. Das heißt, solange die Läuferdrehzahl und die Synchrondrehzahl unterschiedlich sind, wird vom Ständerdrehfeld in die Läuferwicklung ein Strom induziert, wodurch ein Drehmoment entsteht.

Einen charakteristischen Drehmomentenverlauf erhält man, wenn man das Drehmoment über der Drehzahl bzw. dem Schlupf aufträgt (siehe Abbildung 2-9).

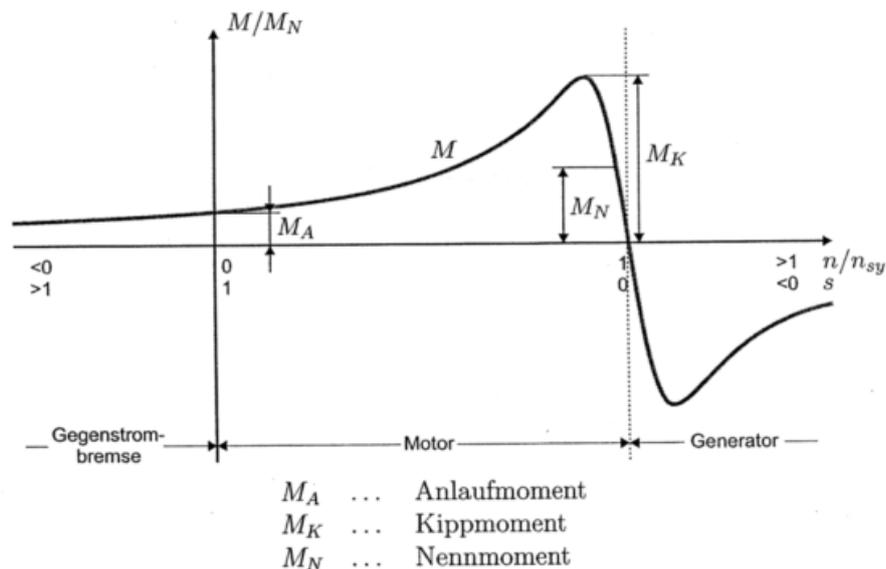


Abbildung 2-9: Drehzahl-Drehmomentencharakteristik einer ASM [29]

Für die Drehzahlsteuerung einer ASM gibt es folgende Möglichkeiten:

- Änderung der Frequenz des Ständerfeldes
- Änderung der Ständerspannung
- Änderung der Polpaarzahl
- Änderung des Schlupfs

Da man bei HEVs über einen großen Drehzahlbereich ein konstantes Drehmoment fordert, erfolgt eine Spannungs-Frequenzsteuerung (U-f-Steuerung) [3]. Diese erfolgt heutzutage mit leistungselektronischen Frequenzumrichtern.

Damit das Drehmoment unverändert bleibt, muss der magnetische Fluss ϕ in der Maschine konstant gehalten werden (siehe Gleichung 2-5).

$$\phi \sim \frac{U_1}{f_1} = \frac{U_{1,N}}{f_{1,N}} = konst. \quad \text{Gleichung 2-5}$$

- $U_1 \dots$ Ständerspannung
- $U_{1,N} \dots$ Ständernennspannung
- $f_{1,N} \dots$ Nennfrequenz

Wie in Gleichung 2-5 ersichtlich, muss deshalb die Ständerspannung U_1 proportional mit der Ständerfrequenz f_1 verändert werden. Da aber die Ständerspannung nicht beliebig über die Nennspannung erhöht werden kann, muss sie oberhalb der Nennfrequenz konstant gehalten werden. Dieser Bereich ist der Feldschwächbereich. In Abbildung 2-10 sind derartige Drehzahl-Drehmomentenverläufe bei einer U-f-Steuerung dargestellt.

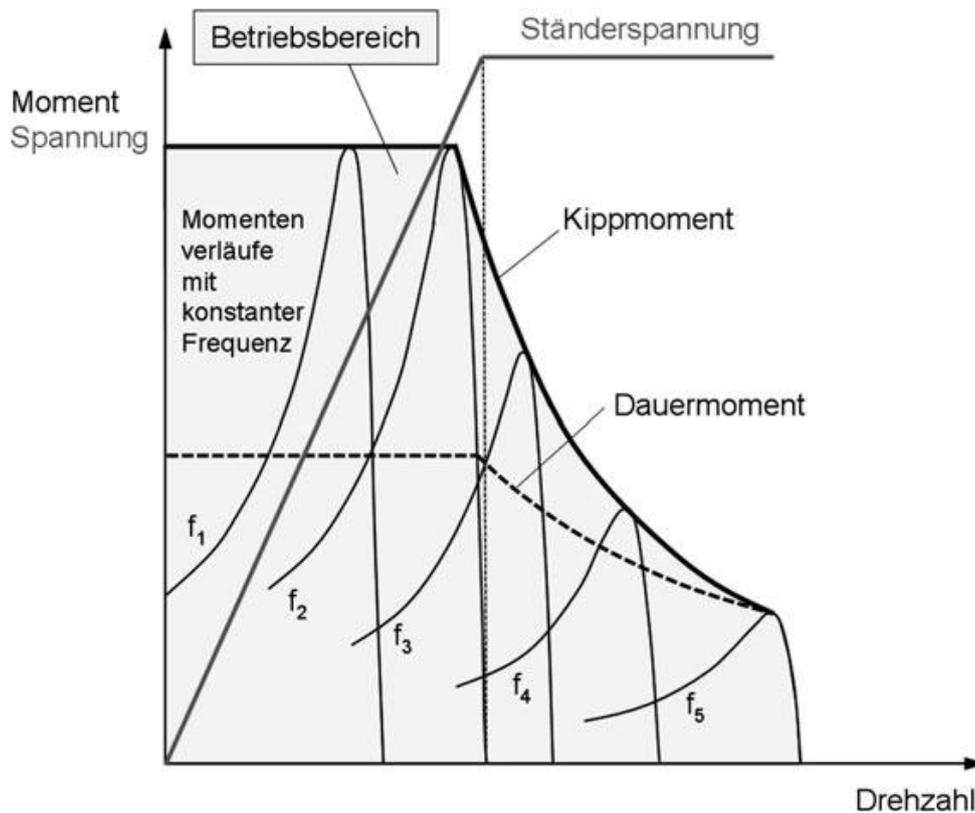


Abbildung 2-10: Idealisierte Betriebskennlinien einer ASM bei veränderlicher Spannung und Frequenz [18]

Ein Beispiel für eine ASM mit Käfigläufer als Startergenerator ist in der nachfolgenden Abbildung 2-11 abgebildet.

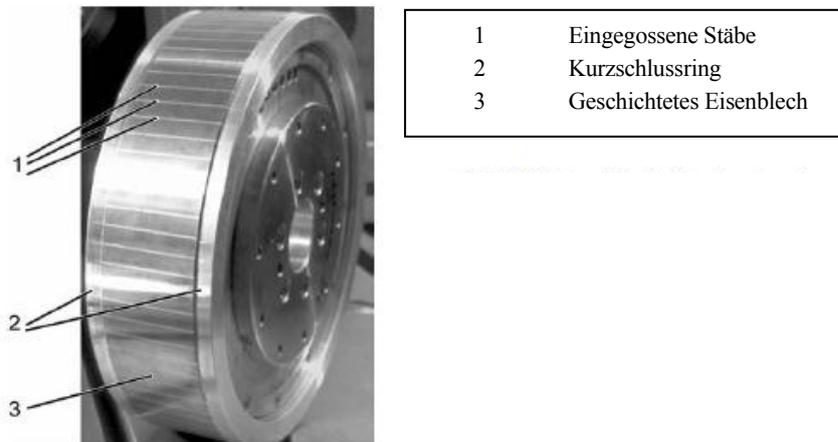


Abbildung 2-11: Kurzschlussläufer einer ASM als Startergenerator [32]

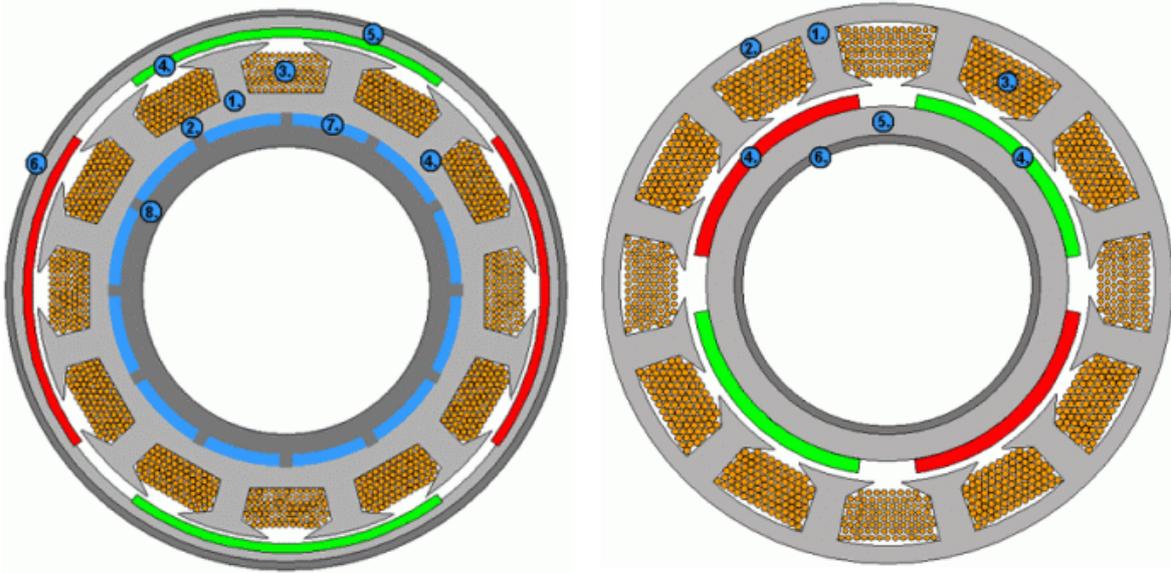
Die ASM zeichnen sich durch folgende Eigenschaften aus [30]:

- robust und kostengünstig
- gute Leistungsdichte
- weiter Betrieb im Feldschwäcbereich ohne Überspannungsschutz möglich
- einfache Rotorhandhabung (keine Dauermagneten)
- schlechter Wirkungsgrad im Teillastbetrieb

Permanent erregte Synchronmaschine

Wie bereits erwähnt, kann bei der SM die Magnetisierung der Pole im Läufer (auch Polrad genannt) durch eine Gleichstromspule (fremd erregte SM) oder durch Dauermagneten (permanent erregte SM) erfolgen. Bei der fremd erregten SM wird der Erregerstrom dem Läufer über zwei Schleifringe zugeführt und das Polrad kann aus massivem Stahl gefertigt sein, da der magnetische Fluss zeitlich konstant ist.

Für die Anwendung in HEVs und EVs hat sich jedoch die PSM durchgesetzt. Ein wesentlicher Grund dafür besteht darin, dass durch die Permanentmagneten auch im Teillastbereich sehr hohe Wirkungsgrade erreicht werden. Als Permanentmagneten werden Seltenerden- bzw. Nd-Fe-B-Magneten, welche eine sehr hohe magnetische Flussdichte aufweisen und kleine Bauvolumina ermöglichen, verwendet. Grundsätzlich unterscheidet man bei der PSM zwischen Außenläufer- und Innenläuferbauweise (siehe Abbildung 2-12) [29][17].



Synchronmaschine mit Außenläufer

1. Stator
2. Statorrücken
3. Kupferwicklung
4. Oberflächenmagnete (Kreisbogensegmente)
5. Rotorblechpaket
6. Rotorwelle in Außenläuferbauweise
7. Wasserkühlung
8. Gehäuse

Synchronmaschine mit Innenläufer

1. Stator
2. Statorrücken
3. Kupferwicklung
4. Oberflächenmagnete (Kreisbogensegmente)
5. Rotorblechpaket
6. Rotorwelle in Innenläuferbauweise

Abbildung 2-12: Außen- und Innenläuferbauform einer PSM [25]

Der Außenläufer eignet sich vor allem bei hochpoliger Ausführung (>8 Polpaare) zur Bereitstellung einer hohen Drehmoment- und Leistungsdichte bei kleinen Drehzahlen. Er hat gegenüber dem Innenläufer den Vorteil, dass keine Bandagierung der Magneten aufgrund der Fliehkräfte notwendig ist [17].

Beim Innenläufer besteht der Vorteil darin, dass außen am Stator eine großflächige Wasserkühlung vorgesehen werden kann, wodurch die Maschine höher belastet werden kann. Weiters besteht bei der Verwendung des Innenläufers die Möglichkeit, bei hochdrehenden Motoren die feldbildenden Magneten im Rotor zu vergraben und dadurch ein Abheben der Magneten zu verhindern (siehe Abbildung 2-13) [17].

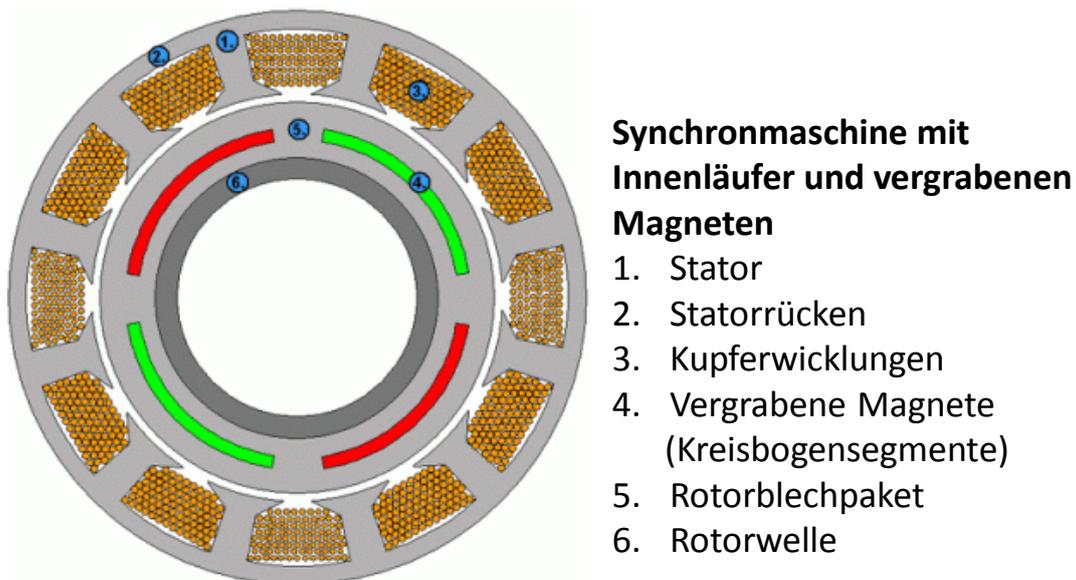


Abbildung 2-13: Innenläufer mit vergrabenen Magneten [25]

Einige Ausführungsbeispiele von Innenläufern sind in Abbildung 2-14 ersichtlich.

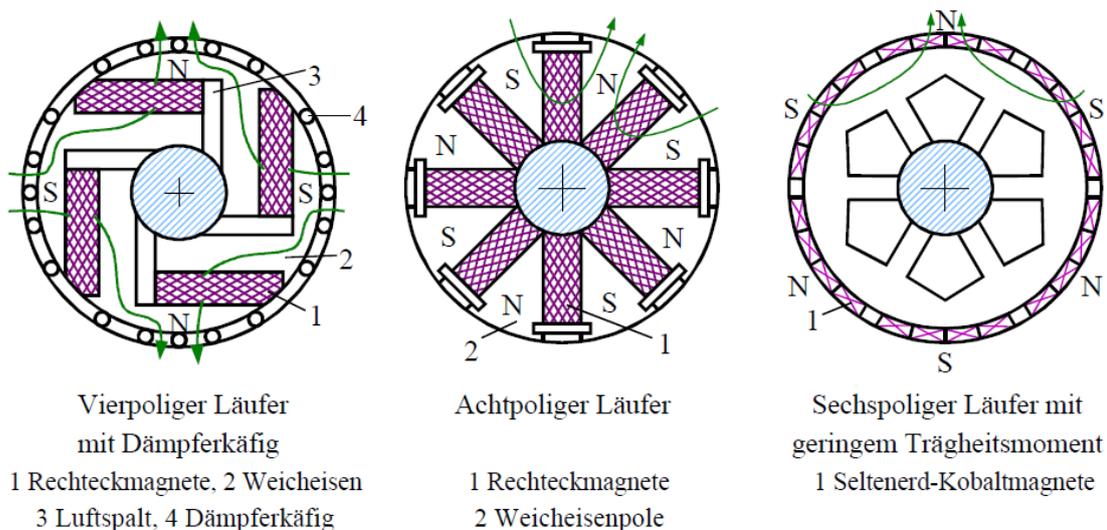


Abbildung 2-14: Innenläuferarten einer PSM [10]

Wie in der nachfolgenden Kennlinie (Abbildung 2-15) verdeutlicht wird, können PSM nicht selbstständig anlaufen. Es gibt drei Möglichkeiten, die PSM auf Synchrondrehzahl zu bringen [3].

- Asynchroner Anlauf
- Anlauf mit Hilfsmotor
- Anlauf mittels Frequenzumrichter

Im automobilen Bereich wird der Anlauf mit Hilfe eines Frequenzumrichters bevorzugt.

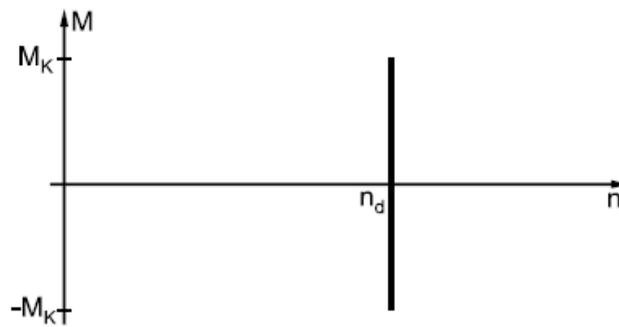


Abbildung 2-15: Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinie einer PSM [3]

Ein Vergleich der Außen- und Innenläuferbauform von PSMs ist in Abbildung 2-16 ersichtlich.

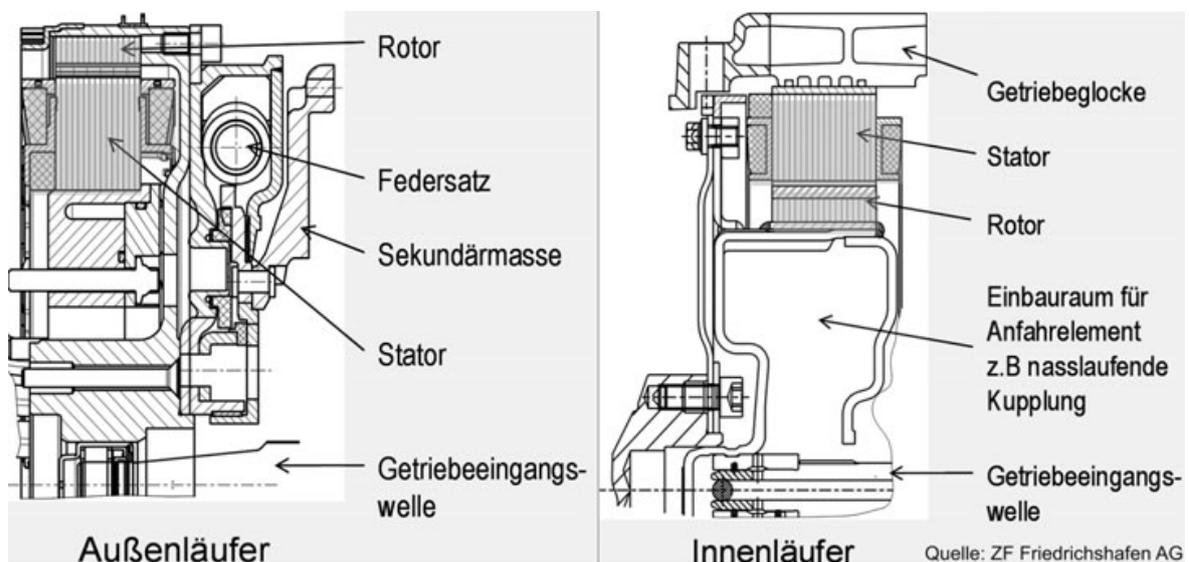


Abbildung 2-16: Vergleich Außenläufer- und Innenläuferbauweise von permanentenerregten Synchronmaschinen [14]

Die Eigenschaften der PSM sind [30]:

- gute Leistungsdichte
- guter Wirkungsgrad in der Teillast
- einfacher mechanischer und elektrischer Aufbau
- geringe Baugröße
- eingeschränkter Betrieb im Feldschwächbereich
- begrenzte Betriebstemperatur bedingt durch die Entmagnetisierung der Permanentmagnete
- teurer als die ASM (aufgrund von Dauermagneten)

2.1.4 Energiespeicher

Der Energiespeicher stellt wahrscheinlich die Schlüsseltechnologie bei der Verwirklichung eines Hybridfahrzeuges dar [37].

Die Auswahl eines geeigneten elektrischen Energiespeichers richtet sich im Wesentlichen nach den folgenden systembedingten Eigenschaften [37]:

- Spezifische Energie [Wh/kg]

Die spezifische Energie beschreibt die auf das Gewicht bezogene Energiespeicherfähigkeit. Sie spielt vor allem bei langen Lade- und Entladevorgängen eine wichtige Rolle. Diese Größe ist besonders für die elektrische Reichweite von Fahrzeugen entscheidend.

- Energiedichte [Wh/l]

Sie ist ein Maß für den Volumenbedarf, der für die Unterbringung eines Energiespeichers benötigt wird. Eine hohe Energiedichte ist insbesondere bei batteriebetriebenen Elektrofahrzeugen entscheidend, da davon die Autonomie des Fahrzeuges abhängt.

- Spezifische Leistung [W/kg]

Besonders wenn die maximalen Lade- und Entladezeiten sehr klein sein sollen, ist die spezifische Leistung eine ausschlaggebende Größe und vor allem bei Start/Stop-, Beschleunigungs- und Rekuperationsvorgängen relevant.

- Leistungsdichte [W/l]

Insbesondere bei Hybridfahrzeugen mit Packagingproblemen bzw. mit begrenztem Bauraum spielt die Leistungsdichte eine große Rolle. Das heißt die Leistungsdichte sollte in diesen Fällen möglichst groß sein.

- Kapazitätsdurchsatz [Ah]

Dieser ergibt sich aus der Multiplikation der beim Entladen und Laden bewegten Energiemenge mit der Zyklenanzahl. Er ist besonders dann ein entscheidendes Kriterium für die Auswahl des Energiespeichers, wenn sich die Batterie im Dauereinsatz befindet. Gerade das ist bei Hybridfahrzeugen, durch die regelmäßigen Brems- und Beschleunigungsvorgänge, der Fall.

- Kalendarische Lebensdauer

Die kalendarische Lebensdauer von Batterien soll bei HEVs im Bereich von 10 Jahren liegen. Die Lebensdauer der Batterie soll damit der des Fahrzeugs entsprechen. Diese Forderung wird insbesondere aus Kostengründen gestellt.

- Kosten

Bei der Auswahl eines Energiespeichersystems sind die Kosten besonders kritisch und stellen nicht nur ein Randkriterium dar.

Zur weiteren Erläuterung von elektrischen Energiespeichersystemen werden nun einige von ihnen kurz beschrieben.

Bleisäure Batterien



Abbildung 2-17: Bleisäure Batterie [19]

Dieser Batterietyp weist im aufgeladenen Zustand eine übliche Zellspannung von 2 Volt auf. Die Vorteile dieses Typs liegen in der ausgereiften Technologie und in den geringen Kosten. Diesen Vorteilen steht jedoch eine Menge von Nachteilen gegenüber. So haben Bleisäure Batterien eine geringe spezifische Energie und eine geringe Energiedichte. Weiters sind keine Schnellladungen möglich und die Verträglichkeit bezüglich Tiefentladungen ist schlecht. Aber auch die geringe Zyklenfestigkeit und die Umweltproblematik des Bleis dürfen nicht außer Acht gelassen werden. Bleiakkumulatoren haben sich trotz dieser Nachteile als Starterbatterie etabliert und sind bis heute Standard in Fahrzeugen. Grundsätzlich ist sie auch für den Einsatz in Micro-Hybrid Systemen geeignet.[19]

Nickel-Metallhydrid Batterien (NiMH)



Abbildung 2-18: Nickel-Metallhydrid Batterie [19]

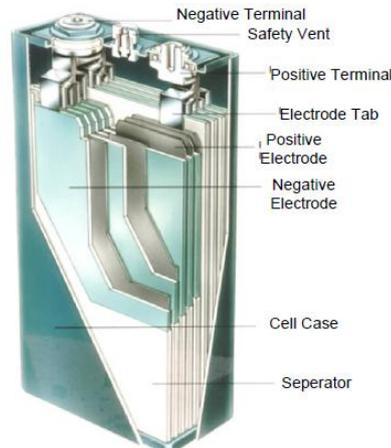


Abbildung 2-19: Aufbau NiMH-Batterie [46]

Bei diesen Batterien liegt die Zellspannung bei circa 1,3 Volt. Die Nickel-Metallhydrid Batterie findet in Hybridfahrzeugen zurzeit am häufigsten Anwendung. Zu ihren Vorteilen zählen die Umweltverträglichkeit, die hohe Energiedichte und die hohe spezifische Energie. Diese Batterien sind auch robust gegen kurzzeitige Über- und Tiefentladung. Nachteilig zu bewerten ist jedoch die begrenzte Lebensdauer und der begrenzte Entladestrom. Ein weiterer Nachteil dieses Systems ist der hohe Wartungsaufwand, um dem Memory-Effekt entgegen zu wirken. Das heißt, die Batterie muss regelmäßig komplett entladen werden.[19]

Lithium-Ionen Batterien (LiIon)



Abbildung 2-20: Lithium-Ionen Batterie [19]

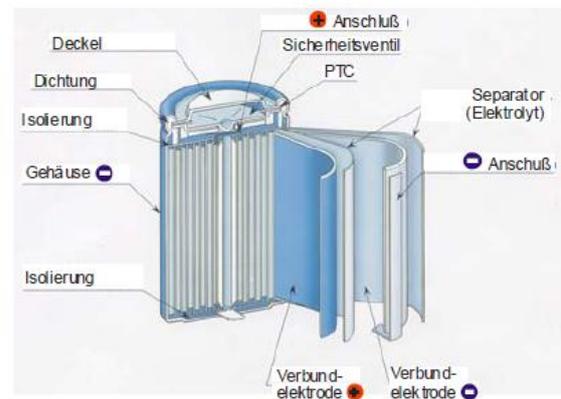


Abbildung 2-21: Aufbau LiIon-Batterie [47]

Die Lithium-Ionen Batterie hat eine Zellspannung von 3,6 Volt. Sie weist eine sehr hohe Energiedichte und eine sehr hohe spezifische Energie auf. Weiters hat diese Batterieart ein sehr gutes Langzeitverhalten (kalendarisch und zyklisch). Eine Eigenschaft, die nicht für dieses System spricht, ist die Explosionsgefahr, welche bei einer Zellenbeschädigung und gleichzeitigem Kontakt mit Wasser entsteht. Weiters sind sie sensibel gegenüber Über- und Tiefentladung. Diese Technologie ist noch nicht ganz ausgereift, hat aber ein noch sehr hohes Entwicklungspotenzial. Eine der größten Herausforderung beim Betrieb von Lithium-Ionen Batterien ist die Sicherstellung des dafür geeigneten Temperaturfensters. [19]

SuperCaps bzw. UltraCaps



Abbildung 2-22: UltraCap [19]

SuperCaps bzw. UltraCaps sind Hochleistungskondensatoren, die eine Zellspannung von 2,5 Volt aufweisen. Sie haben eine sehr hohe spezifische Leistung und eine hohe Lebensdauer. Zusätzlich vertragen sie sehr hohe Lade- und Entladeströme. Nachteile dieses Energiespeichersystems sind die geringe Energiedichte und die hohe Selbstentladung. [19]

Die verschiedenen Speichersysteme können in einem sogenannten Ragone Plot, bei dem die spezifische Leistung über der spezifischen Energie aufgetragen ist, verglichen werden.

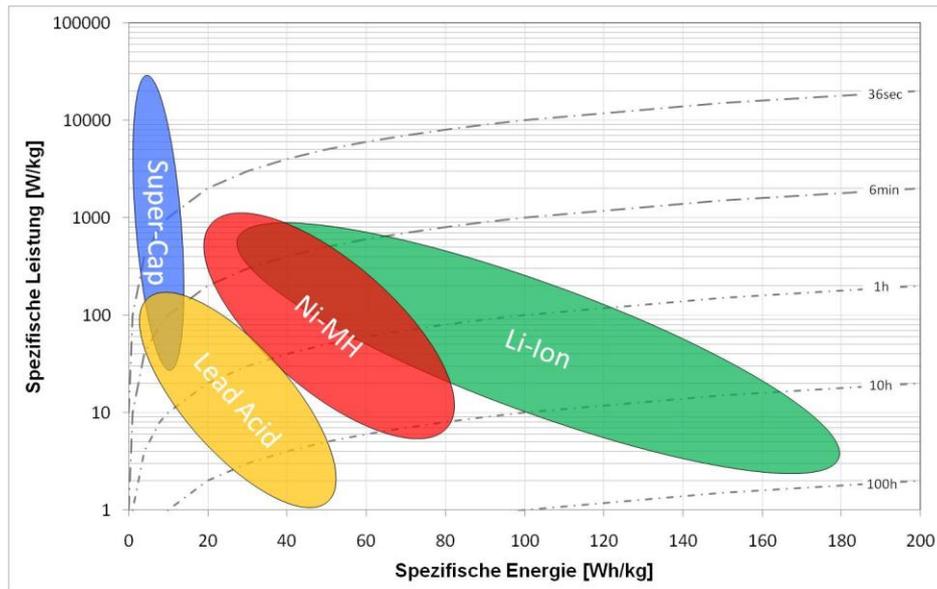


Abbildung 2-23: Ragone Plot [19]

Zu dem in Abbildung 2-23 dargestellten Ragone Plot ist noch zu erwähnen, dass die Temperaturabhängigkeiten der einzelnen Systeme nicht berücksichtigt sind. Die Zeitlinien in diesem Ragone Plot stellen die möglichen Entladezeiten dar.

Auf hydraulische Speichersysteme und Schwungradspeicher wird in dieser Diplomarbeit nicht näher eingegangen, da sie für das Projekt nicht in Frage kommen.

Nach welchen Gesichtspunkten die Auslegung eines Batteriesystems erfolgt, wird im nächsten Abschnitt näher erläutert.

2.1.5 Batterieauslegung

Wie schon erwähnt, stellt die Batterie die Schlüsseltechnologie bei der Entwicklung bzw. Umsetzung eines Hybridkonzeptes dar. Die einzelnen Einflussfaktoren bei der Batterieauslegung sind in Abbildung 2-24 dargestellt [19].

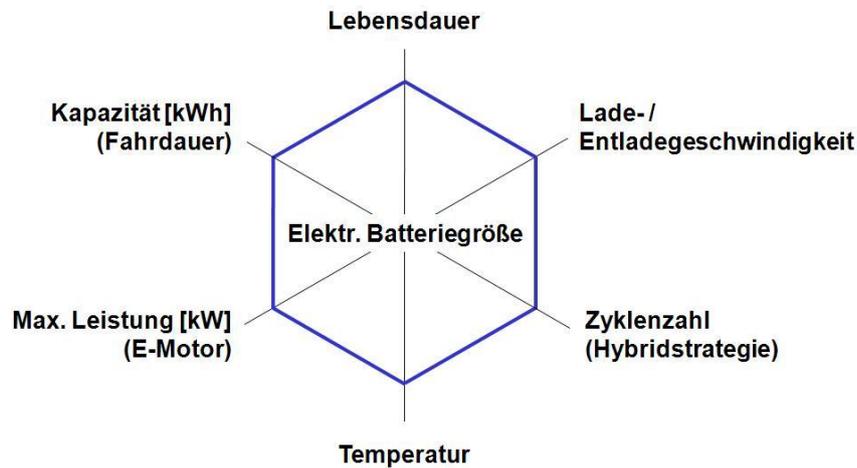


Abbildung 2-24: Einflüsse auf die Batterieauslegung [19]

Neben der Auswahl eines geeigneten Batterietyps sind für die Auslegung folgende Zusammenhänge wichtig [19]:

- Die maximal möglichen Unterstützungs- und Rekuperationspotenziale werden durch die maximale Leistung der E-Maschine bestimmt. Die Lade- und Entladegeschwindigkeiten bzw. die dazugehörigen Leistungen sind in diesem Fall wichtig.
- Die Lebensdauer einer Batterie (SOH = State of Health) wird durch die Zyklenzahl (Hybridstrategie), die Temperatur, dem SOC-Swing (SOC = State of Charge) und dem maximal zugelassenen DOD (Depth of Discharge) entscheidend beeinflusst.
- Für die Reichweite eines Fahrzeuges oder auch für die Dauer der elektrischen Unterstützung ist die Kapazität der Batterien [kWh] maßgeblich.

Die nachfolgende Abbildung 2-25 zeigt einige aktuelle Fahrzeugkonzepte mit ihren dazugehörigen Batteriekapazitäten und elektrischen Motorleistungen.

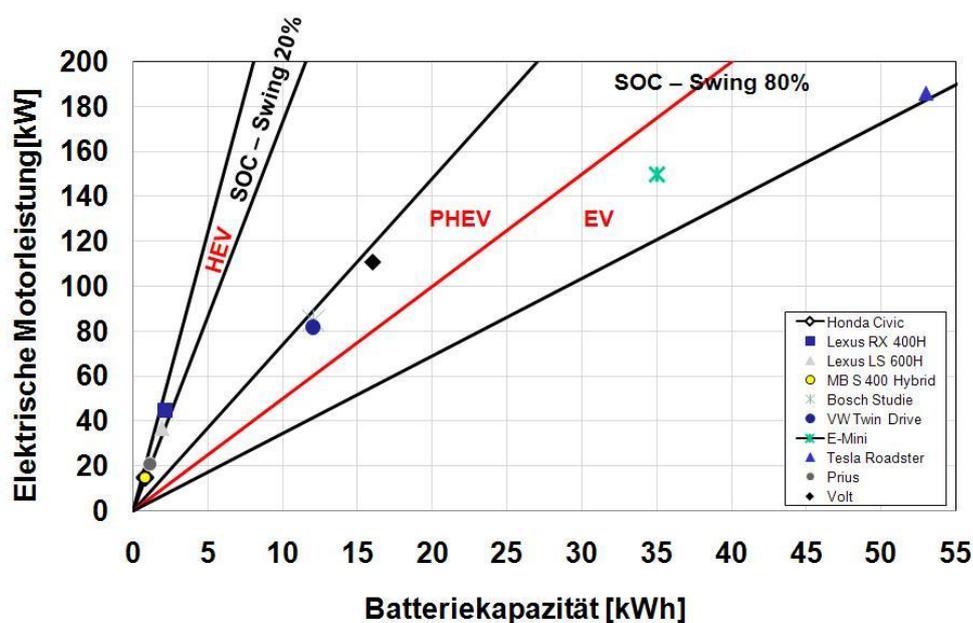


Abbildung 2-25: Batteriekapazitäten heutiger Fahrzeuge [19]

Einfluss des SOC-Swings und der Temperatur auf die Lebensdauer

Durch den SOC (State of Charge) wird der aktuelle Ladezustand der Batterie bzw. der noch verfügbare Anteil der maximalen Batteriekapazität beschrieben. Der SOC ist also einer konventionellen Tankanzeige sehr ähnlich. Problematisch ist jedoch, dass die Batteriespeicherkapazität über die Lebensdauer abnimmt und diese Tatsache aus dem SOC nicht entnommen werden kann. Der Bereich in dem die Batterie entladen und geladen werden kann wird als „SOC-Swing“ bezeichnet. Geht man beim Betrieb der Batterie über diesen Bereich hinaus so hat dies negativen Einfluss auf die Lebensdauer. Nach oben hin besteht das Risiko der Überladung und nach unten hin das Risiko der zu großen Entladung (DOD). Beim Überladen besteht die Gefahr der Überhitzung des Systems und, im Fall der Lithium-Ionen Batterie, dass sich Ionen an den Anoden ablagern, was einen Kapazitätsverlust zur Folge hat. Der Zusammenbruch der Elektroden ist das Ergebnis einer zu starken Entladung. Die genutzten Lade- und Entladeleistungen sowie die Zyklenanzahl sind die entscheidenden Faktoren beim SOC-Swing, wie in Abbildung 2-26 dargestellt.[19]

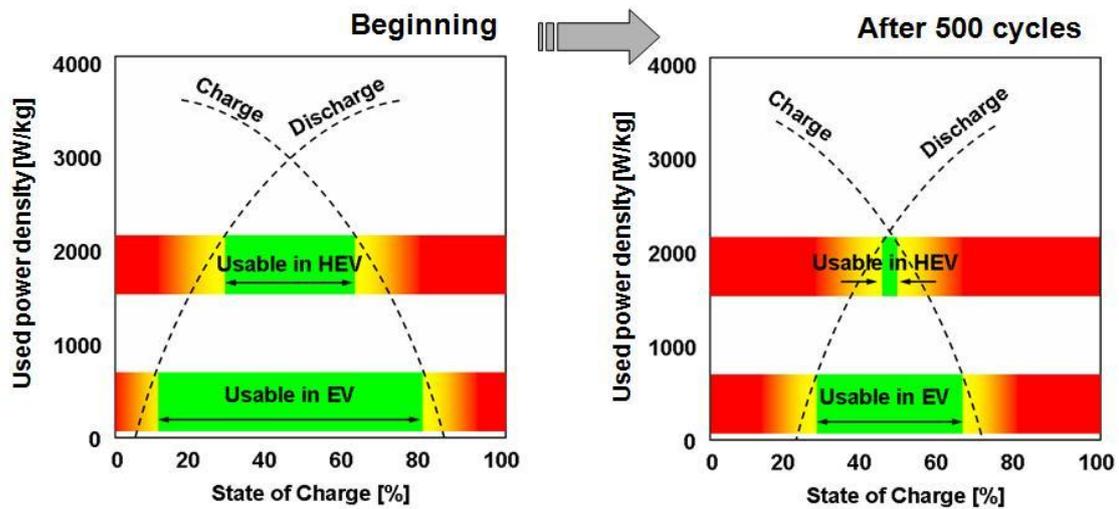


Abbildung 2-26: Einfluss der Lade-/Entladeleistung auf den SOC-Bereich [42]

Auch die Betriebstemperatur hat großen Einfluss auf die Lebensdauer einer Batterie. Es ist sehr wichtig eine Batterie in dem für sie optimalen Temperaturfenster zu betreiben, da es sonst zu Lebensdauereinbußen kommt. Vor allem die Entwicklung eines geeigneten Kühlsystems soll in diesem Fall sehr ernst genommen werden. Für eine Lithium-Ionen Batterie ist dieser Sachverhalt im folgenden Bild (Abbildung 2-27) dargestellt. [19]

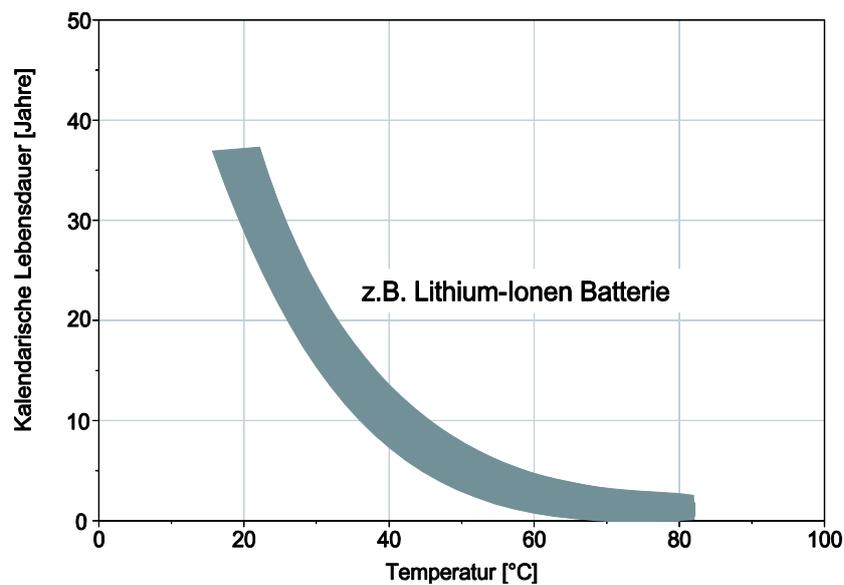


Abbildung 2-27: Einfluss der Temperatur auf die Lebensdauer [7]

Es ist ersichtlich, dass die Lebensdauer der Lithium-Ionen Batterie mit zunehmender Temperatur drastisch abnimmt. Gerade aus den zuvor genannten Gründen ist es notwendig, ein optimales Batteriemanagementsystem (BMS) zu verwenden, das die Batterie in einem definierten Temperatur- und Ladezustandsfenster hält. Ein BMS überwacht neben den Spannungsdaten und Temperaturdaten noch weitere Größen, wie den Ladezustand (SOC), den Zustand der Batterie allgemein (SOH = State of Health) und die Funktionstüchtigkeit (SOF = State of

Funktion). Die Zuverlässigkeit des BMS ist ausschlaggebend für die Gewährleistung einer langen Lebensdauer. [19]

2.1.6 Leistungselektronik

Als Leistungselektronik (PCU = power control unit) wird in der Regel der Stromrichter bezeichnet. Hier erfolgt einerseits eine Umwandlung der Gleichspannung der Energiequelle (Batterie, SuperCap) in eine spannungs- und frequenzvariable Wechselfspannung zur Versorgung der elektrischen Maschinen. Es handelt sich um eine DC/AC-Umwandlung wobei die PCU als Wechselrichter arbeitet. Andererseits erfolgt in der PCU auch eine Gleichrichtung von einem hohen auf ein niedriges Spannungsniveau (DC/DC-Wandler), welches z.B. für das Niederspannungsbordnetz benötigt wird. Die Herausforderungen bei der Leistungselektronik liegen unter anderem in der elektromagnetischen Verträglichkeit (EMV) und in der Kühlung.[19]

In Abbildung 2-28 ist eine in einen PKW integrierte und wassergekühlte Leistungselektronik dargestellt.

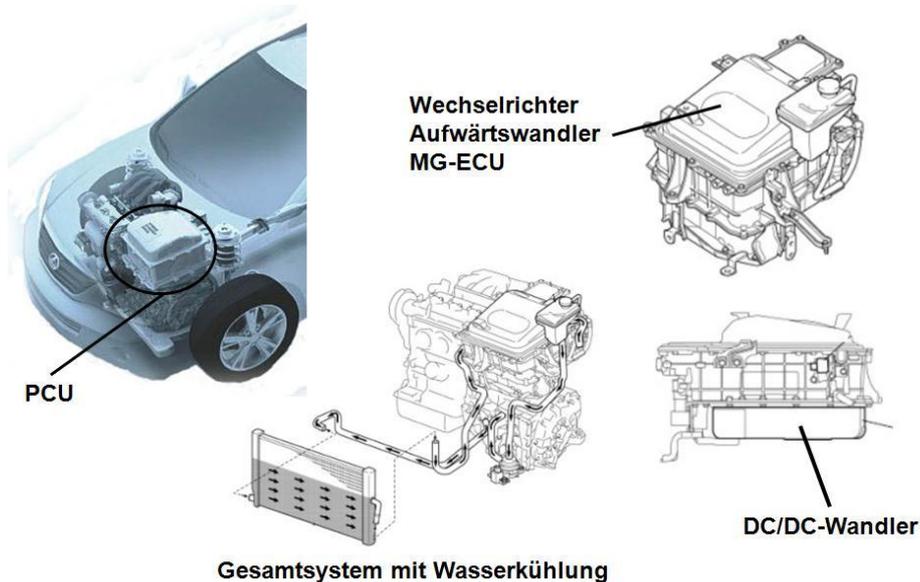


Abbildung 2-28: Leistungselektronik [33]

In dem folgenden Unterkapiteln wird näher auf die Klassifizierung von Hybridfahrzeugen eingegangen.

2.2 KLASSIFIZIERUNG VON HYBRIDFAHRZEUGEN

Die Klassifizierung von Hybridfahrzeugen kann nach den folgenden Aspekten erfolgen [15]:

- Leistung des elektrischen Antriebs
- Antriebsstruktur
- Art der Batterieladung

2.2.1 Einteilung nach der Leistung des elektrischen Antriebs

Bei dieser Einteilung wird hinsichtlich der eingebrachten absoluten elektrischen Leistung (P_{EM}) und den daraus abgeleiteten Funktionalitäten unterschieden [39]. Eine weitere Unterteilung kann nach dem Hybridisierungsgrad erfolgen [19]. Bei beiden Möglichkeiten erfolgt die Einteilung in die folgenden drei Kategorien.

- Mikro-Hybrid
- Mild-Hybrid
- Voll-Hybrid

Die Einteilung nach dem Hybridisierungsgrad wird in Abbildung 2-29 dargestellt. Die Beschreibung der einzelnen Kategorien wurde den zuvor genannten Quellen entnommen.

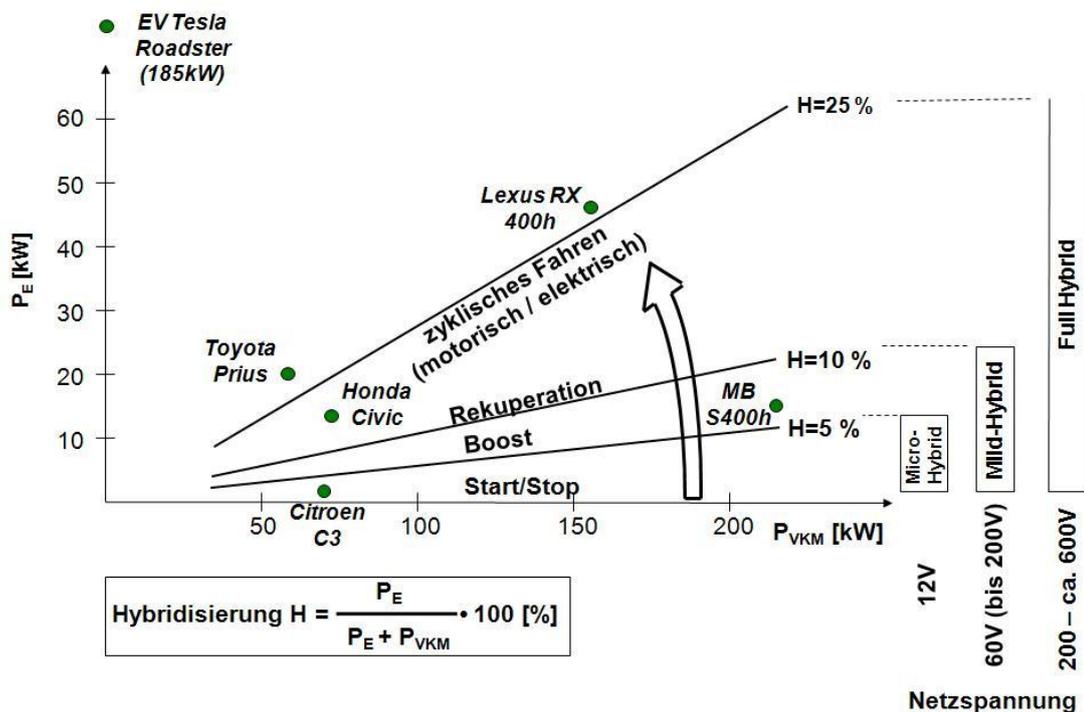


Abbildung 2-29: Einteilung nach dem Hybridisierungsgrad [19]

Mikro-Hybrid

$$P_{EM} < 6 [kW] \text{ bzw. } H = \text{max. } 5\%$$

Mikro-Hybrid-Fahrzeuge verfügen über eine größere Batterie als konventionelle VKM-Fahrzeuge. Durch die höhere Kapazität des Energiespeichers sind die Realisierung einer Start/Stop-Funktion sowie ein optimierter Generatorbetrieb möglich. Das Prinzip hinter der Start/Stop-Funktion liegt darin, dass eine Steuerung erkennt wenn der Fahrer anhalten möchte und die VKM daraufhin abschaltet. Erst wenn der Fahrer das Bremspedal loslässt oder das Gaspedal betätigt wird die VKM über die E-Maschine gestartet. Hier werden sehr hohe Anforderungen an den Starter gestellt. Zusätzlich wird durch intelligente Betriebsstrategien versucht, die Batterie in dafür optimalen Betriebspunkten zu laden (Schub- und Bremsbetrieb) und die elektrischen Verbraucher bedarfsgerecht zu betreiben. Der Energiespeicher ist jedoch nicht für den Antrieb eines elektrischen Traktionsantriebes oder für die Rekuperation ausgelegt. Die Spannung der hier verwendeten E-Maschinen liegt bei 12 V. Laut Literatur soll eine Senkung des Streckenverbrauchs von 3% bis 6% möglich sein [39].

Der Mikro-Hybrid erfüllt also folgende Funktionalitäten:

- Start & Stop
- regelbarer Generator

Mild-Hybrid

$$P_{EM} = 6 \text{ bis } 20 [kW] \text{ bzw. } H = \text{max. } 10\%$$

Beim Mild-Hybrid ermöglicht der Elektromotor neben der Start/Stop-Funktion auch die Unterstützung der VKM während des Beschleunigungsvorgangs (Boosten). Er kann aber auch als Generator betrieben werden, wodurch es möglich ist, Bremsenergie in elektrische Energie umzuwandeln und in einer Batterie zu speichern (rekuperieren). Durch eine Lastpunktverschiebung in der VKM kann ein besserer spezifischer Verbrauch erreicht werden. Auf die Lastpunktverschiebung in der VKM wird in Kapitel 2.3.1 noch näher eingegangen. Die übliche Betriebsspannung solcher E-Maschinen liegt im Bereich von 60 V bis 200 V. Bei einem solchen Konzept kann der Streckenverbrauch um bis zu 20% gesenkt werden [39].

Der Mild-Hybrid erfüllt folgende Funktionalitäten:

- Start & Stop
- Boost-Funktion
- Rekuperation

Voll-Hybrid

$$P_{EM} > 40 [kW] \text{ bzw. } H > 20\%$$

Der Unterschied zwischen dem Voll-Hybrid und dem Mild-Hybrid liegt in einer noch größeren Batterie bzw. E-Maschine. Beim Voll-Hybrid ist, neben den Funktionen des Mild-Hybrids, zusätzlich noch das rein elektrische Fahren möglich. Der Betrieb der E-Maschine erfolgt in einem Bereich von 200 V bis 650 V. Weiters liegt das Einsparungspotenzial für den Streckenverbrauch bei bis zu 30 – 40% [39].

Der Voll-Hybrid erfüllt folgende Funktionalitäten:

- Start & Stop
- Boost-Funktion

- Rekuperation
- Rein elektrisches Fahren

Bezüglich des Einsparungspotenzials beim Streckenverbrauch für Mikro-, Mild- und Voll-Hybridkonzepte ist zu sagen, dass dieses sehr stark vom jeweiligen Fahrzyklus abhängig ist. Des Weiteren sind in der Literatur sehr unterschiedliche Angaben zu finden. Die Thematik bezüglich des Fahrzyklus soll die folgende Abbildung (Abbildung 2-30) veranschaulichen.

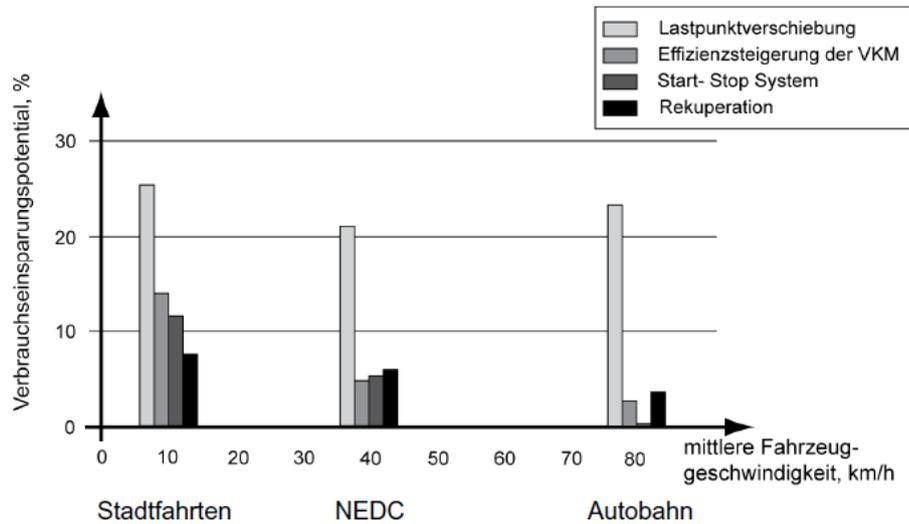


Abbildung 2-30: Verbrauchseinsparungspotential [12]

In Abbildung 2-31 ist die Einteilung nach der elektrischen Leistung und den Funktionen ersichtlich. Weiters werden in dieser Abbildung die bisher beschriebenen Aspekte noch einmal zusammengefasst.

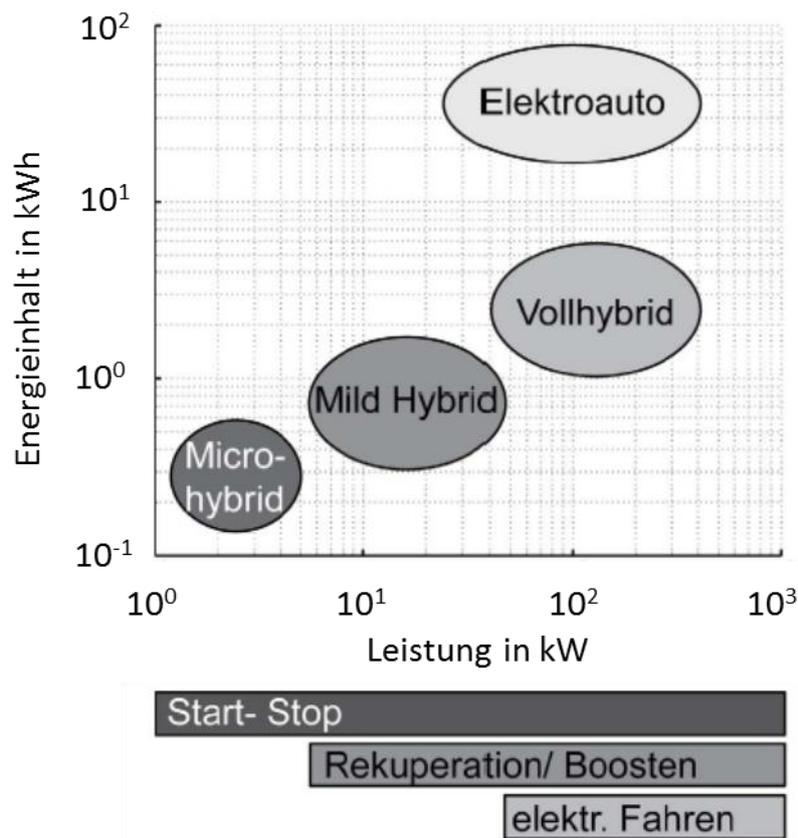


Abbildung 2-31: Einteilung nach elektrischer Leistung und Funktionen [12]

Abbildung 2-31 verdeutlicht, dass die einzelnen Funktionalitäten einer gewissen elektrischen Leistung der E-Maschine und eines gewissen Energieinhaltes des elektrischen Energiespeichers bedürfen. Beispielsweise benötigt ein Vollhybrid eine wesentlich höhere elektrische Leistung und einen wesentlich höheren Energieinhalt des Speichers als ein Microhybrid, um seinen Anforderungen gerecht zu werden.

2.2.2 Einteilung nach der Antriebsstruktur

Die Einteilung nach der Antriebsstruktur bzw. nach der topologischen Anordnung der Komponenten sieht wie folgt aus [19]:

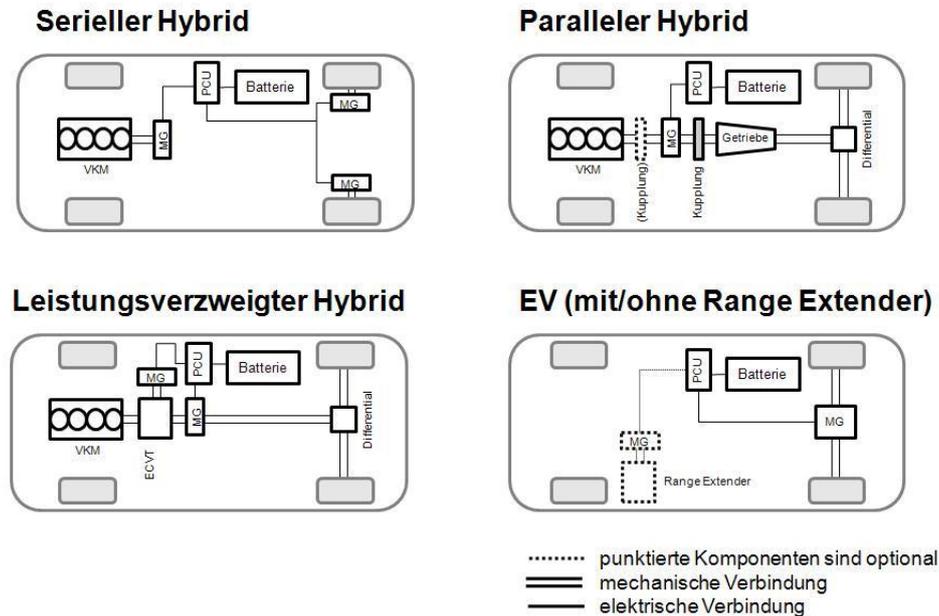


Abbildung 2-32: Strukturelle Einteilung von Hybridfahrzeugen [19]

Serieller Hybrid

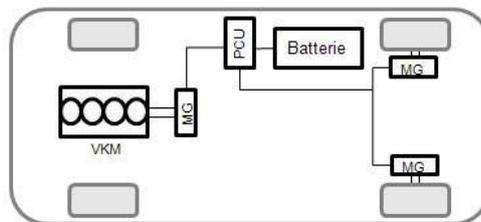


Abbildung 2-33: Serieller Hybrid [19]

Der serielle Hybrid ist dadurch gekennzeichnet, dass keine mechanische Verbindung zwischen der VKM und den Rädern besteht. Bei diesem Hybridkonzept wird die Energie mehrfach umgewandelt. Die mechanische Energie der VKM wird zuerst im Generator in elektrische Energie umgeformt. Diese elektrische Energie wird entweder in einer Batterie zwischengespeichert oder direkt an eine E-Maschine weitergeleitet. Weiters treibt die E-Maschine die Räder an, wodurch die elektrische in mechanische Energie umgewandelt wird. Durch die Trennung der VKM von den Rädern ist es möglich, die VKM in günstigen Drehzahl- und Lastbereichen zu betreiben. Zusätzlich werden kein Getriebe und keine Kupplung in diesem Antriebsstrang benötigt. Die Möglichkeit der flexiblen Anordnung der Motoren wirkt sich auch sehr positiv auf dieses Konzept aus. Nachteilig ist jedoch die Wirkungsgradkette

„VKM-Rad“ zu betrachten, da durch die mehrmalige Energiewandlung der Gesamtwirkungsgrad deutlich sinkt. Ein weiterer Nachteil ist, dass die VKM und die E-Maschine für die gesamte Fahrleistung ausgelegt werden müssen und dadurch beide Komponenten groß und schwer sind.[19]

Paralleler Hybrid

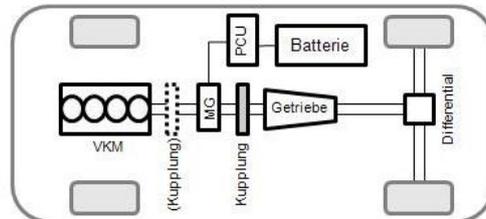


Abbildung 2-34: Paralleler Hybrid [19]

Dieses Konzept ist durch eine mechanische Verbindung zwischen der VKM und den Rädern charakterisiert. Dies bewirkt Vorteile bezüglich der Wirkungsgradkette, da die elektrischen Komponenten deaktiviert werden können. Durch parallele Anordnung der Motoren unterstützen sich diese gegenseitig, wodurch deren Dimensionierung kleiner ausfällt. Ein Mitschleppen der VKM beim rein elektrischen Fahren kann durch die Integration einer zweiten Kupplung vermieden werden. Die Notwendigkeit eines Getriebes und von Kupplungen wirkt sich nachteilig auf dieses Konzept aus. Zusätzlich muss die VKM auch in ungünstigen Drehzahl- und Lastbereichen betrieben werden. Auch die Möglichkeit, die Motoren flexibel anzuordnen, ist eingeschränkt.[19]

Leistungsverzweigter Hybrid

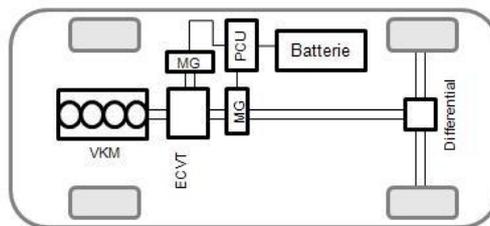


Abbildung 2-35: Leistungsverzweigter Hybrid (One-mode Hybrid) [19]

Ein leistungsverzweigter Hybrid oder Powersplit-Hybrid wird durch den Einsatz von einem ECVT (electronically controlled continuous variable transmission) umgesetzt. Hier stellt ein Planetengetriebe die Verbindung zwischen der VKM und den Motor-Generatoren (MG) her. Bei diesem Konzept ist sowohl ein serieller als auch ein paralleler Betrieb möglich. Weiters ist der Betrieb der VKM durch die Regelung des Generators, bei jeder beliebigen Drehzahl möglich. Die hier beschriebene Ausführung wird als One-mode Hybrid bezeichnet (Beispiel: Toyota Prius).[19]

Eine weitere Ausbaustufe stellt der Two-mode Hybrid (Beispiel: Lexus LS 600h) dar. Dieses Konzept wird durch Addition eines weiteren Getriebes bzw. Planetensatzes erreicht, wodurch

zwei EVT (electronically variable transmission) Betriebsarten möglich sind. Eine ist auf niedrige und eine auf hohe Geschwindigkeiten hin optimiert. Der durch die ständige Leistungsverzweigung über den elektrischen Pfad resultierende schlechtere Wirkungsgrad des One-mode Hybrid kann dadurch reduziert werden.[19]

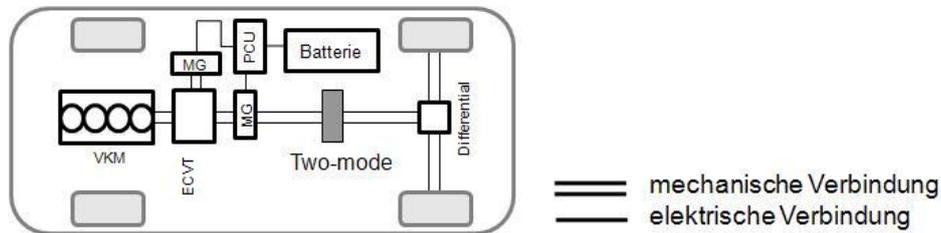


Abbildung 2-36: Two-mode Hybrid [19]

Elektrofahrzeug mit oder ohne Range Extender

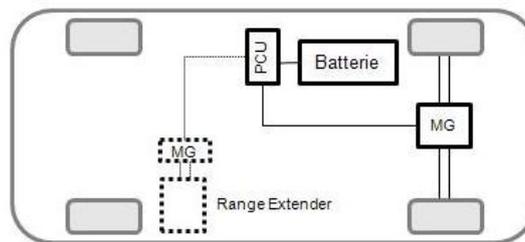


Abbildung 2-37: EV (mit/ohne Range Extender) [19]

Für das EV (electric vehicle) ist zu erwähnen, dass durch den Einsatz eines sogenannten Range Extenders die Reichweite des Fahrzeugs erhöht werden kann. Hierzu kann eine „kleine“ VKM verwendet werden, die in bestimmten Betriebspunkten verbrauchsgünstig betrieben wird. [19]

Auf die Thematik der Range Extender wird in dieser Diplomarbeit nicht näher eingegangen, da ein solches Antriebskonzept im Rahmen des HyPower-Projektes nicht in Frage kommt.

2.2.3 Einteilung nach Art der Ladung der Batterie

Nach der Art der Ladung der Batterie unterscheidet man zwischen „Autark“ und „Plug-in“ Hybrid [15].

Beim autarken Hybrid wird nur der Kraftstofftank des Fahrzeugs befüllt und das Laden der Batterie erfolgt über die VKM und die E-Maschine im Generatorbetrieb. Eine Aufladung der Batterie von außen, zum Beispiel aus dem 220V-Netz, erfolgt nicht.

Das PHEV (Plug-in hybrid electrical vehicle) ist dadurch gekennzeichnet, dass die Batterie auch extern über das Stromnetz geladen werden kann.

2.3 VORTEILE UND NACHTEILE DER HYBRIDISIERUNG

2.3.1 Vorteile der Hybridisierung

Bei der Hybridisierung des Antriebsstrangs ergeben sich vor allem durch die sogenannten „neuen Betriebsmodi“ einige Vorteile. Diese neuen Betriebsmodi lauten wie folgt [12]:

- Start/Stop
- Boost
- Rekuperation
- Betriebspunktverschiebung
- Rein elektrisches Fahren

Start/Stop-Funktion

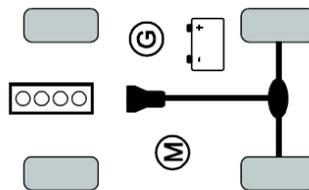


Abbildung 2-38: Start/Stop-Funktion (M=E-Motor, G=Generator) [12]

Dieser Betriebsmodus ermöglicht für den Fall des Ausrollens oder Stillstandes des Fahrzeuges, dass die VKM abgeschaltet wird. Erst beim Loslassen des Bremspedals oder beim Betätigen der Kupplung beziehungsweise des Gaspedals wird die VKM wieder gestartet. Diese Funktionalität kann, wie in Abbildung 2-30 dargestellt, im Stadtzyklus eine Verbrauchseinsparung von bis zu 10% realisieren.[12]

Boost-Funktion

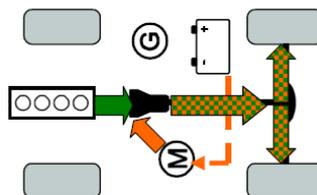


Abbildung 2-39: Boost-Funktion [12]

Die Boost-Funktion bietet verschiedene Vorteile: Einerseits erfolgt durch Unterstützung der VKM mit der E-Maschine beim Beschleunigen eine Erhöhung der Zugkraft (Fahrspaßes), andererseits können ineffiziente Bereiche der VKM bei der Beschleunigung durch frühere Gangwechsel ohne Leistungsverlust schneller überbrückt werden, wodurch Kraftstoff eingespart werden kann. Auch im konstruktiven Bereich der VKM ergibt sich der Vorteil, dass

auf einen Turbolader verzichtet werden kann und dennoch ähnliche Fahrleistungen erreicht werden. [12]

Rekuperation

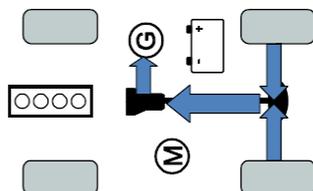


Abbildung 2-40: *Rekuperation [12]*

Durch die Rekuperation kann im Schub- oder Bremsbetrieb Energie rückgewonnen und für die nächste Beschleunigung wieder verwendet werden. Hierzu wird die elektrische Maschine im Generatorbetrieb betrieben. Dadurch wird die Bewegungsenergie in elektrische Energie umgewandelt und in einer Batterie zwischengespeichert. Bei Bedarf wird diese Energie zum Beispiel für eine Beschleunigung wieder bereitgestellt. Durch die begrenzte Leistungsaufnahme des Energiespeichers und dadurch, dass die Umwandlung mit Verlusten behaftet ist, kann jedoch nur ein Teil der Energie rekuperiert werden. [12]

Betriebspunktverschiebung

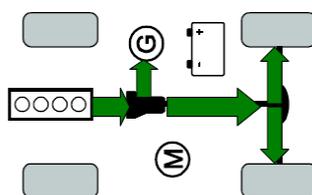


Abbildung 2-41: *Betriebspunktverschiebung [12]*

Wie bereits in Kapitel 2.1.1 beschrieben, kann durch eine Lastpunktverschiebung eine Verbrauchseinsparung erzielt werden. Die Lastpunktverschiebung erfolgt einerseits durch die Verringerung des Hubvolumens (Downsizing) sowie andererseits durch die Verringerung der Motordrehzahl (Downspeeding). Weiters kann auch eine Betriebspunktverschiebung der VKM zu höheren Lasten und damit zu höheren Wirkungsgraden durch das Hinzuschalten der E-Maschine erfolgen. Dadurch erfolgt auch ein Laden der Batterie bzw. eine Erzeugung der elektrischen Energie in Bereichen höheren Wirkungsgrades. Der Vorteil der Betriebspunktverschiebung liegt darin, dass die VKM meistens in Bereichen optimalen Wirkungsgrades betrieben werden kann. [12]

Wie diese Lastpunktverschiebung mittels des Generators erfolgt, ist in Abbildung 2-42 veranschaulicht. Liegt der Betriebspunkt der VKM in einem Bereich mit schlechtem Verbrauch, so ist es durch Hinzuschalten der E-Maschine und durch Downspeeding möglich, den Betriebspunkt der VKM hin zu höheren Lasten und damit zu günstigeren Verbräuchen zu

verschieben. Die dabei erzeugte überschüssige Energie kann dabei zum Laden der Batterie verwendet werden. [12]

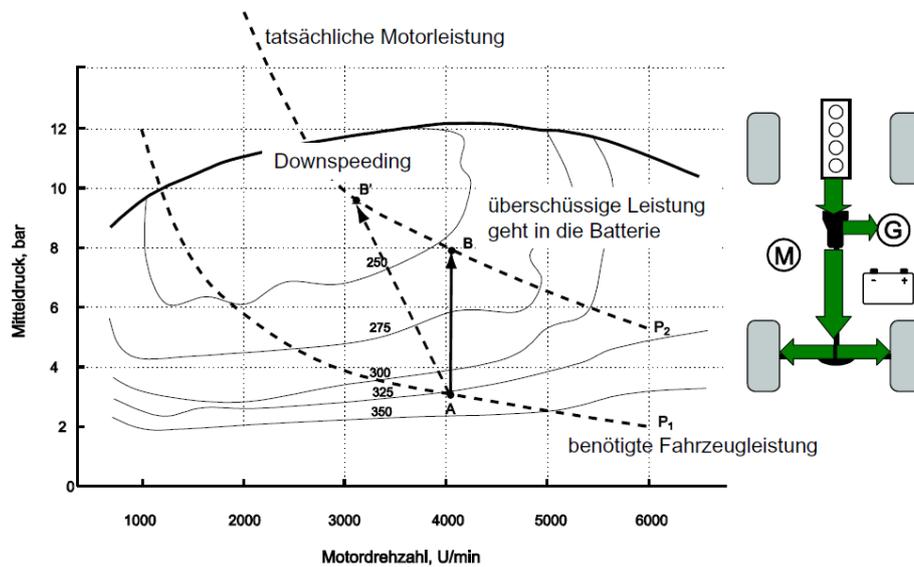


Abbildung 2-42: Neuer Betriebsmodus Lastanhebung [12]

Rein elektrisches Fahren

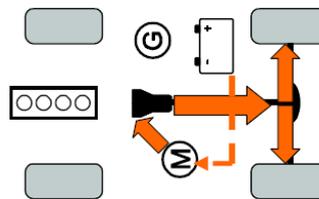


Abbildung 2-43: Rein elektrisches Fahren [12]

In diesem Betriebsmodus übernehmen, beim Vollhybrid, die Batterie und die E-Maschine den alleinigen Antrieb des Fahrzeuges. Dadurch ist ein lokal emissionsfreier und ein leiser Betrieb des Automobils möglich. Erst wenn die Leistung der Batterie für den Antrieb nicht mehr ausreicht, wird die VKM aktiviert und hinzugeschaltet. [12]

2.3.2 Nachteile bzw. Herausforderungen der Hybridisierung

Die Nachteile der Hybridisierung lassen sich allgemein in folgende Punkte gliedern [19][31]:

- Höhere Masse
- Packaging
- Komplexität
- Fehlerwahrscheinlichkeit bzw. mehr Fehlerquellen
- Regelung und Überwachung
- Sicherheit
- Kosten

Höhere Masse

Klar ist, dass durch die zusätzlichen Bauteile in einem Hybridfahrzeug, wie die größere Batterie, die Leistungselektronik, die E-Maschine, etc., der Kraftstoffverbrauch grundsätzlich steigt. Diese Tatsache kann jedoch durch die vorher genannten neuen Betriebsmodi mehr als nur kompensiert werden, wie in Abbildung 2-44 ersichtlich ist. Trotzdem wäre eine noch weitere Optimierung der Komponenten hinsichtlich Masse wünschenswert.

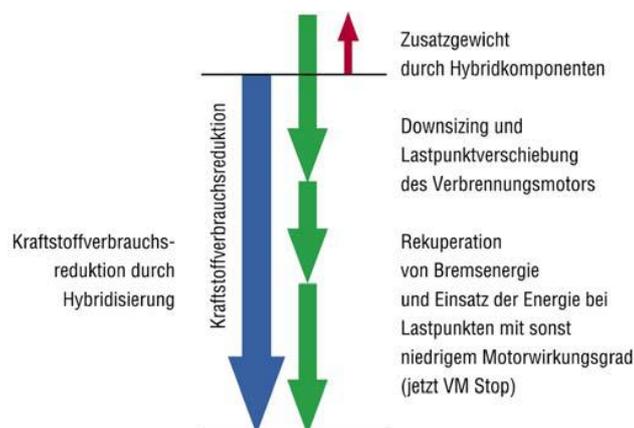


Abbildung 2-44: *Pfade der Verbrauchsreduzierung, Mittelklasse PKW [11]*

Packaging

Da man schon bei konventionellen Fahrzeugen ohne Hybridisierung mit dem zur Verfügung stehenden Bauraum an die Grenzen stößt, stellt das Packaging bei Hybridfahrzeugen eine große Herausforderung und ein großes Problem dar. Zwar kann die VKM durch das mögliche Downsizing kleiner ausfallen, aber dieser eingesparte Platz ist auch notwendig, um die neuen Komponenten unterzubringen. Vor allem die Batterie benötigt sehr viel Platz und muss schwerpunktsoptimal und sicherheitsoptimal integriert werden. Auch die Unterbringung des Kühlsystems der Batterie, der Leistungselektronik und der E-Maschine ist komplex, da diese in einem bestimmten Temperaturfenster betrieben werden müssen.

Komplexität

Durch die zusätzlichen Komponenten in einem HEV werden der Aufbau, das Zusammenwirken der Komponenten, die Regelung und, wie vorher erwähnt, das Packaging sehr komplex. Diese Tatsache stellt den Ingenieur vor eine Vielzahl von Problemen und Herausforderungen.

Fehlerwahrscheinlichkeit bzw. mehr Fehlerquellen

Weiters steigt auch durch die zunehmende Anzahl komplexer Systeme in Hybridautomobilen die Wahrscheinlichkeit für Fehler. Die Fehlerwahrscheinlichkeit abschätzen und verringern zu können ist eine wichtige Disziplin, um serienreife und konkurrenzfähige Fahrzeuge auf den Markt zu bringen.

Regelung und Überwachung

Auch die Regelung der Hybridkomponenten stellt eine große Herausforderung dar. Beispielsweise sollten die Fahreigenschaften eines Hybridfahrzeuges jenen eines konventionellen Fahrzeuges entsprechen bzw. diese sogar übertreffen. Das heißt, dass die Übergänge zwischen den einzelnen Betriebsmodi so zu regeln sind, dass sie vom Fahrer nicht bemerkt bzw. als „normal“ empfunden werden.

Weiters erfordert ein Hybridkonzept ein sehr aufwändiges Wärmemanagement, damit alle Komponenten im jeweiligen dafür vorgesehenen Temperaturfenster betrieben werden können.

Durch die Vorschriften bezüglich der „On Bord Diagnose“ (OBD) kommt ein weiterer Faktor zu den Herausforderungen hinzu. Da die OBD 2 beim PKW alle als abgasrelevant eingestufte Systeme überwachen muss, kommen bei Hybridfahrzeugen die Batterie, die Leistungselektronik und die E-Maschine zu den zu überwachenden Systemen hinzu. Beim Spyder ist jedoch nur OBD 1 gesetzlich vorgeschrieben, welche nur jene Komponenten überwacht, die mit dem elektronischen Steuergerät der Motorsteuerung verbunden sind.

Sicherheit

Da bereits eine Gleichspannung von 120 Volt für den Menschen tödlich ist und man bei heutigen HEVs schon deutlich darüber liegt, ist auch das Thema Sicherheit ein wichtiger Punkt. Auch die Explosionsgefahr bei Lithium-Ionen Batterien stellt ein hohes Sicherheitsrisiko dar. Diese Gefahrenpunkte erfordern besondere Schutzmaßnahmen, die auch gesetzlich geregelt sind. Eine der Schutzmaßnahmen ist z.B. dass das Berühren von spannungsführenden Teilen nicht möglich sein darf.

Kosten

Fakt ist, dass durch die Integration der neuen Komponenten auch die Kosten steigen, welche der Kunde auch bereit sein muss zu bezahlen. Zwischen den Kosten und der Verbrauchsminderung besteht ein Trade-Off, welcher in Abbildung 2-45 verdeutlicht wird. Es ist ersichtlich, dass die Kraftstoffeinsparung mit zunehmendem Hybridisierungsgrad steigt und zugleich aber auch die Kosten zunehmen.

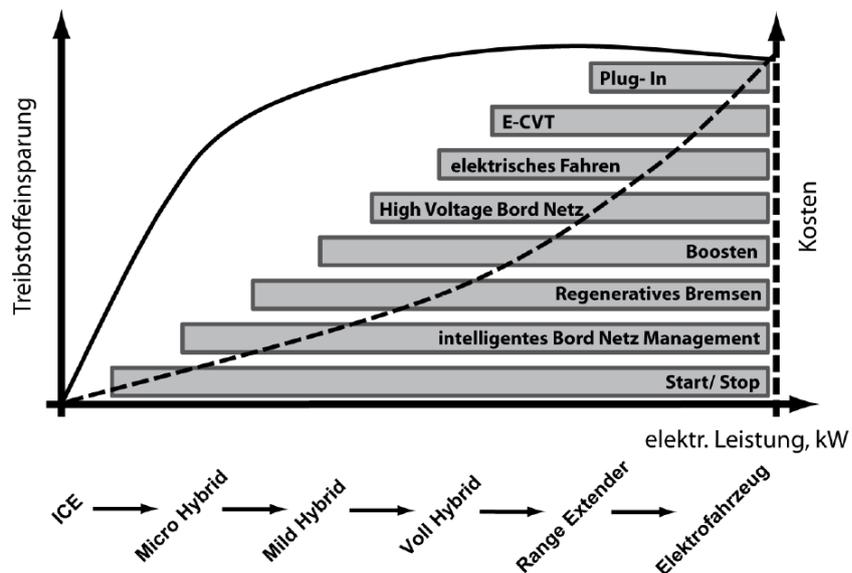


Abbildung 2-45: Trade-Off Treibstoffeinsparung/Kosten (ICE= Internal Combustion Engine) [12]

Welche Fahrzeugbereiche durch die Hybridisierung betroffen sind ist in Abbildung 2-46 dargestellt.

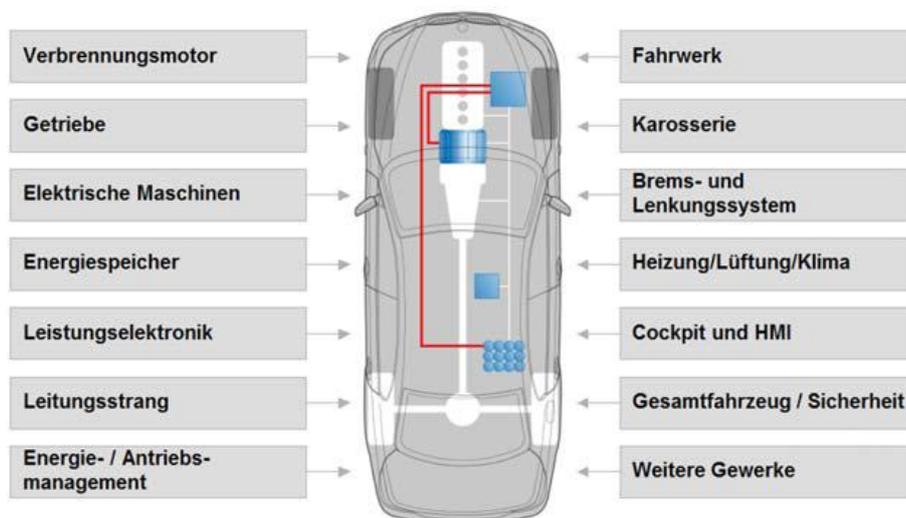


Abbildung 2-46: Durch Hybridisierung betroffene Fahrzeugbereiche [34]

Wie bereits erwähnt hat das Thema Wärmemanagement bzw. thermisches Management, bei Hybridfahrzeugen, eine große Bedeutung. Auf die Gründe für die Umsetzung eines thermischen Managements wird im nachfolgenden Kapitel eingegangen.

2.4 THERMISCHES MANAGEMENT IN HYBRIDFAHRZEUGEN

Bei der Entwicklung eines hybriden Antriebsstrangs ist es sehr wichtig, dass alle relevanten thermodynamischen Energieflüsse erfasst und berücksichtigt werden. Hierfür gibt es zwei Gründe, die auch als Hauptziele eines guten thermischen Managements bezeichnet werden können.

Einerseits sollte das thermische Management die Hybridsteuereinheit (HCU-Hybrid Control Unit) bei der Wahl einer effektiven Betriebsstrategie unterstützen. Hierfür ist es notwendig, dass man über die aktuellen Energieflüsse zwischen den Komponenten sowie deren aktuelle thermische Zustände Bescheid weiß. Andererseits sollte das Wärmemanagement für die Einhaltung der Temperaturgrenzen aller relevanter Komponenten Sorge tragen. Dies ist vor allem für die Lebensdauer wie auch für den optimalen Betrieb wichtig.

Die Umsetzung eines effizienten thermischen Managements basiert auf einer detaillierten Darstellung des sogenannten thermischen Netzwerks. In Hybridfahrzeugen kann sich dies als sehr komplex erweisen. Hier sollen neben der VKM auch die Leistungselektronik, die Batterie und E-Maschine gekühlt werden. Die anfallende Wärme der Leistungselektronik, Batterie und E-Maschine ist zwar geringer als die der VKM, aber zumindest genauso bedeutend. Die Einhaltung der Temperaturgrenzen stellt sich also als sehr wichtig dar. Grund hierfür ist, dass bei einer Überschreitung der Grenzen die Leistung zurückgenommen werden muss, wodurch unter Umständen kein verbrauchs- bzw. wirkungsgradoptimaler Betriebsmodus mehr möglich ist. Das Kühlsystem hat in HEVs zwei Aufgaben. Erstens soll es die Komponenten in allen Betriebszuständen optimal kühlen. Zweitens soll es dafür sorgen, dass bei Kaltstart alle Teilsysteme so schnell wie möglich ihre optimale Betriebstemperatur erreichen. Ein großes Entwicklungspotenzial liegt hier vor allem in der Abstimmung des Warmlaufverhaltens der VKM. Ein schneller Warmlauf bewirkt einerseits eine Reduktion der Reibverluste und damit des Kraftstoffverbrauchs, andererseits benötigen auch die Abgasnachbehandlungssysteme im Abgastrakt ein gewisses Temperaturniveau, um Emissionen wirkungsvoll reduzieren zu können. Das bedeutet, dass der Betrieb der Komponenten eines Hybridfahrzeuges, wie der VKM, der Batterie, der Leistungselektronik und der E-Maschine in einem für sie optimalen Temperaturfenster erfolgen muss, um daraus in weiterer Folge eine geeignete Strategie ableiten zu können. [18]

Um nun Fahrzeuge bzw. Hybridfahrzeuge hinsichtlich Verbrauch, Abgasemissionen, Betriebsstrategien, etc. analysieren und auch entwickeln zu können ist es notwendig, eine Gesamtfahrzeugsimulation durchzuführen. Die Gesamtfahrzeugsimulation ist ein CAx-Tool, das zur Entwicklung des Antriebsstrangmanagements verwendet wird und besonders bei der Entwicklung von Hybridfahrzeugen sehr nützlich ist. Sie dient vor allem dem Vergleich und der Auswahl von Konzepten, der Dimensionierung von Komponenten sowie der Generierung von Betriebsstrategien.

Zu diesem Zweck wird im nächsten Kapitel näher auf die Fahrzeuglängsdynamik, welche einen Teil der Gesamtfahrzeugsimulation darstellt, eingegangen.

3 Fahrzeuglängsdynamik

Die Fahrzeuglängsdynamik beschäftigt sich im Wesentlichen mit Bewegungen des Fahrzeugs, die in Fahrzeuginnenrichtung (x -Richtung) wirken. Die Fahrzeugbewegungen nach ISO/DIN 70000 sind in Abbildung 3-1 dargestellt.

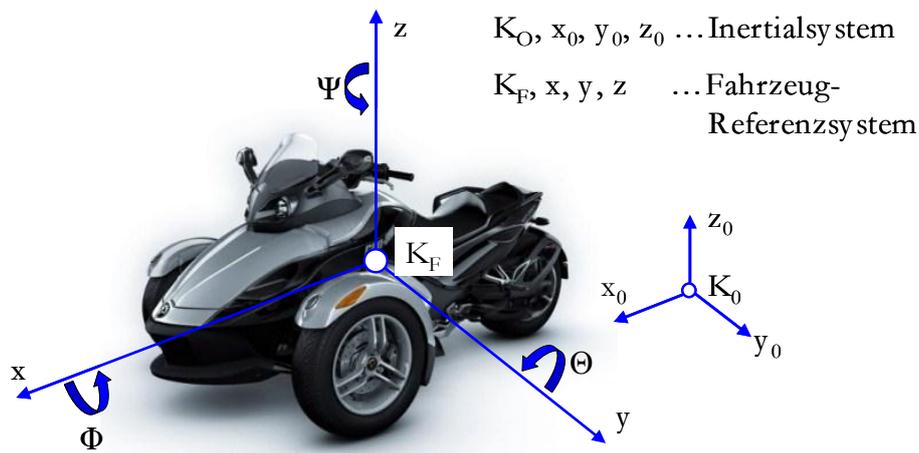


Abbildung 3-1: Koordinatensystem nach ISO/DIN 70000 [24] (eigene Darstellung)

Das Inertialsystem ist üblicherweise auf der Fahrbahn befestigt und das Fahrzeug-Referenzsystem im Schwerpunkt des Fahrzeugs oder im Zentrum der Vorderachse, um beladungsunabhängig zu sein.

Nach ISO/DIN 70000 sind folgende Fahrzeugbewegungen festgelegt:

3 Translationen in

- x -Richtung: Fahren, Rucken
- y -Richtung: (Quer-) Schieben
- z -Richtung: Heben, Springen

3 Rotationen

- Ψ um z -Achse: Gieren
- Θ um y -Achse: Nicken
- Φ um x -Achse: Wanken, Rollen

Wie bereits erwähnt, beschäftigt sich die Fahrzeuglängsdynamik mit der Modellierung und der Simulation von Vorgängen und Komponenten, die die Fahrzeugbewegungen in Längsrichtung beeinflussen. Dabei werden die Hub- und Querdynamik des Fahrzeugs nicht berücksichtigt.

Im Mittelpunkt stehen Untersuchungen von [16]:

- (Kraftstoff)-Verbrauch
- Abgasemissionen

- Geräuschemissionen
- Fahr- und Bremsleistungen
- Steigleistungen
- Komforteigenschaften (NVH= Noise Vibration Harshness)
- Maximalgeschwindigkeiten
- Lastkollektiven
- Topologien
- Betriebsstrategien

Um diese Untersuchungen durchführen zu können, sind im Vorhinein die Fahrwiderstände des Fahrzeugs zu bestimmen.

3.1 FAHRWIDERSTÄNDE

Bewegt man ein Fahrzeug entlang der Fahrzeuglängsachse wirken der Bewegung Widerstände entgegen, die überwunden werden müssen. Durch diese Fahrwiderstände wird die erforderliche Motorleistung definiert, die zur Bewegung eines Fahrzeuges mit einer bestimmten Geschwindigkeit notwendig ist. Grundsätzlich unterscheidet man zwischen den stationären Fahrwiderständen, welche bei konstanter Geschwindigkeit, und den instationären Fahrwiderständen, die zusätzlich bei der Beschleunigung des Fahrzeuges auftreten (siehe Abbildung 3-2). Die Widerstandswerte werden üblicherweise in der Dimension einer Kraft, also in Newton, angegeben. [41]

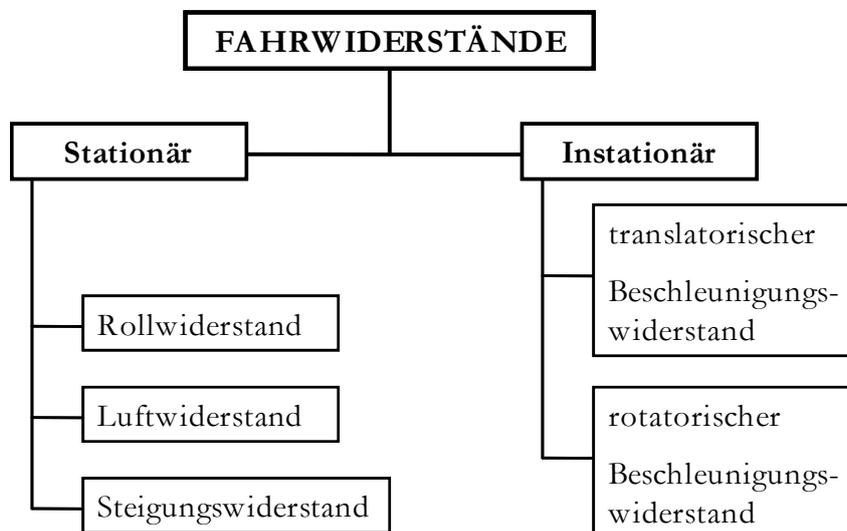


Abbildung 3-2: Einteilung Fahrwiderstände [41] (eigene Darstellung)

3.1.1 Stationäre Fahrwiderstände

Die stationären Fahrwiderstände sind bis auf den Steigungswiderstand von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig. Wie in Abbildung 3-2 ersichtlich, setzt sich der stationäre Fahrwiderstand aus dem Rollwiderstand, dem Luftwiderstand und dem Steigungswiderstand zusammen.

Rollwiderstand F_R

Bei einem luftbereiften Fahrzeug setzt sich der Rollwiderstand aus mehreren Anteilen zusammen, wobei nur die beiden größten Anteile hier besprochen werden. Der Hauptanteil des Rollwiderstandes wird durch die unsymmetrische Druckverteilung $p(x)$ im Latsch verursacht (siehe Abbildung 3-3). Durch diese Unsymmetrie wirkt die resultierende Vertikalkraft F_z exzentrisch, um den Betrag e zur Radmitte versetzt, und bewirkt den Rollwiderstand F_R . [16][41]

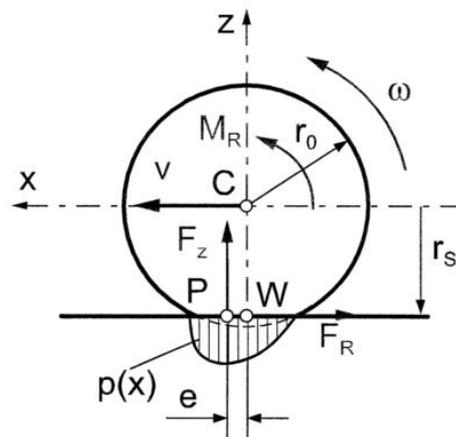


Abbildung 3-3: Kräfte am rollenden Rad und Verteilung der Flächenpressung $p(x)$ in Abrollrichtung [16]

Der zweite, jedoch kleinere, Anteil des Rollwiderstandes resultiert aus der viskos-elastischen Verformung des Reifens. Dadurch, dass der Reifen beim Einlaufen in den Latsch um Δz gestaucht wird und beim Auslaufen wieder in die ursprüngliche Form zurückgeht, und dies nicht verlustfrei geschieht, entsteht eine Verlustarbeit W_v . Diese Verlustarbeit wird in Wärme umgewandelt und ist geschwindigkeitsabhängig (siehe Abbildung 3-4). [16]

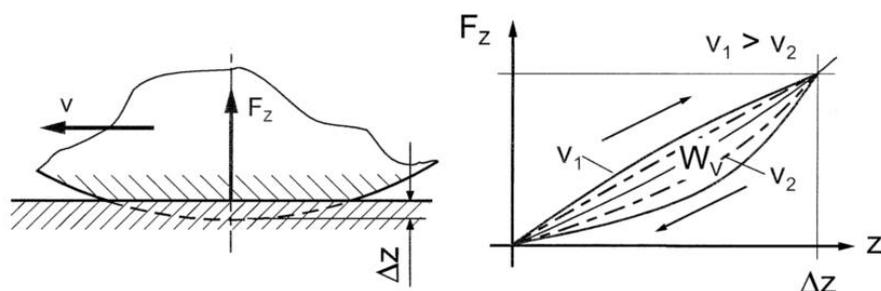


Abbildung 3-4: Einfedern auf harter Fahrbahn [16]

Die Gleichung für den Rollwiderstand lautet somit:

$$F_R = (f_{r0} + f_{r1} \cdot v) \cdot F_Z \quad \text{Gleichung 3-1}$$

f_{r0} ...	konstanter Anteil des Rollwiderstandsbeiwerts [-]
f_{r1} ...	linearer Anteil des Rollwiderstandsbeiwerts [s/m]
v ...	Fahrzeuglängsgeschwindigkeit [m/s]
F_Z ...	Radaufstandskraft [N]
α ...	Steigungswinkel [°]

Luftwiderstand F_L

Der Luftwiderstand wird aus folgender Gleichung berechnet:

$$F_L = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot v^2 \quad \text{Gleichung 3-2}$$

ρ_{Luft}	Luftdichte [g/cm ³]
v ...	Anströmgeschwindigkeit der Luft [m/s]
A ...	Querspanfläche des Fahrzeugs (Projektionsfläche) [m ²]
c_w ...	Luftwiderstandsbeiwert [-]

Die Anströmgeschwindigkeit ergibt sich aus der Differenz der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Geschwindigkeit der Luft. Aus diesem Grund müssen Gegenwind oder Rückenwind berücksichtigt werden und dementsprechend zur Fahrzeuggeschwindigkeit addiert oder von dieser subtrahiert werden. Die Berücksichtigung dieses Widerstands ist sehr wichtig, da er quadratisch von der Geschwindigkeit abhängig ist und eine Vernachlässigung zu großen Fehlern führt. Die Multiplikation aus der quadratischen Anströmgeschwindigkeit und der halben Luftdichte wird auch als Staudruck bezeichnet. Die Querspanfläche, oder auch Projektionsfläche genannt, ist jene Querschnittsfläche die sich aus dem größten Fahrzeugumriss inklusive dem Fahrer bei Motorrädern (auch Spyder), ergibt. Der Luftwiderstandsbeiwert ist eine reine Formzahl und dient als Kennzahl für die Strömungsgüte eines Fahrzeuges. Er ist von der Fahrzeuggrundform und von der Gestaltung der Fahrzeughülle abhängig. Durch den c_w -Wert ist es möglich, Fahrzeuge verschiedener Art und Größe zu vergleichen. Beispiele für ausgeführte

Fahrzeuge sind in Abbildung 3-5 zu sehen. Aus den Messwerten ist ersichtlich, dass die Haltung des Fahrers am Fahrzeug teilweise sehr maßgeblich für den c_w -Wert ist.[16][41]

Fahrzeug	c_w -Wert		Luftwiderstand $c_w \times A$ [m ²]
	Fahrer liegend	Fahrer aufrecht sitzend	Fahrer aufrecht sitzend
BMW K 1 (Modelljahr 1998)	k.A.	k.A.	0,38
BMW K 1200 RS (Modelljahr 1998)	0,521	0,523	0,424
BMW K 1200 S (Modelljahr 2004)	–	–	0,4
YAMAHA FZ 750 (Modelljahr 1992)	k.A.	k.A.	0,52
YAMAHA YZF 1000 (Modelljahr 1998)	0,506	0,545	0,414
SUZUKI GSX-R 750 (Modelljahr 1998)	0,508	0,582	0,442
SUZUKI GSF 1200 (Modelljahr 1998)	0,627	0,704	0,549
Ducati 916 (Modelljahr 1998)	0,485	0,571	0,394
Moderner Mittelklasse PKW	0,31 ... 0,28		0,683

k.A. = keine Angabe

Abbildung 3-5: Messwerte für Luftwiderstandsbeiwerte und Luftwiderstand [41]

Steigungswiderstand F_{St}

Der Steigungswiderstand ist jener Anteil der Schwerkraft der beim Bergauf- oder Bergabfahren zusätzlich auf das Fahrzeug wirkt.

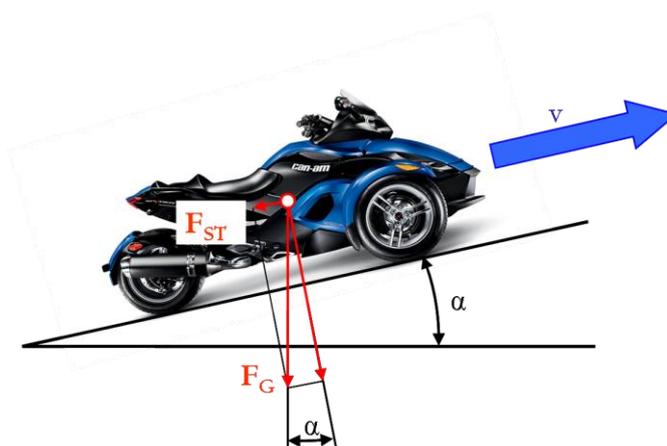


Abbildung 3-6: Steigungswiderstand [23] (eigene Darstellung)

Dieser Widerstand steigt unabhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit mit zunehmendem Fahrzeuggewicht und Steigungswinkel an.

Der Steigungswiderstand wird mit nachstehender Gleichung berechnet:

$$F_{St} = m_{ges} \cdot g \cdot \sin(\alpha) = F_G \cdot \sin(\alpha) \quad \text{Gleichung 3-3}$$

m_{ges} ...	Fahrzeuggesamtmasse [kg]
g ...	Erdbeschleunigung=9,81 [m/s ²]
F_G ...	Fahrzeuggesamtgewicht [N]
α ...	Steigungswinkel [°]

Alle auf das Fahrzeug wirkenden stationären Fahrwiderstände sind in Abbildung 3-7 dargestellt.

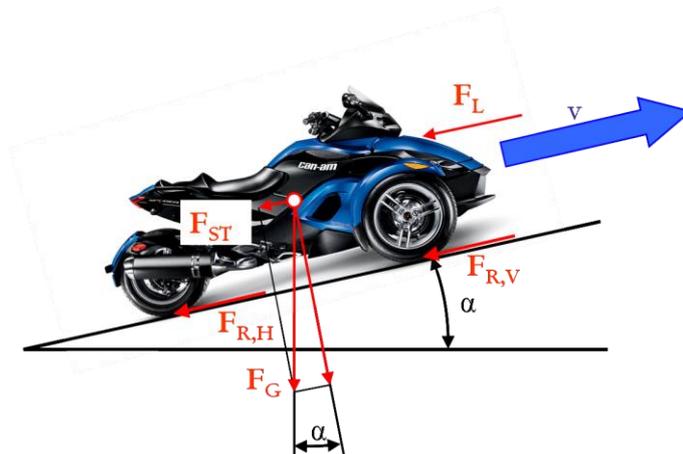


Abbildung 3-7: Stationäre Fahrwiderstände [23] (eigene Darstellung)

3.1.2 Instationäre Fahrwiderstände

Bei der Beschleunigung eines Fahrzeuges müssen ebenfalls Kräfte überwunden werden, da das Fahrzeug aufgrund seiner Massenträgheit versucht, seinen ursprünglichen Energiezustand beizubehalten. Diese der Beschleunigung entgegen wirkenden Widerstände werden auch als instationäre Widerstände oder Beschleunigungswiderstände bezeichnet. Man differenziert zwischen dem translatorischen Widerstand des Fahrzeuges zur Beschleunigung in Längsrichtung und dem rotatorischen Widerstand zur Beschleunigung der rotierenden Komponenten im Antriebsstrang. Da sich beide Arten überlagern ist es notwendig sie zu addieren.

Translatorischer Beschleunigungswiderstand $F_{a,trans}$

Der translatorische Widerstand für Beschleunigung des Fahrzeuges in Längsrichtung berechnet sich aus folgender Gleichung:

$$F_{a,trans} = m_{ges} \cdot a \quad \text{Gleichung 3-4}$$

a ...	Längsbeschleunigung [m/s ²]
---------	---

Rotatorischer Beschleunigungswiderstand $F_{a,rot}$

Bei der Beschleunigung eines Fahrzeuges müssen alle rotierenden Teile des Antriebsstranges, wie die Kurbelwelle, das Getriebe, die Kupplung, etc. mitbeschleunigt werden [41]. Um diese Beschleunigung gewährleisten zu können, muss ein Moment aufgebracht werden, das sich folgendermaßen berechnet:

$$M_a = \sum I_i \cdot \ddot{\varphi}_i \quad \text{Gleichung 3-5}$$

I_i ... Massenträgheitsmoment [kgm^2]

$\ddot{\varphi}_i$... Winkelbeschleunigung [$1/\text{s}^2$]

Grundsätzlich müsste aufgrund der unterschiedlichen Trägheitsmomente, Übersetzungen und Winkelgeschwindigkeiten die Berechnung von M_a für jedes Bauteil extra erfolgen, was durch den Index i gekennzeichnet ist. Es ist jedoch möglich, die einzelnen Massenträgheitsmomente unter Berücksichtigung der Winkelgeschwindigkeiten in eine Drehachse zu reduzieren.

$$M_{a,red} = \sum I_{red} \cdot \ddot{\varphi}_{red} \quad \text{Gleichung 3-6}$$

Bei Motorrädern und auch beim Spyder ist es sinnvoll, die Trägheitsmomente des Antriebsstranges so zusammenzufassen, dass deren Ersatzträgheitsmoment ($I_{red,AS}$) um die Hinterachse wirkt. Weiters ist es möglich, diese Trägheitsmomente auf den dynamischen Hinterradradius ($R_{dyn,HR}$) zu beziehen, wodurch sich der rotatorische Beschleunigungswiderstand des Antriebsstrangs ergibt.

$$F_{a,AS} = \frac{I_{red,AS} \cdot \ddot{\varphi}_{red}}{R_{dyn,HR}} \quad \text{Gleichung 3-7}$$

$R_{dyn,HR}$... dynamischer Hinterradradius [m]

Für den gesamten rotatorischen Beschleunigungswiderstand gilt also:

$$F_{a,rot} = \frac{I_{red,AS} \cdot \ddot{\varphi}_{red}}{R_{dyn,HR}} + \frac{I_{HR} \cdot \ddot{\varphi}_{HR}}{R_{dyn,HR}} + \frac{I_{VR} \cdot \ddot{\varphi}_{VR}}{R_{dyn,HR}} \quad \text{Gleichung 3-8}$$

Mit der Beziehung

$$a = \ddot{\varphi} \cdot R_{dyn} \quad \text{Gleichung 3-9}$$

a ... translatorische Beschleunigung [m/s^2]

wird der Zusammenhang zwischen der Winkelbeschleunigung und der translatorischen Beschleunigung verdeutlicht, wodurch sich

$$F_{a,rot} = \frac{I_{red,AS} \cdot a}{R_{dyn,HR}^2} + \frac{I_{HR} \cdot a}{R_{dyn,HR}^2} + \frac{I_{VR} \cdot a}{R_{dyn,HR}^2} \quad \text{Gleichung 3-10}$$

für den rotatorischen Beschleunigungswiderstand ergibt.

Für den gesamten Beschleunigungswiderstand kann somit geschrieben werden:

$$F_{a,ges} = F_{a,trans} + F_{a,rot} \quad \text{Gleichung 3-11}$$

bzw.

$$F_{a,ges} = a \cdot \left[m_{ges} + \frac{I_{red,AS}}{R_{dyn,HR}^2} + \frac{I_{HR}}{R_{dyn,HR}^2} + \frac{I_{VR}}{R_{dyn,HR}^2} \right] \quad \text{Gleichung 3-12}$$

Aus dieser Gleichung erkennt man, dass bei einer Beschleunigung des Fahrzeuges die rotierenden Massen so wirken, als ob sich die Gesamtmasse des Fahrzeuges erhöhen würde.

Der Term $\left[m_{ges} + \frac{I_{red,AS}}{R_{dyn,HR}^2} + \frac{I_{HR}}{R_{dyn,HR}^2} + \frac{I_{VR}}{R_{dyn,HR}^2} \right]$ wird auch als verallgemeinerte Masse des Fahrzeuges bezeichnet.

Zur Bestimmung des Luftwiderstandsbeiwerts und des Rollwiderstandsbeiwerts kann ein Ausrollversuch, welcher im nächsten Kapitel näher beschrieben wird, durchgeführt werden.

3.2 AUSROLLVERSUCH

Der Ausrollversuch ist eine Möglichkeit zur experimentellen Bestimmung des Roll- und Luftwiderstandsbeiwertes von Fahrzeugen. Dabei lässt man das Fahrzeug ab einer bestimmten Geschwindigkeit ausrollen und durch den gemessenen Geschwindigkeitsverlauf über der Zeit können die Fahrwiderstände bestimmt werden. Dieser Versuch ist sehr einfach und kostengünstig im Vergleich zu der Luftwiderstandsmessung im Windkanal oder Rollwiderstandsmessung am Rollenprüfstand. Bei der Durchführung des Ausrollversuchs ist es wichtig, eine möglichst gerade und ebene Fahrstrecke zu finden, um die Einflüsse durch Steigung und Lenkeingriffe so gering wie möglich zu halten. Weiters sollte die Windstärke sehr klein sein. Sollte trotzdem ein gewisser Wind vorherrschen, so ist es notwendig, diesen in Betrag und Richtung zu berücksichtigen. Um die Einflüsse durch die Steigung zu neutralisieren, ist es erforderlich den Ausrollversuch sowohl in die Hin- als auch in die Rückrichtung entlang der Teststrecke durchzuführen und zu mitteln. Bei durch GPS-Daten vorhandenem Streckenprofil, kann der Steigungswiderstand berücksichtigt werden. [40]

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde ein solcher Ausrollversuche durchgeführt, um die Fahrwiderstände des Spyders RT (siehe Abbildung 3-8), zu Vergleichszwecken bzw. als Referenz für das spätere Hybridfahrzeug, zu ermitteln.



Abbildung 3-8: Spyder RT [23]

Auf diesen Versuch wird nun in weiterer Folge näher eingegangen.

3.2.1 Messtechnik

Bei der Durchführung des Ausrollversuches wurden folgende Größen gemessen:

- die Drosselklappenstellung durch ein Potentiometer am Gasgriff
- die Betätigung der Kupplung durch einen Schalter
- die Raddrehzahl des rechten Vorderrades durch einen induktiven Sensor
- die Fahrzeuggeschwindigkeit via GPS (Global Positioning System)
- die Höhenposition via GPS und barometrisch
- die Lufttemperatur

Unilog Datalogger (0,1-16Hz)

Zur Speicherung der Messdaten für die Raddrehzahl, der Drosselklappenstellung, der Temperatur und der Kupplungsbetätigung wurde ein Datenlogger der Firma „SM-Modellbau“ mit Bezeichnung „Unilog“ verwendet. Der Logger wurde auf eine Abtastrate von 4Hz eingestellt.



Abbildung 3-9: Unilog Datalogger

Die Eingänge des Datenloggers wurden mit folgenden Signalen belegt:

Kanal	Messgröße	Messbereich
RPM	n-rechtes Vorderrad	0 – 12000 U/s
A1	U (v) ~ n- rechtes Vorderrad	0 – 190km/h
A2	Drosselklappe / Kupplung	0 – 100% 1 / 0
A3	Temperatur	- 40 – +150°C
H	Höhe barometrisch	± 4000m

Tabelle 3-1: Signalbelegung des Datenloggers

Induktiver Drehzahlsensor

Zur Messung der Drehzahl am rechten Vorderrad wurde ein induktiver Drehzahlsensor der Firma „TSI Transducer Systems“ mit der Bezeichnung „RS304172“ verwendet. Dieser Sensor wurde so positioniert, dass er die Drehzahl am Zahnkranz, der für das ABS verwendet wird, messen konnte.



Abbildung 3-10: Induktiver Drehzahlsensor

Potentiometer am Gasgriff

Um Daten über die Drosselklappenstellung während des Versuchs zu erhalten, wurde die Stellung des Gasgriffs durch ein Potentiometer abgegriffen.



Abbildung 3-11: Potentiometer für Drosselklappenstellung

Kupplungsschalter

Mit Hilfe des Kupplungsschalters war es möglich festzustellen, wann der Motor vom restlichen Antriebsstrang entkoppelt ist.



Abbildung 3-12: Kupplungsschalter

VBOX II Lite 20Hz GPS

Weiters wurden die Geschwindigkeit, die Höhenposition sowie die Position des Fahrzeugs ($^{\circ}$ Nord/ $^{\circ}$ Ost) durch ein GPS-Gerät gemessen. Es wurde hierzu ein Gerät der Firma „RACELOGIC“ mit der Bezeichnung „VBOX II Lite“ verwendet.



Abbildung 3-13: VBOX II Lite

3.2.2 Versuchsablauf

Der Versuch wurde am Vormittag des 22.07.2010 durchgeführt. Als Teststrecke wurde die Grazer-Strasse, in der Nähe von Kalsdorf bei Graz, ausgewählt.

Die Streckendaten lauten:

- Länge: 1,1 km
- Höhendifferenz: <3 m/km
- Verkehrsaufkommen: sehr niedrig
- Belag: Asphalt
- Fahrbahntemperatur: 42 °C



Abbildung 3-14: Teststrecke für Ausrollversuch [22]

Im Rahmen dieses Versuchs herrschten folgende atmosphärische Bedingungen:

- Wetter: sonnig (wolkenfrei)
- Lufttemperatur: 30,5 °C
- Luftfeuchte: 63%
- Luftdruck: 982 mbar
- Windstärke: windstill

Zur Definition des Messzustandes waren noch folgende Daten notwendig:

- Trockenmasse des Fahrzeugs: 421 kg
- Zuladung+Tank: 9 kg
- Fahrer Masse: 80 kg

Bei diesen Konditionen wurden die Ausrollversuche durchgeführt und die benötigten Daten durch den Logger und das GPS-Gerät aufgezeichnet.

3.2.3 Aufgezeichnete Messdaten

Für eine genauere Betrachtung wurden vier Ausrollkurven herangezogen, wobei jeweils hintereinander zwei in die Hin- und zwei in die Rückrichtung entlang der Teststrecke gemessen wurden. Das heißt, dass die Ausrollkurven 1 und 4, und Ausrollkurven 2 und 3 derselben Wegstrecke entsprechen (siehe Abbildung 3-15).

Durch den Unilog Datalogger wurden folgende Verläufe aufgezeichnet:

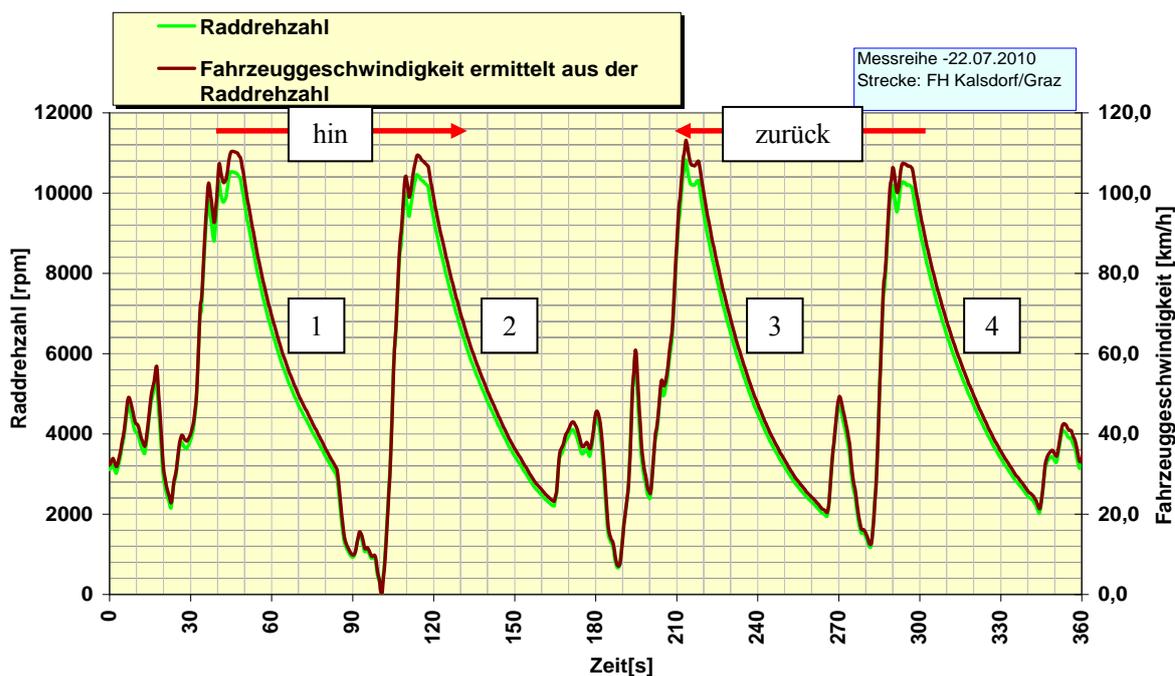


Abbildung 3-15: Ausrolldaten aus Unilog Datalogger

Das GPS-Gerät lieferte folgende Datenverläufe:

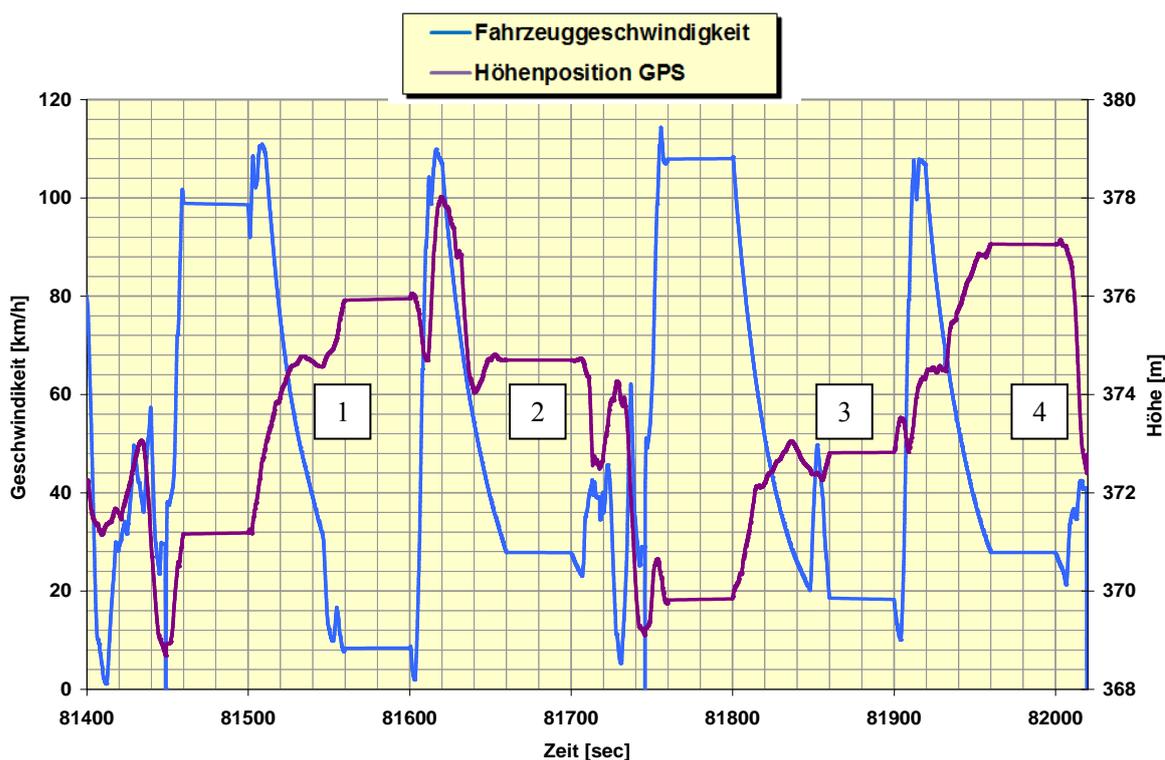


Abbildung 3-16: Ausrolldaten aus GPS-Gerät

Für die Auswertung wurden die Daten des Loggers herangezogen, da diese als glaubwürdiger erschienen.

3.2.4 Auswertung der Messdaten in MATLAB

Die Auswertung der Ausrolldaten wurde durch ein Programm, welches in MATLAB geschrieben wurde, durchgeführt.

Die Ermittlung der Fahrwiderstände in MATLAB erfolgte in folgenden Schritten:

- Eingabe der Fahrzeugdaten
- Ermittlung der verallgemeinerten Masse
- Einlesen der Geschwindigkeitsverläufe über der Zeit
- Filtern der Geschwindigkeitsverläufe und deren Mittelung
- Berechnung der gemessenen Fahrwiderstandskraft
- Erstellung eines linearen Gleichungssystems
- Lösen des linearen Gleichungssystems mittels einer Linksdivision
- Berechnung der Beiwerte und plotten der Fahrwiderstandslinie

Eingabe der Fahrzeugdaten

Um die verallgemeinerte Masse und in weiterer Folge die Fahrwiderstände berechnen zu können, mussten einige Werte vordefiniert werden. Diese wurden von der Fa. BRP Powertrain GmbH & Co KG zu Verfügung gestellt.

Dazu gehörten:

- Fahrzeugmasse (trocken)
- effektiver Rollradius am Hinterrad
- rotatorische Trägheiten der Komponenten des Antriebsstrangs
- Übersetzungen des Antriebsstrangs

Ermittlung der verallgemeinerten Masse

Mit Hilfe dieser Daten wurde nun die verallgemeinerte Masse des Fahrzeuges bestimmt. Zuerst wurde die rotatorische Trägheit des Antriebsstrangs, im ausgekuppelten Zustand, im 5. Gang, berechnet und in das Hinterrad reduziert. Diese Berechnung erfolgte für den 5. Gang, da auch der Ausrollversuch in diesem Gang erfolgte.

$$I_{H_red} = I_{HR} + I_R + i_{sek}^2 \cdot \left(I_{G_aus} + i_{G5}^2 \cdot \left(I_{G_ein} + i_{prim}^2 \cdot I_{Kup} \right) \right) \quad \text{Gleichung 3-13}$$

I_{H_red} ...	in die Hinterachse reduziertes, rotatorisches Trägheitsmoment des Antriebsstranges inklusive des Trägheitsmoments der Hinterachse [kg·m ²]
I_{HR} ...	rotatorisches Trägheitsmoment des Hinterrades [kg·m ²]
I_R ...	rotatorisches Trägheitsmoment des Riementriebs (reduziert in die Hinterachse) [kg·m ²]
I_{G_aus} ...	rotatorisches Trägheitsmoment der Getriebeausgangswelle [kg·m ²]
I_{G_ein} ...	rotatorisches Trägheitsmoment der Getriebeeingangswelle [kg·m ²]
I_{Kup} ...	rotatorisches Trägheitsmoment der Kupplung [kg·m ²]
i_{sek} ...	Sekundärübersetzung des Antriebsstrangs [-]
i_{G5} ...	Übersetzung des Getriebes im 5. Gang [-]
i_{prim} ...	Primärübersetzung des Antriebsstrangs [-]

Des Weiteren wurde daraus die verallgemeinerte Masse berechnet:

$$m_{ges_v} = m_{Fzg} + m_{Zul} + m_{Fahrer} + \frac{I_V + I_{H_red}}{r_{eff}^2} \quad \text{Gleichung 3-14}$$

m_{ges_v} ...	verallgemeinerte Masse des Fahrzeuges [kg]
m_{Fzg} ...	Masse des Fahrzeuges (trocken) [kg]
m_{Zul} ...	Masse der Zuladung plus Tank [kg]

m_{Fahrer} ...	Masse des Fahrers [kg]
I_V ...	rotatorisches Trägheitsmoment der Vorderachse [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
r_{eff} ...	effektiver Rollradius des Hinterrades [m]

Einlesen der Geschwindigkeitsverläufe über der Zeit

Nach der Berechnung der verallgemeinerten Masse erfolgte das Einlesen der zusammengehörigen Geschwindigkeitsdaten und der Zeit (z.B.: Ausroller 1 und 4, siehe Abbildung 3-15) aus dem Datenlogger. Diese Daten wurden in Microsoft Excel aufbereitet und anschließend in MATLAB eingelesen.

Filtern der Geschwindigkeitsverläufe und deren Mittelung

Um einen annähernd gleichmäßigen Verzögerungsverlauf zu erhalten, wurden diese Geschwindigkeitsverläufe zunächst gefiltert. Dies erfolgte in MATLAB mit dem Befehl „filtfilt“.

Damit die Steigung und etwaige Windeinflüsse während des Versuchs neutralisiert werden konnten, wurden die zusammengehörigen Verläufe gemittelt.

Hier ein Beispiel für Ausroller 1 und 4:

$$v_m(t) = \frac{v_{\text{filt}_1}(t) + v_{\text{filt}_4}(t)}{2} \qquad \text{Gleichung 3-15}$$

$v_m(t)$...	gemittelter Geschwindigkeitsverlauf [m/s]
$v_{\text{filt}_1}(t)$...	gefilterter Geschwindigkeitsverlauf des 1. Ausrollers [m/s]
$v_{\text{filt}_4}(t)$...	gefilterter Geschwindigkeitsverlauf des 4. Ausrollers [m/s]

In der nachfolgenden Abbildung ist der gemittelte Geschwindigkeitsverlauf der gefilterten Ausroller 1 und 4 über der Zeit ersichtlich.

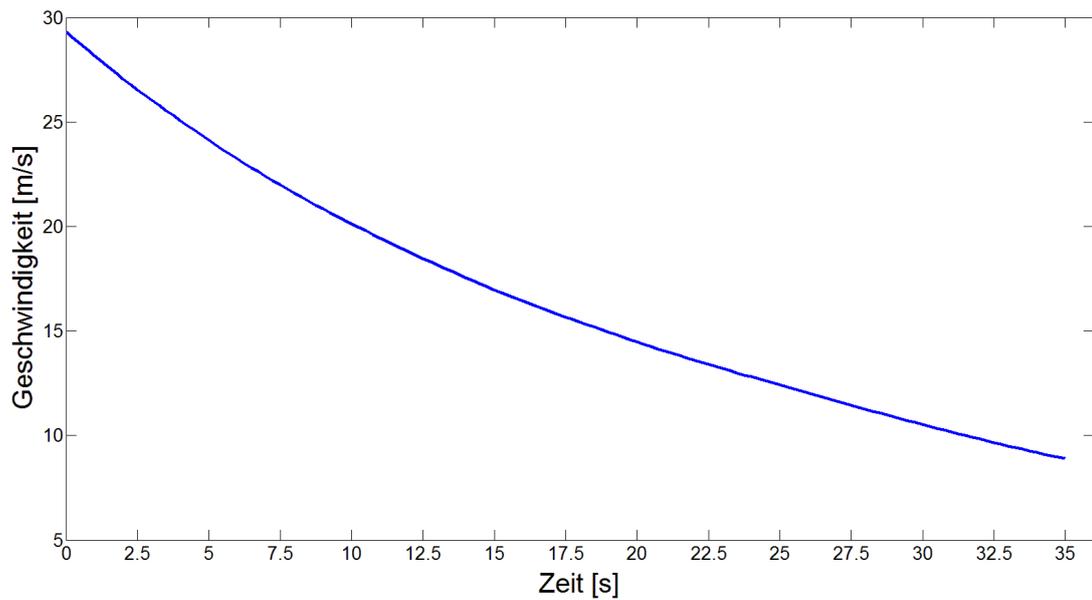


Abbildung 3-17: Gemittelter Geschwindigkeitsverlauf v_m der Ausroller 1 und 4 über der Zeit

Berechnung der Fahrwiderstandskraft über der Zeit

Die Verzögerung des Fahrzeugs wurde punktweise mittels $a = \frac{\Delta v_m(t)}{\Delta t}$ berechnet. Daraus wurde die Fahrwiderstandskraft, in Abhängigkeit der Zeit, ermittelt.

$$F_{W_gem}(t) = m_{ges_v} \cdot \frac{\Delta v_m(t)}{\Delta t} \quad \text{Gleichung 3-16}$$

$F_{W_gem}(t)$... Fahrwiderstandskraft aus den gemessenen Werten [N]

$a = \frac{\Delta v_m(t)}{\Delta t}$... Verzögerung des Fahrzeuges [m/s^2]

m_{ges_v} ... verallgemeinerte Masse [kg]

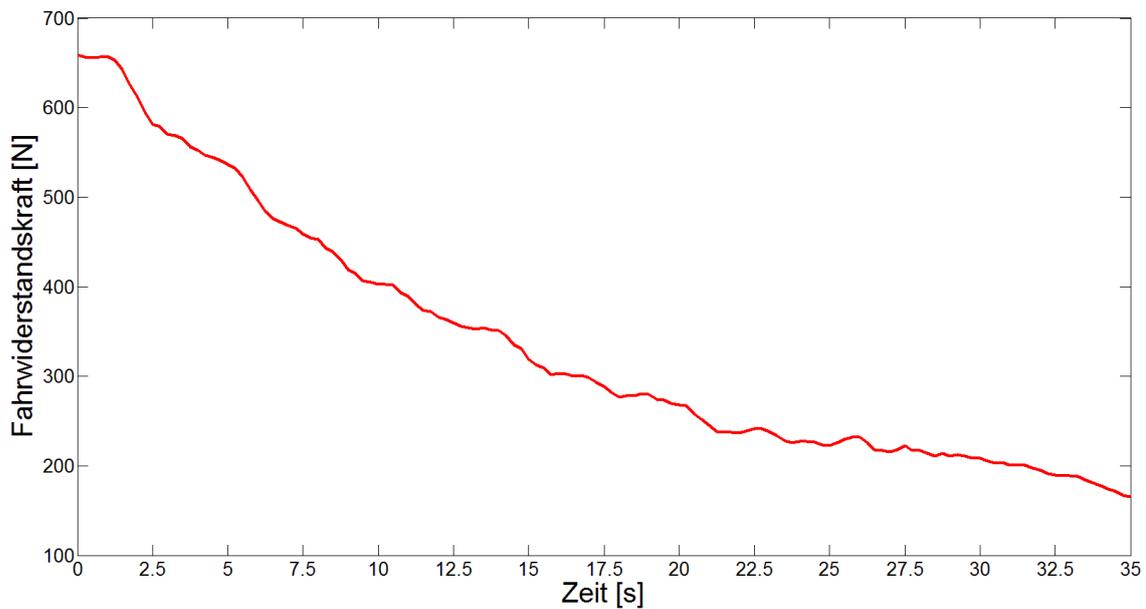


Abbildung 3-18: Berechneter Fahrwiderstandsverlauf über der Zeit

Erstellung eines linearen Gleichungssystems

Um den Luft- und Rollwiderstand ermittelt zu können, war die Darstellung der Fahrwiderstandskraft in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit notwendig.

Dies erfolgte durch die Aufstellung eines linearen Gleichungssystems, in der Form $A \cdot x = b$, welches die gemessene Fahrwiderstandskraft mit den dazugehörigen Geschwindigkeiten zu jedem Zeitpunkt in Beziehung setzt.

$$A \cdot x = b$$

$$\begin{bmatrix} v_{m_1}^2 & v_{m_1} & 1 \\ v_{m_2}^2 & v_{m_2} & 1 \\ v_{m_3}^2 & v_{m_3} & 1 \\ v_{m_4}^2 & v_{m_4} & 1 \\ v_{m_n}^2 & v_{m_n} & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{W_gem_1} \\ F_{W_gem_2} \\ F_{W_gem_3} \\ F_{W_gem_4} \\ F_{W_gem_n} \end{bmatrix} \quad \text{Gleichung 3-17}$$

Die Lösung dieses Gleichungssystems erfolgte mit der sogenannten Linksdivision $x = A \setminus b$ [2]. Da das Gleichungssystem überbestimmt ist, es gibt mehr Gleichungen als Unbekannte, wird es mit dem „Least Squares“-Verfahren in MATLAB gelöst [26][2].

Mit den Ergebnissen für den x-Vektor konnte nun die Fahrwiderstandskraft in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit berechnet werden.

$$F_{W_ber}(v_m) = x_3 + x_2 \cdot v_m + x_1 \cdot v_m^2 \quad \text{Gleichung 3-18}$$

$F_{W_ber}(v_m)$	berechnete Fahrwiderstandskraft in Abhängigkeit von v_m [N]
$x_3 \dots$	konstanter Anteil des Fahrwiderstands bzw. des Rollwiderstands [N]
$x_2 \cdot v_m \dots$	linearer von v_m abhängiger Anteil von F_{W_ber} bzw. des Rollwiderstands [N]
$x_1 \cdot v_m^2 \dots$	quadratischer von v_m abhängiger Anteil von F_{W_ber} = Luftwiderstand [N]

3.2.5 Ergebnisse des Ausrollversuchs

In weiter Folge konnten aus den Parametern x_1 , x_2 und x_3 die Beiwerte für den Fahrwiderstand berechnet werden.

Die Zahlenwerte der Beiwerte beziehen sich auf die Ausroller 1 und 4.

- Konstanter Anteil des Rollwiderstandsbeiwertes [-]

$$a_{r_konst} = \frac{x_3}{m_{ges_v} \cdot g} = 0,0163 \quad \text{Gleichung 3-19}$$

- Linearer Anteil des Rollwiderstandsbeiwertes [s/m]

$$a_{r_lin} = \frac{x_2}{m_{ges_v} \cdot g} = 0,0007 \quad \text{Gleichung 3-20}$$

- Luftwiderstandsbeiwert mal der projizierten Frontfläche [m²]

$$c_w \cdot A = \frac{x_1 \cdot 2}{\rho_{Luft}} = 0,9976 \quad \text{Gleichung 3-21}$$

Dieser Wert wurde deshalb so angegeben, weil die projizierte Frontfläche nicht bekannt war und eine Trennung dieser beiden Werte der Firma BRP nicht notwendig erschien. Weiters ist bezüglich des Luftwiderstandsbeiwertes die Haltung des Fahrers auf dem Motorrad und damit auch auf dem Spyder von großer Bedeutung.

Eine Gegenüberstellung des gemessenen und des berechneten Fahrwiderstandsverlaufs ist in Abbildung 3-19 ersichtlich.

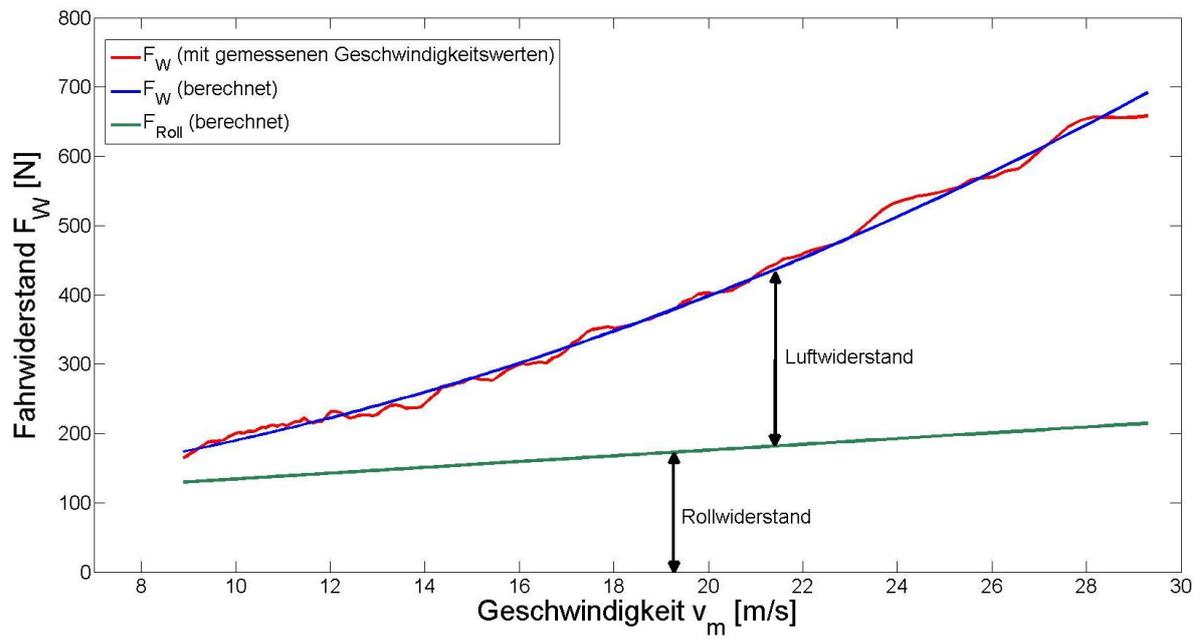


Abbildung 3-19: Fahrwiderstandsverlauf Spyder RT

3.3 LEISTUNGSBEDARF UND FAHRLEISTUNG EINES FAHRZEUGS

Sind die Fahrwiderstände eines Fahrzeuges bekannt, so kann über diese der Bedarf an Motorleistung sowie die möglichen Fahrleistungsreserven ermittelt werden. Im Falle der stationären Geradeausfahrt müssen nur die stationären Fahrwiderstände überwunden werden. Trägt man diese über der Fahrgeschwindigkeit auf ergibt sich das sogenannte Fahrwiderstandsdiagramm, welches in Abbildung 3-20 für ein Motorrad ersichtlich ist. [41]

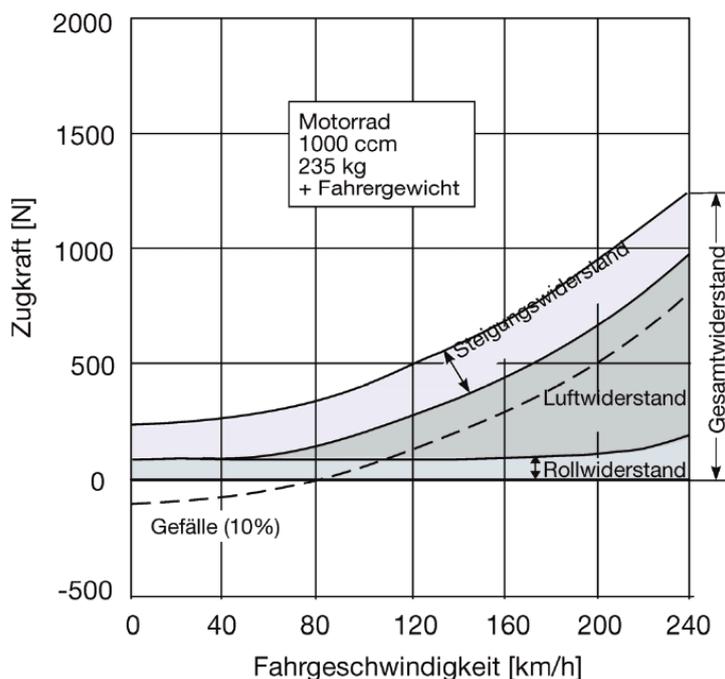


Abbildung 3-20: Fahrwiderstände in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit [41]

Aus dieser Abbildung geht hervor, dass der Rollwiderstand vor allem bei niedrigen Geschwindigkeiten eine Rolle spielt. Mit zunehmender Geschwindigkeit wird der Luftwiderstand zur dominierenden Größe des Gesamtwiderstandes. Der Steigungswiderstand wird einfach als konstante Größe hinzuaddiert. Bei Gefällen wird der Steigungswiderstand negativ und wirkt als beschleunigende Kraft. [41]

Die auf das Hinterrad wirkende Zugkraft (F_{Zug}) kann mit Hilfe des Motordrehmomentes und der Gesamtübersetzung (i_{ges}) berechnet werden.

$$F_{Zug} = \frac{M_{Mor} \cdot i_{ges}}{R_{dyn,HR}} \quad \text{Gleichung 3-22}$$

Werden die für die jeweiligen Gänge berechneten Zugkräfte in das Fahrwiderstandsdiagramm eingetragen, ergibt sich das sogenannte Zugkraftdiagramm (Abbildung 3-21).

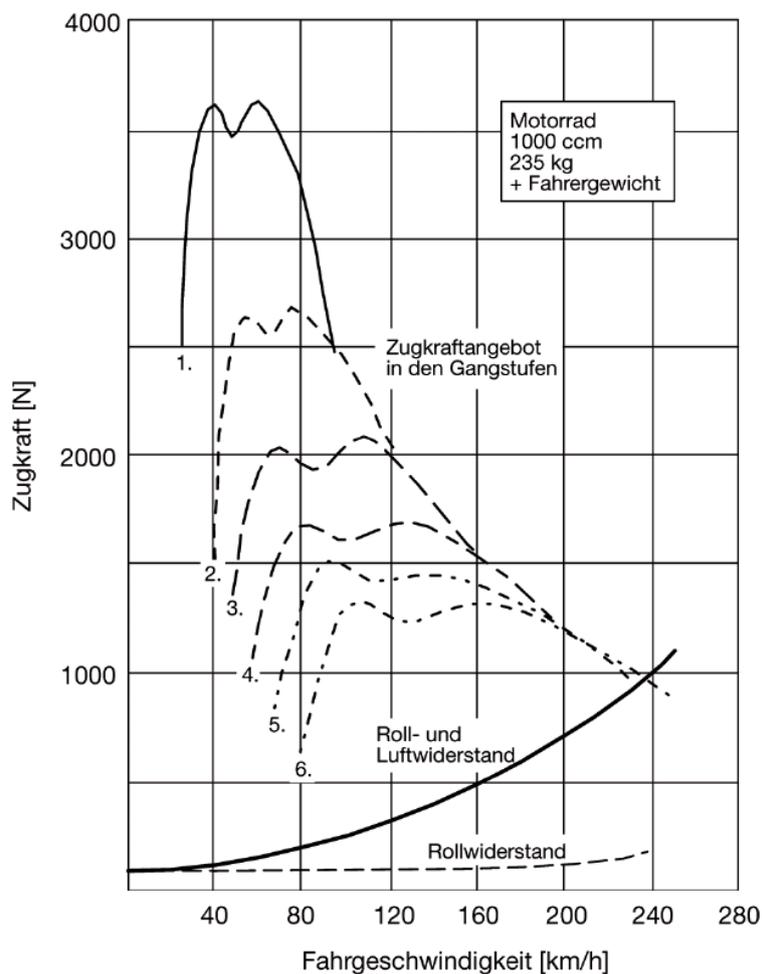


Abbildung 3-21: Zugkraftdiagramm [41]

Im Zugkraftdiagramm kann man erkennen, dass die Zugkraft über weite Bereiche und vor allem bei niedrigen Geschwindigkeiten größer ist als die Fahrwiderstandskraft. Diese Differenz wird als Zugkraftüberschuss bezeichnet und kann als Reserve für Bergauffahrten und Beschleunigungen verwendet werden. Hier stellt sich jedoch die Frage ob die gesamte Zugkraft auf die Fahrbahn übertragen werden kann oder ob vorher die Schlupfgrenze des Reifens überschritten wird. Dieser Sachverhalt wird in einem solchen Diagramm nicht berücksichtigt.

Der Leistungsbedarf am Hinterrad, der vom Motor bereitgestellt werden muss, errechnet sich aus der Fahrwiderstandsleistung und dem Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstranges.

$$P_{Mot} = \frac{(F_R + F_L + F_{St}) \cdot v}{\eta_{AS}} \quad \text{Gleichung 3-23}$$

$(F_R + F_L + F_{St}) \cdot v$... Fahrwiderstandsleistung

η_{AS} ... Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstranges
 v ... Fahrzeuggeschwindigkeit

In Abbildung 3-22 ist die Radleistung über der Geschwindigkeit aufgetragen. Es stellt sich heraus, dass die Bedarfsleistung mit zunehmender Geschwindigkeit sehr stark ansteigt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Leistung zur Überwindung des Luftwiderstandes mit der 3. Potenz der Fahrgeschwindigkeit ansteigt.

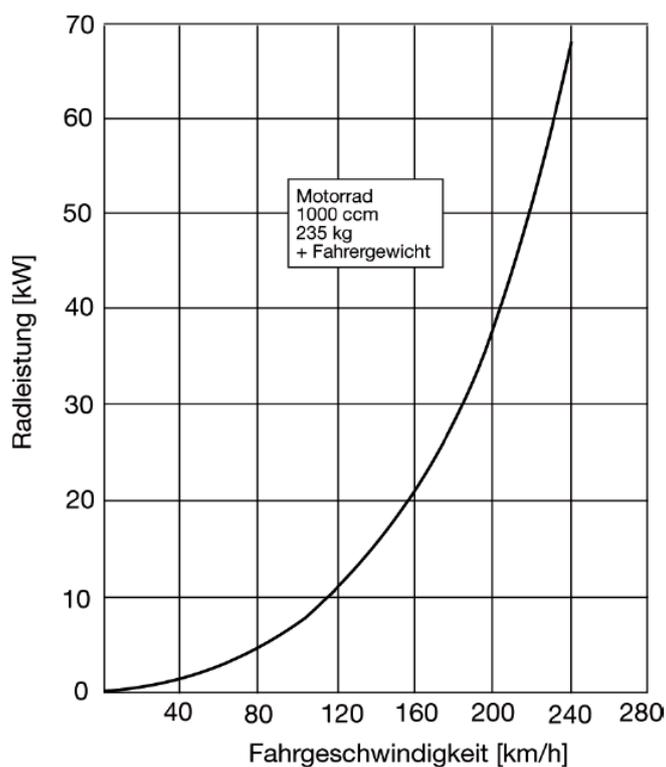


Abbildung 3-22: Bedarfsleistung am Hinterrad (Radleistung) [41]

Die Fahrzeuglängsdynamik bildet die Basis einer Gesamtfahrzeugsimulation. Was noch zu berücksichtigen ist und wie die Gesamtfahrzeugsimulation bezüglich des Hybrid-Spyders aussieht wird im nächsten Kapitel näher erörtert.

4 Gesamtfahrzeugsimulation

Der Einsatz von CAx und hier in erster Linie der Einsatz von numerischen Simulationsmethoden, bei der Entwicklung von Fahrzeugen gewinnt immer mehr an Bedeutung. Gründe hierfür sind vor allem die gewünschte Reduktion der Entwicklungszeit und der Kosten bei einer gleichzeitigen Erhöhung der Vorhersagekraft der Ergebnisse und der Komplexität der Systeme sowie eine Zunahme der Variantenvielfalt im Automobilssektor. Im Entwicklungsprozess steigt im speziellen der Zeitdruck und damit verbunden die Anforderungen an die numerische Simulation. Ziel sollte es sein, durch eine frühe Verknüpfung von Teilsystemlösungen (Motor, Getriebe, E-Maschine, Kühlung, ...) ein durchaus komplexes Gesamtsystem abzubilden, um eine Bewertung des gesamten Fahrzeuges zu erlauben. Eine Möglichkeit der frühen Verknüpfung von Teilsystemlösungen bietet die Gesamtfahrzeugsimulation.

4.1 ALLGEMEINES ZUR GESAMTFAHRZEUGSIMULATION

Die Gesamtfahrzeugsimulation ist ein CAx-Tool, das zur Entwicklung des Antriebsstrangmanagements verwendet wird und besonders bei der Entwicklung von Hybridfahrzeugen sehr nützlich ist. Sie dient vor allem dem Vergleich und der Auswahl von Konzepten, der Dimensionierung von Komponenten sowie der Generierung von Betriebsstrategien.[31][17]

Bei einer Gesamtfahrzeugsimulation wird ein Fahrzyklus einem Fahrzeug bzw. Fahrer vorgegeben, welcher vom Fahrzeug absolviert werden muss. Bei der in HyPower verwendeten Fahrzeugsimulation werden folgende Komponenten bzw. Funktionalitäten eines realen Antriebsstrangs abgebildet:

- Fahrzyklus
- Fahrer bzw. PID-Regler
- Hybrid Control Unit (HCU)
- Verbrennungskraftmaschine
- E-Motor
- Leistungselektronik
- Batterie
- Antriebsstrang
- Reifen
- Fahrzeuglängsdynamik
- Thermisches Verhalten relevanter Bauteile

4.1.1 Arten der Gesamtfahrzeugsimulation

Grundsätzlich unterscheidet man zwei Arten von Gesamtfahrzeugsimulationen, die quasistationäre und die dynamische Simulation [18][31].

Die Vor- und Nachteile sowie die Anwendungsgebiete der beiden Simulationsarten wurden [31] entnommen.

Quasistationäre Simulation

Die quasistationäre Simulation (Abbildung 4-1) wird auch als Rückwärtssimulation bezeichnet, da die Berechnung rückwärts ausgehend vom vorgegebenen Fahrzyklus erfolgt. Die Berechnung erfolgt also startend beim Fahrzyklus über das Fahrzeug, den Reifen, den Energiewandler bis hin zur Energiequelle. Das heißt, es werden die Antriebskraft und die Energieflüsse in Abhängigkeit vom Geschwindigkeits- und Höhenprofil für jeden Zeitschritt berechnet. Mit diesem Ansatz können nur Vorgänge beschrieben werden, die relativ langsam ablaufen, wie zum Beispiel der Kraftstoffverbrauch im Fahrzyklus. Hierzu ist noch zu erwähnen, dass die Wirkungsgrade und andere Daten meist über statische Kennfelder berücksichtigt werden. [18][31]

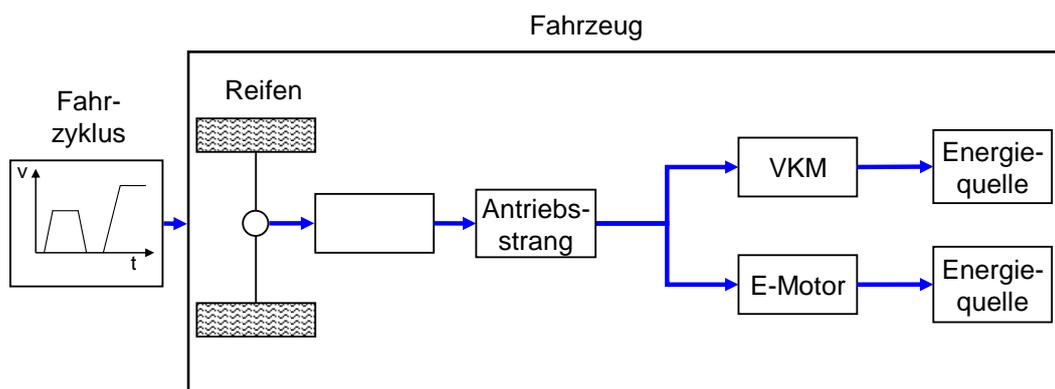


Abbildung 4-1: Quasistationäre Simulation [31] (eigene Darstellung)

Vorteile:

- Lösen algebraischer Gleichungen
- Kurze Simulationszeit
- Geringer Modellierungsaufwand

Nachteile:

- Empirische Beschreibung des Systems
- Keine dynamischen Effekte
- Keine Leistungsgrenzen der Komponenten

Anwendung:

- Topologieuntersuchungen
- Konzeptvergleich

Dynamische Simulation

Die dynamische Simulation (Abbildung 4-2) ist auch als Vorwärtssimulation bekannt. Die Berechnung erfolgt hier ausgehend vom Fahrzyklus über den Fahrer, den Motor, den Reifen bis zum Fahrzeug. Der Fahrer wird hier durch einen Regler dargestellt, der versucht den vorgegebenen Zyklus nachzufahren. Diese Simulation basiert auf einer detaillierten mathematischen Beschreibung mittels Differentialgleichungen. Dadurch kann vor allem das transiente Verhalten des Fahrzeuges gut beschrieben werden und es können Aussagen über Fahrbarkeit, Verbrauch und Emissionen getroffen werden. [18][31]

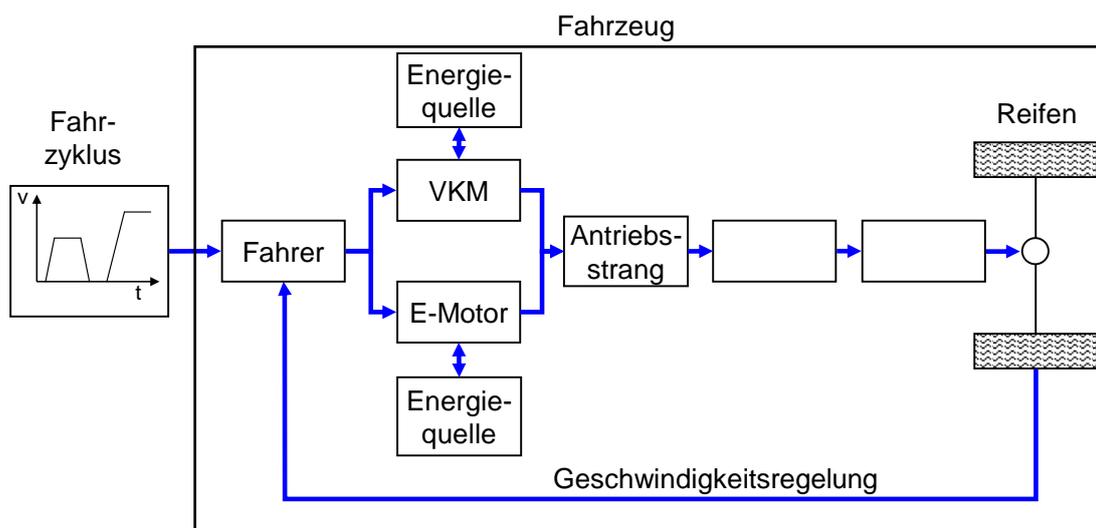


Abbildung 4-2: Dynamische Simulation [31] (eigene Darstellung)

Vorteile:

- Abbilden dynamischer Vorgänge möglich
- Auftreten realer Größen
- Reglersynthese
- Erfassen von Grenzbereichen

Nachteile:

- Reale Abstimmung des Fahrermodells ist schwierig
- Lange Rechenzeit
- Hoher Modellierungsaufwand
- Komplexität

Anwendung:

- HIL (Hardware in the Loop) und Rapid Prototyping
- Dimensionierung von Komponenten

4.2 GESAMTFAHRZEUGSIMULATIONSMODELL DES HYBRID-SPYDERS

In Abbildung 4-3 ist beispielhaft ein hybrider Antriebsstrang dargestellt. Um das Antriebsstrangmanagement bzw. die Komponenten des Spyders bewerten bzw. optimieren zu können, wurde ein dynamisches Modell zur Simulation des Gesamtfahrzeuges erstellt. Ausgangsbasis war hier ein Modell, welches von BRP Powertrain zur Verfügung gestellt wurde [9]. Dieses Modell wurde im Laufe dieses Projektes bzw. dieser Diplomarbeit sukzessive von allen Partnern erweitert und optimiert.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden folgende Punkte bearbeitet:

1. Optimierung einer Basis- Gesamtfahrzeugsimulation hinsichtlich modularer und übersichtlicher Gestaltung
2. Entwicklung einer Methodik zur Verwaltung der für die Simulation benötigten Parameter
3. Darstellung des thermischen Netzwerkes, mit Fokus auf den Kühlkreislauf in der Gesamtfahrzeugsimulation

Modelliert wurde diese Gesamtfahrzeugsimulation mit Hilfe von MATLAB Simulink. Der Grund warum hier ein dynamisches Modell gewählt wurde liegt einerseits darin, dass vor allem Untersuchungen des dynamischen Verhaltens im Vordergrund stehen. Andererseits ist es in MATLAB Simulink möglich, C-Codes zu generieren. Durch die Generierung von C-Codes können in weiterer Folge Steuergeräte programmiert und Verbindungen mit Hardware in the Loop (HIL) –Plattformen hergestellt werden. Aber auch die Auslegung von Steuerungs- und Regelungssystemen ist in MATLAB Simulink möglich, da Übertragungsfunktionen abgebildet und ermittelt werden können.

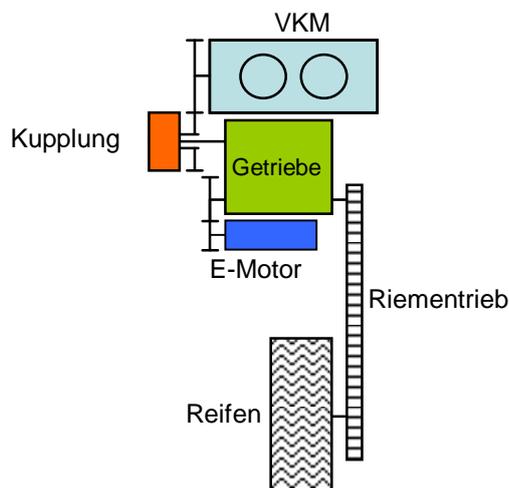


Abbildung 4-3: Hybrider Antriebsstrang

In diesem Kapitel wird nun auf die grundsätzliche Struktur dieses Modells und die einzelnen Funktionalitäten der Module bzw. Blöcke eingegangen. Um sich ein Bild über dieses Modell machen zu können ist in Abbildung 4-4 die oberste Ebene dieses Modells ersichtlic.

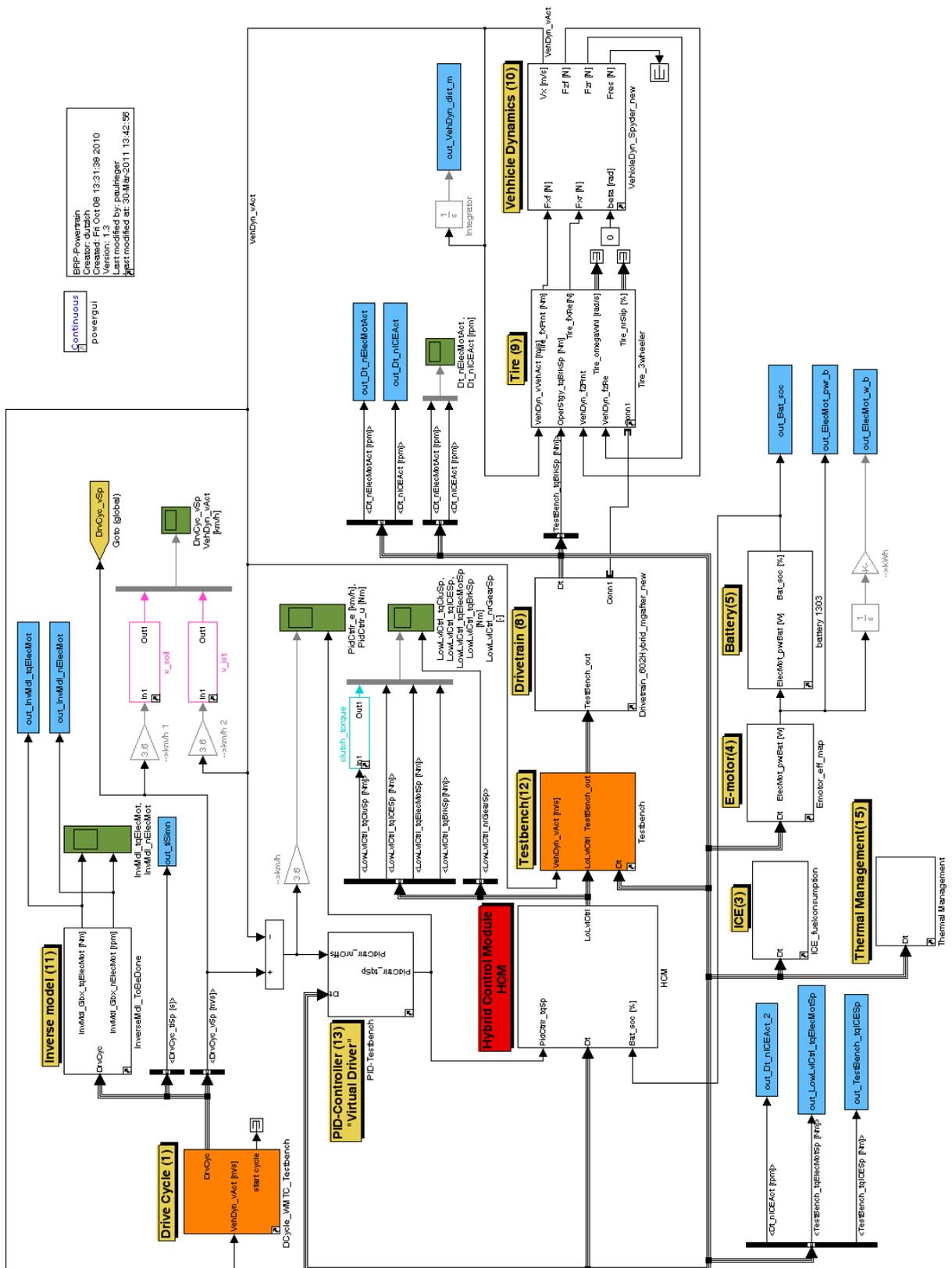


Abbildung 4-4: Gesamtfahrzeugsimulation in MATLAB Simulink

Um die einzelnen Blöcke bzw. Komponenten dieser Gesamtfahrzeugsimulation erklären zu können, wird eine vereinfachte Darstellungsweise, welche in Abbildung 4-5 ersichtlich ist, herangezogen. In dieser Abbildung sind die einzelnen Komponenten wie die Hybridsteuereinheit ersichtlich. Diese Blöcke sind über ein Datenbussystem miteinander verbunden, aber auch durch physikalische Verbindungen. Durch physikalische Verbindungen werden Drehzahlen und Drehmomente zwischen den Komponenten transportiert bzw. übergeben.

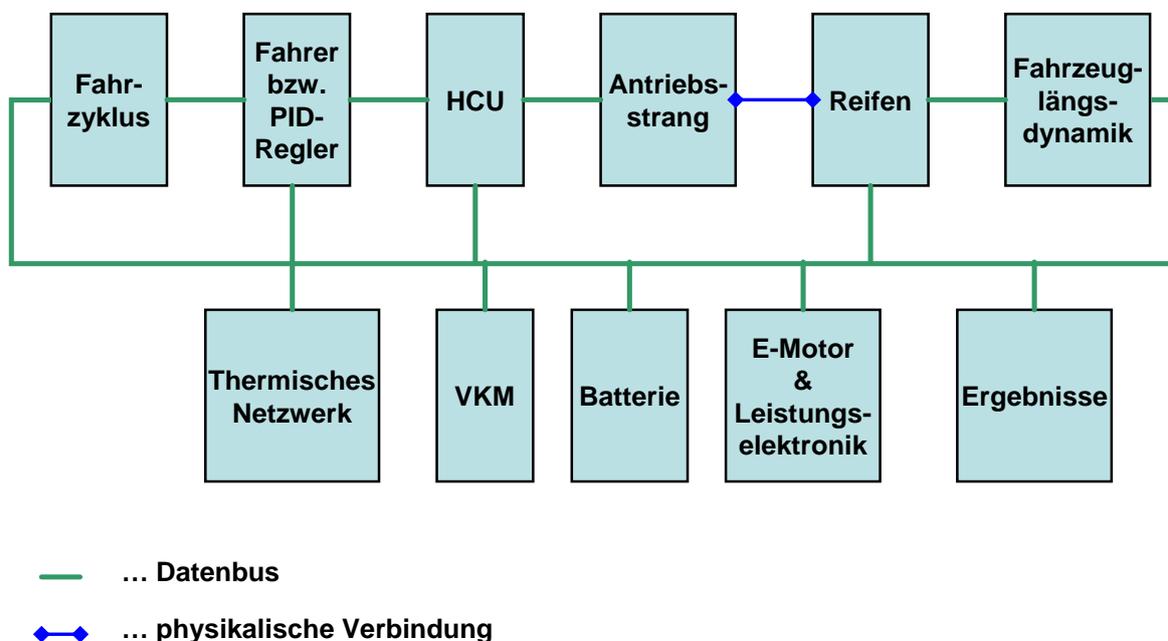


Abbildung 4-5: Vereinfachte Darstellung der Gesamtfahrzeugsimulation

4.2.1 Fahrzyklus

Damit eine Simulation durchgeführt werden kann, muss dem Modell ein Fahrprofil vorgegeben werden. Hierzu werden folgende Größen in diesem Modul an das Modell bzw. an den Datenbus übergeben:

- Sollgeschwindigkeit des Fahrzeuges als Funktion der Zeit
- Eingelegter Gang als Funktion der Zeit
- Fahrbahnsteigung

Weiters beinhaltet dieser Block Schnittstellen zur Verknüpfung mit einer HIL-Plattform, wodurch eine direkte Manipulation der zuvor genannten Größen am Prüfstand möglich ist.

4.2.2 Fahrer bzw. PID-Regler

Damit bei einem dynamischen Modell der Sollgeschwindigkeitsverlauf eingehalten werden kann, ist ein Fahrer bzw. ein PID-Regler in das Modell zu integrieren. Es handelt sich hier um einen geschlossenen Regelkreis, dessen Abbildung möglichst einer realen Fahrer-Fahrzeug Paarung entsprechen sollte. Durch dieses Fahrermodell wird zu jedem Zeitpunkt die Sollgeschwindigkeit, welche vom Block „Fahrzyklus“ an den Datenbus übergeben wird, und die Istgeschwindigkeit

des Fahrzeugs, welche vom Modul „Fahrzeuglängsdynamik“ bereitgestellt wird, verglichen. Die Differenz dieser beiden Größen stellt die Regelabweichung dar, die durch den „virtuellen Fahrer“ möglichst gering gehalten werden muss. Das Fahrermodell ist ein Regler ohne Vorsteuerung, d.h. das vorausschauende Fahren eines realen Fahrers wird nicht abgebildet.

4.2.3 Hybrid Control Unit

In der Hybrid Control Unit (HCU) ist die Betriebsstrategie des Fahrzeuges abgebildet. Unter Berücksichtigung von Leistungsgrenzen und thermischen Grenzen der jeweiligen Komponenten wird in diesem Block der effizienteste Betriebsmodus ausgewählt. Die HCU hat also folgende Aufgaben:

- Bestimmung der abrufbaren Momente der VKM und des E-Motors
- Festlegung des Betriebsmodus
- Ansteuerung der Kupplung
- Ansteuerung des Getriebes
- Aufteilung des benötigten Antriebs- bzw. Bremsmomentes zwischen VKM, E-Motor und Betriebsbremse

Die HCU wird in diesem Projekt in zwei weitere Blöcke, die sich durch den Detaillierungsgrad unterscheiden, aufgeteilt. Diese werden als „High Level Control“ und „Low Level Control“ bezeichnet.

High Level Control

Hier erfolgen die Wahl der übergeordneten Betriebsstrategie und die Festlegung der Momentenzusammensetzung zwischen der VKM, der E-Maschine und der Betriebsbremse, sowie die Ansteuerung des Getriebes.

Low Level Control

In diesen Block erfolgt die Ansteuerung aller Komponenten des Hybridantriebsstranges, vor allem bei regelungstechnisch komplexen Betriebs- bzw. Fahrsituationen. Dazu zählen zum Beispiel:

- zugkraftunterbrechungsfreies Schalten
- ruckfreies Einkuppeln
- Übergänge zwischen unterschiedlichen Betriebsmodi (sollte vom Fahrer nicht wahrgenommen bzw. als „normal“ empfunden werden)

4.2.4 Antriebsstrang

Zur Modellierung dieses Moduls wurde eine zusätzliche Bibliothek in Simulink namens „SimDriveline“ verwendet. Diese Bibliothek beinhaltet Blöcke zur Darstellung von Drehmomentquellen, Übersetzungen, rotatorischen Massenträgheiten, Kupplungen, Getriebe und Sensoren für Drehzahl und Drehmoment. Im Modul „Antriebsstrang“ erfolgt also eine Starrkörpersimulation des Antriebsstrangs bei dem alle wesentlichen rotatorischen Massen über

den Drallsatz berücksichtigt werden. Um sich die Art der Modellierung vorstellen zu können, ist in Abbildung 4-6 der Antriebsstrang veranschaulicht.

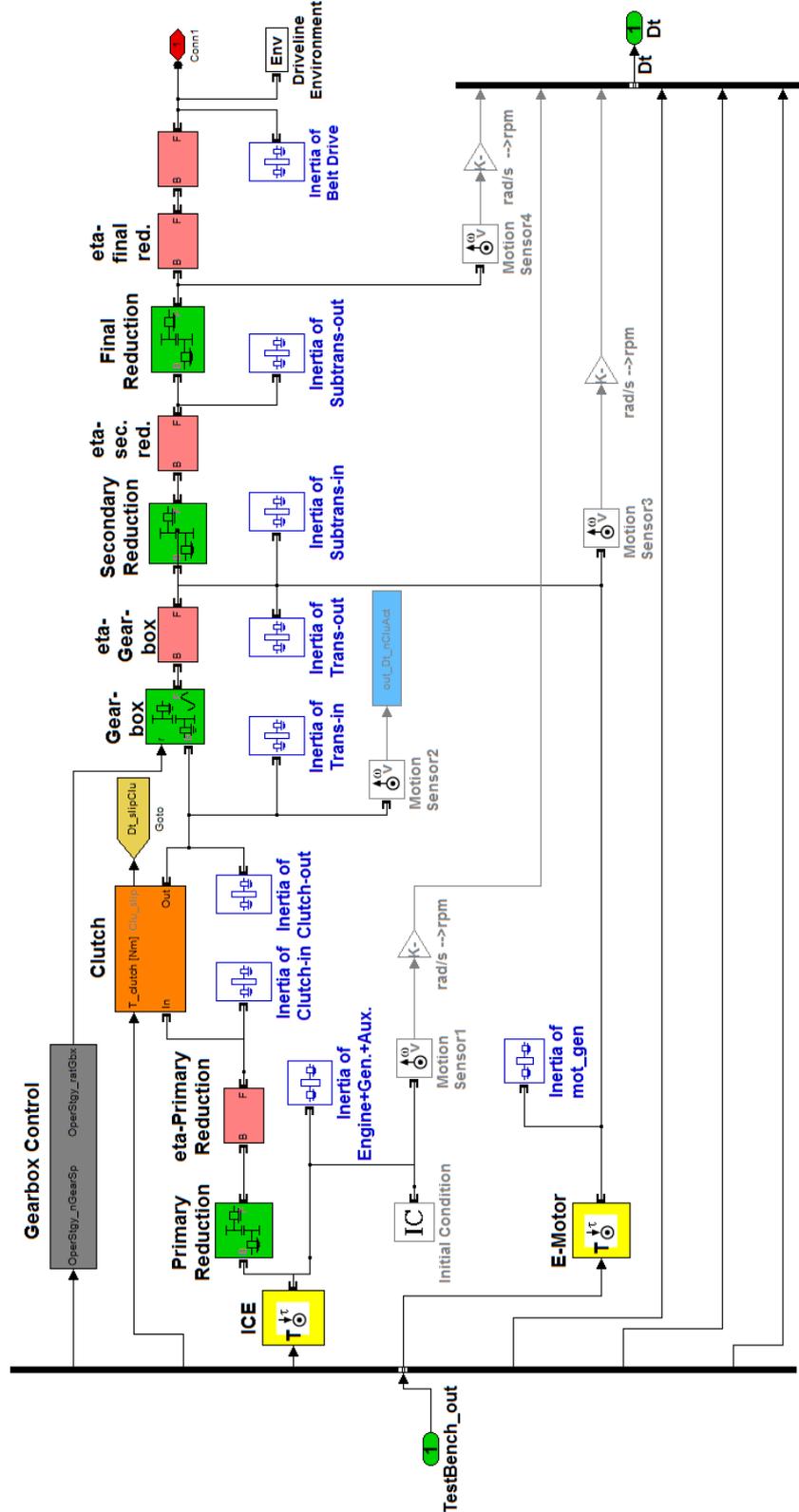


Abbildung 4-6: Antriebsstrangmodell

4.2.5 Reifen

Weiters ist es in der Gesamtfahrzeugsimulation notwendig, dass die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn durch ein Längskraft-Schlupfmodell dargestellt wird. Auch hierzu steht in der SimDriveline-Bibliothek ein Block zur Verfügung. In diesem Block wird die übertragbare Längskraft, in Abhängigkeit des anliegenden Drehmomentes und der Drehzahl am Rad, der Radlast sowie der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit, berechnet. Für eine genauere Beschreibung wird auf die Hilfe Funktion in MATLAB Simulink verwiesen [26].

4.2.6 Fahrzeuglängsdynamik

In diesem Block werden die Istgeschwindigkeit und die dynamische Achslastverlagerung des Fahrzeuges in Abhängigkeit der Fahrwiderstände und der Reifenlängskräfte berechnet. Die Reifenlängskräfte werden vom Reifenmodell geliefert und die Fahrwiderstände werden, wie in Kapitel 3.1 beschrieben, berechnet. Wobei zu erwähnen ist, dass hier nur der translatorische Beschleunigungswiderstand berücksichtigt wird. Grund hierfür ist, dass der rotatorische Anteil des Beschleunigungswiderstandes bereits im Antriebsstrangmodell berechnet wird. Die Achslastverteilung berechnet sich aus einem statischen Anteil, einem dynamischen Anteil sowie einem durch Luftkräfte bedingten Anteil.

4.2.7 VKM

Beim VKM-Modell handelt es sich um ein kennfeldbasiertes Modell bei dem das Sollmoment aus der HCU in ein tatsächliches Drehmoment umgewandelt wird. Das Modell ist zurzeit durch folgende Daten charakterisiert:

- Verbrauchskennfeld
- Volllastmomentkennlinie
- Schleppmomentkennlinie

4.2.8 Batterie

Im Batterie-Submodell ist die Logik der Batterie dargestellt bzw. modelliert. Folgende Größen werden hier berechnet und an den Datenbus weitergeleitet:

- Ladezustand (SOC)
- Klemmenspannung
- Verlustleistung

4.2.9 E-Motor und Leistungselektronik

In diesem Block wird das Verhalten der E-Maschine, der Leistungselektronik sowie des dazugehörigen Steuergerätes abgebildet. Dieses Modul ist durch folgende Daten charakterisiert:

- Dauervolllastkennlinie der E-Maschine
- Wirkungsgradkennfeld der E-Maschine
- Wirkungsgradkennfeld der Leistungselektronik

4.2.10 Thermisches Netzwerk

Im thermischen Netzwerk werden die thermodynamischen Energieflüsse des hybriden Antriebsstranges berechnet bzw. dargestellt. Hier erfolgt also die Berechnung von Komponententemperaturen (VKM, E-Maschine, Batterie,...) und Kühlwassertemperaturen, die in weiterer Folge in der HCU für die Wahl des Betriebsmodus benötigt werden.

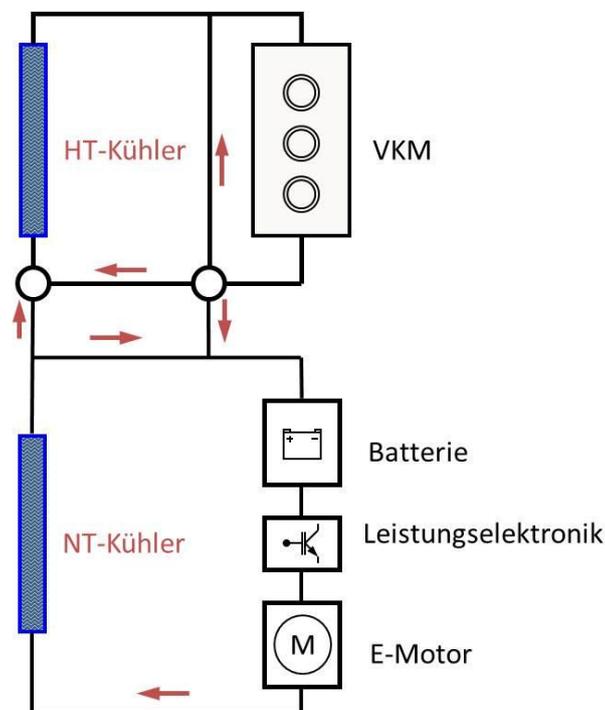


Abbildung 4-7: Beispiel für einen Kühlkreislauf eines Hybridantriebsstranges

Im Rahmen des HyPower-Projektes ist es die Aufgabe des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik dieses Modul in die Gesamtfahrzeugsimulation zu integrieren. In einem ersten Schritt ist es jedoch notwendig eine Methodik zur Implementierung des thermischen Modells, mit Fokus auf den konvektiven Wärmetransport im Kühlwasser, zu entwickeln. Hierzu wurden in dieser Arbeit mögliche Ansätze analysiert bzw. entwickelt, die später noch in Kapitel 6 beschrieben werden. Wie ein Kühlkreislauf für einen hybriden Antriebsstrang aussehen könnte ist in Abbildung 4-7 dargestellt.

4.2.11 Ergebnisse

Dieser Block dient zur Bewertung der Simulation. Es werden Kraftstoffverbrauch, Abgasemissionen sowie der Wirkungsgrad des Antriebsstrangs, etc., berechnet. Aktuell wird in diesem Block der Kraftstoffverbrauch kalkuliert.

4.2.12 Datenbus

Der Datenbus fungiert als Plattform, auf der Signale ausgetauscht bzw. bereitgestellt werden. Dadurch wird vermieden, dass Signale zwischen den Blöcken einzeln transportiert werden. Dies ist vor allem für die Übersichtlichkeit des Modells vorteilhaft. Weiters ist zu erwähnen, dass am

Datenbus die Signale nicht verändert werden. Durch den Bus ist es also möglich, dass die mit ihm verbundenen Module zu jeden Zeitpunkt auf alle Signale zugreifen können.

Auf die Blöcke Datenbus und thermisches Netzwerk wird nun in den nächsten Kapiteln näher eingegangen. Weiters wird noch erläutert wie das Datenmanagement und die Bezeichnung der Parameter und Signale im Modell erfolgen.

5 Datenmanagement und Datenbus

Für den Betrieb und die Verwaltung einer Gesamtfahrzeugsimulation, an der mehrere Projektpartner beteiligt sind, sind viele Dinge zu beachten. Erstens ist es notwendig, dass das Modell möglichst modular und übersichtlich gestaltet ist. Dies ist erforderlich, damit Module rasch ausgetauscht werden können und sich alle Partner einfach im Simulationsmodell zurechtfinden. Zweitens erfordert ein solches Modell auch ein Daten- bzw. Parametermanagement. Durch dieses sollen die im Modell verwendeten Parameter, wie Kennfelder, Kennlinien und Kennzahlen, archiviert, verwaltet und an die jeweiligen Partner verteilt werden.

5.1 DATENBUS

Wie bereits erwähnt, hat der Datenbus die Aufgabe, die an ihn gelieferten Signale, wie eine Art Plattform, an die verschiedenen Module zu verteilen. Dadurch wird der Transport von einzelnen Signalen zwischen den Blöcken vermieden und die Übersichtlichkeit des Modells verbessert.

Da das von BRP Powertrain zur Verfügung gestellte Modell, am Anfang dieser Diplomarbeit, keinen Datenbus integriert hatte, war es notwendig, einen solchen in das Modell zu implementieren. Weiters war es in dieser Arbeit auch notwendig, das Modell in gewissen Bereichen modularer zu gestalten, um die Austauschbarkeit der Module gewährleisten zu können.

In Abbildung 5-1 ist die Ausgangsbasis des Modells, wie sie von BRP Powertrain am Anfang der Diplomarbeit bereitgestellt wurde, ersichtlich. Man sieht, dass in diesem Modell die Signale zwischen den Blöcken einzeln verknüpft sind, wodurch es zu Überschneidungen der Signallinien kommt und die Überschaubarkeit des Modells beeinträchtigt wird. Vergleicht man diesen Stand des Modells mit dem neuen Stand in Abbildung 4-4, so sind im neuen Modell dicke Linien, welche Datenbussignale darstellen, zu erkennen.

Wie Datenbusse in ein Simulinkmodell implementiert werden, wird nun anhand eines Beispiels näher beschrieben.

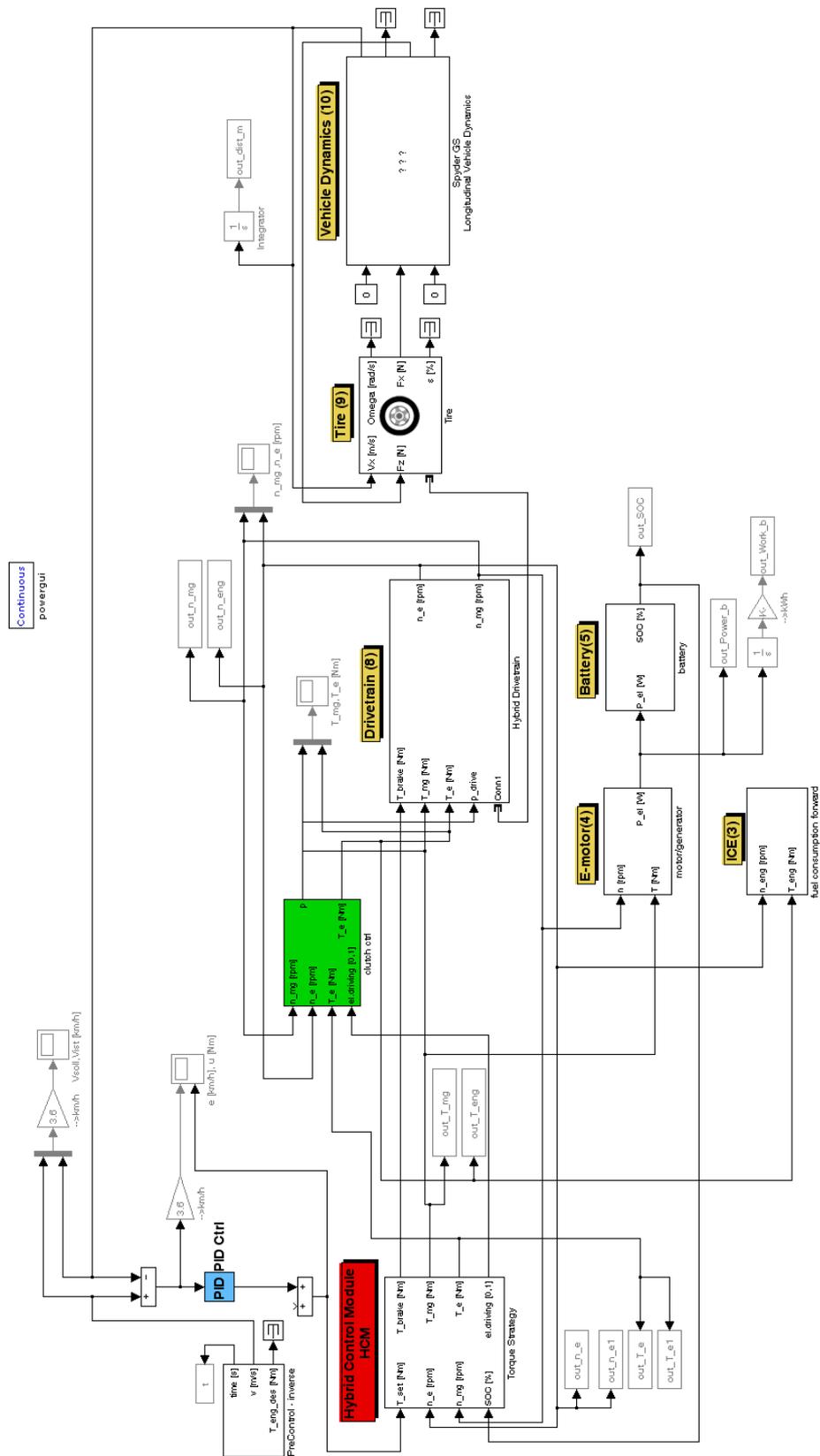


Abbildung 5-1: Ausgangsbasis des Gesamtfahrzeugsimulationsmodells

5.1.1 Implementierung Datenbus

Wie ein Datenbus erzeugt wird und wie Signale von einem Datenbus abgegriffen werden können, wird nun anhand des Antriebsstrangsmodells, welches in Abbildung 4-6 ersichtlich ist, beschrieben.

MATLAB Simulink stellt hierfür zwei Blöcke, den „Bus Creator“ und „Bus Selector“, zur Verfügung, mit denen Busse erzeugt bzw. Signale ausgewählt werden können.

Bus Creator

Mit dem Bus Creator können mehrere Signale zu einem Datenbus zusammengefasst, aber auch Signale zu einem bestehenden Datenbus hinzugefügt werden (siehe Abbildung 5-2). Durch einen Doppelklick auf den Bus Creator (rot eingekreist) öffnet sich ein Fenster. Zuerst muss hier die Anzahl der Signaleingänge, im Feld „Number of inputs“, festgelegt werden. Die anschließend auf den Bus Creator gelegten Signale werden dann mit ihren Namen, im Feld „Signals in bus“, dargestellt. Die Eingangssignale können, bei Bedarf, im Feld „Rename selected signal“ umbenannt werden.

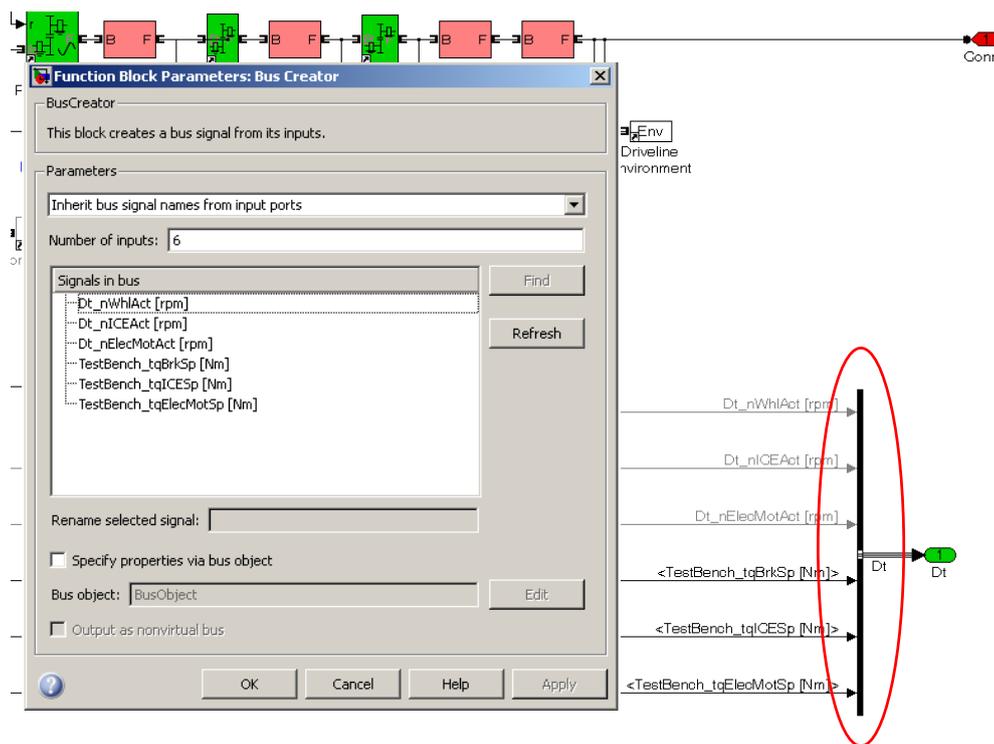


Abbildung 5-2: Bus Creator

Bus Selector

Durch den Bus Selector, welcher in Abbildung 5-3 rot eingekreist ersichtlich ist, können Signale, die auf einem Datenbus liegen, ausgewählt und ausgegeben werden. Hier ist auch eine Mehrfachauswahl eines Signals möglich. Weiters besteht die Möglichkeit, dass die ausgewählten

Signale zu einem neuen Datenbus zusammengefasst und ausgegeben werden (siehe Feld „Output as bus“).

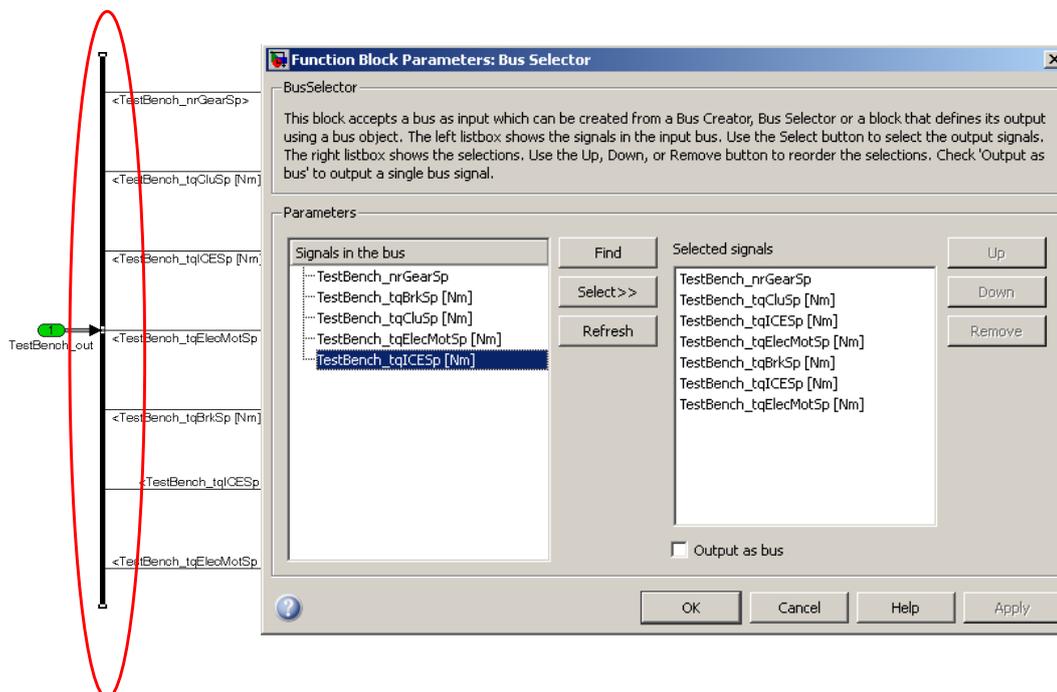


Abbildung 5-3: Bus Selector

5.2 DATENMANAGEMENT

Die Tätigkeiten bezüglich des Datenmanagements umfassten zwei Bereiche:

- Benennung der verwendeten Parameter sowie aller relevanten Signale im Modell nach einer vorgegebenen Nomenklatur
- Erstellung einer Plattform, in der die Parameter verwaltet werden

5.2.1 Parameter- bzw. Signalbezeichnung

In Abbildung 5-2 und Abbildung 5-3 ist ersichtlich, dass die Signalnamen eine bestimmte Struktur aufweisen. Wie sich die Namen für die Parameter bzw. Signale zusammensetzen und warum eine durchgängige Bezeichnungsweise notwendig ist, wird nun näher erläutert.

Notwendigkeit einer vorgegebenen Nomenklatur

Die Notwendigkeit einer Nomenklatur für die Variablenbezeichnung liegt vor allem darin, dass dadurch die Signale und Parameter in der Simulation direkt einem Modul bzw. Block zugeordnet werden können. Dies ist besonders bei der Selektion von Signalen bei Signalbussen wichtig und hilfreich. Durch die Vorgabe einer durchgängigen Bezeichnungsweise wird zusätzlich erreicht, dass alle Projektpartner ihre Variablen auf dieselbe Art benennen und somit Verwechslungen vermieden werden. Weiters kann dadurch einfach festgestellt werden, ob es

sich um einen Istwert, Sollwert, eine physikalische Größe oder um ein Boolesches Signal, etc. handelt.

Namenszusammensetzung

Für die Zusammensetzung der Namen wurde von BRP Powertrain ein Abkürzungsverzeichnis bereitgestellt, welches die Parameter und Signale eindeutig bezeichnet.

Hierzu wurde ein eigenes Excel-File kreiert, in dem Variablennamen erzeugt und automatisch in eine Liste eingetragen werden können. Durch den Eintrag in die Liste bekommt man gleichzeitig eine Übersicht über bereits verwendete Variablenbezeichnungen. Ein Screenshot dieses Files ist im Anhang in Abbildung 11-1 zu sehen.

Auf diese Art werden alle Parameter und alle relevanten Signale, die in der Simulation verwendet werden, bezeichnet.

5.2.2 Datenverwaltung

Dadurch, dass im Rahmen des HyPower-Projekts mehrere Partner gleichzeitig an der Gesamtfahrzeugsimulation arbeiten, ist es notwendig, die im Modell verwendeten Daten bzw. Parameter zu verwalten. Hierzu zählen Kennzahlen, Kennlinien und Kennfelder, die in der Simulation benötigt werden.

Zu diesem Zweck wurde ein weiteres Excel-File erstellt, in dem die Parameter für die einzelnen Module verwaltet werden. Der Grund, weshalb für die Verwaltung nicht MATLAB sondern Microsoft Excel gewählt wurde, liegt darin, dass Excel in Managementkreisen das geläufigere Tool ist und somit Parameter leichter diskutiert und geändert werden können. Aber auch die weitere Verbreitung spricht für Microsoft Excel.

Parameterfile

In Abbildung 5-4 ist die grundsätzliche Struktur des Parameterfiles zur Datenverwaltung dargestellt. Dieses File gliedert sich in „Haupttabellenblätter“ (z.B.: VKM 1, Batterie 2) und „Zusatztabellenblätter“ (Kennlinien, Kennfelder). Alle Module bzw. Komponenten der Gesamtfahrzeugsimulation sind mehrfach in dieser Datei angelegt. Der Grund hierfür liegt darin, dass teilweise mehrere Varianten der Komponenten zur Verfügung stehen oder in weiterer Zukunft vielleicht neue hinzukommen. Zurzeit ist jedes Modul dreifach ausgeführt.

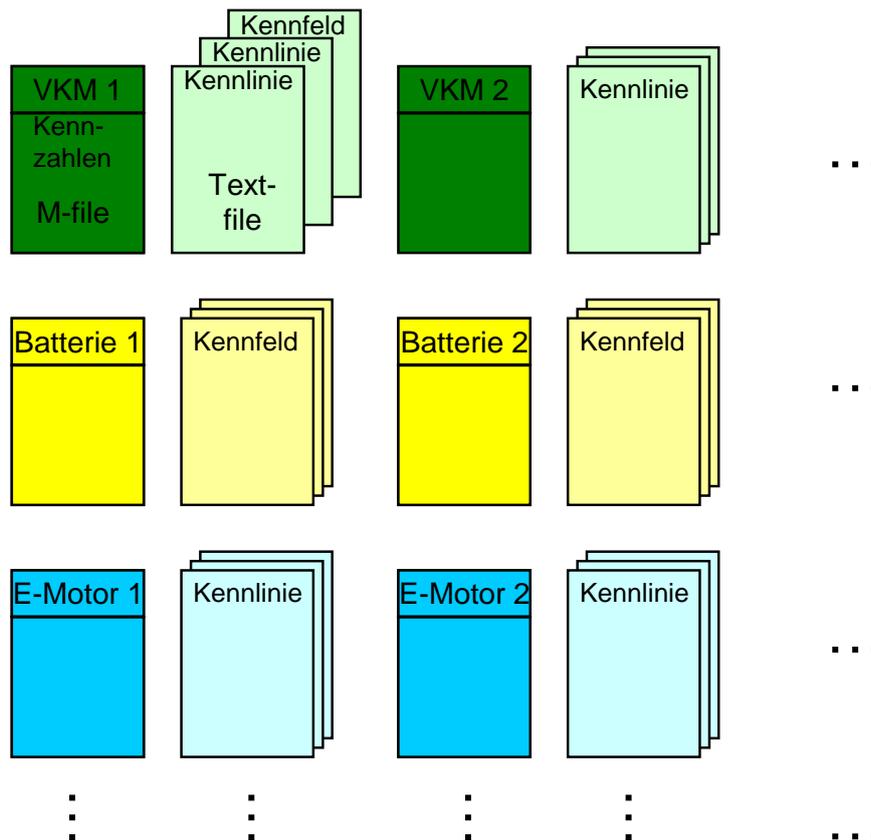


Abbildung 5-4: Struktur des Parameterfiles

- Haupttabellenblatt

In den Haupttabellenblättern wird der MATLAB-Code direkt eingegeben. Sie beinhalten den Code für die Kennzahlen (siehe Abbildung 5-5) sowie den Code zum Ansprechen der Kennlinien und Kennfelder (siehe Abbildung 5-6), die in den Zusatztabelleblättern angeführt sind.

IntCmbEng_Prm_nRtd	=	Simulink.Parameter		
IntCmbEng_Prm_nRtd.Description	=	'rated speed 1303'		
IntCmbEng_Prm_nRtd.DocUnit	=	'rpm'		
IntCmbEng_Prm_nRtd.Value	=	7250		
IntCmbEng_Prm_nIdle	=	Simulink.Parameter		
IntCmbEng_Prm_nIdle.Description	=	'idling speed 1303'		
IntCmbEng_Prm_nIdle.DocUnit	=	'rpm'		
IntCmbEng_Prm_nIdle.Value	=	1300		

Abbildung 5-5: Eingabe von Kennzahlen im Parameterfile

% 3.1 Kennlinien (characteristic curves)	
% Laden des Verbrauchskennfeldes der VKM (load fuel consumption map)	
intCmbEng_FuCnsMap_bstc	Simulink.Parameter
intCmbEng_FuCnsMap_bstc.Description	'specific fuel consumption 1303'
intCmbEng_FuCnsMap_bstc.DocUnit	'kg/h'
intCmbEng_FuCnsMap_bstc.Value	textread('3_1_fuelconsum_map_1303.txt','headerlines',1,'emptyvalues',NaN)
intCmbEng_FuCnsMap_bstc.Value	intCmbEng_FuCnsMap_bstc.Value(:,1:(end-1))
intCmbEng_FuCnsMap_n	Simulink.Parameter
intCmbEng_FuCnsMap_n.Description	'Engine speed 1303'
intCmbEng_FuCnsMap_n.DocUnit	'rpm'
intCmbEng_FuCnsMap_n.Value	textread('3_1_fuelconsum_map_1303.txt','1','headerlines',4,'emptyvalues',NaN)
intCmbEng_FuCnsMap_n.Value	intCmbEng_FuCnsMap_n.Value(1:(end-1))
intCmbEng_FuCnsMap_tq	Simulink.Parameter
intCmbEng_FuCnsMap_tq.Description	'Engine torque 1303'
intCmbEng_FuCnsMap_tq.DocUnit	'Nm'
intCmbEng_FuCnsMap_tq.Value	textread('3_1_fuelconsum_map_1303.txt','1','headerlines',6,'emptyvalues',NaN)
intCmbEng_FuCnsMap_tq.Value	intCmbEng_FuCnsMap_tq.Value(1:(end-1))
intCmbEng_FuCnsMap_bmep	Simulink.Parameter
intCmbEng_FuCnsMap_bmep.Description	'Brake Mean Effective Pressure 1303'
intCmbEng_FuCnsMap_bmep.DocUnit	'bar'
intCmbEng_FuCnsMap_bmep.Value	textread('3_1_fuelconsum_map_1303.txt','1','headerlines',8,'emptyvalues',NaN)
intCmbEng_FuCnsMap_bmep.Value	intCmbEng_FuCnsMap_bmep.Value(1:(end-1))

Abbildung 5-6: Programmierung von Kennlinien und Kennfeldern im Parameterfile

- Zusatztabelleblätter

Die Zusatztabelleblätter beinhalten, wie bereits erwähnt, die Kennlinien und Kennfelder der jeweiligen Komponenten. Sie werden nicht im MATLAB-Code programmiert. Für eine Kennlinie ist ein Beispiel in Abbildung 5-7 angeführt.

Fullload- and dragline of the 1303 ICE

Fullloadline 1303												
nf	[rpm]											
2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000
Tf												
98,55	107,4075	116,265	127,17	137,445	133,875	129,66	126,6675	123,2025	114,3825	107,7075	99,465	
bmeptf												
9,41403135	10,2601479	11,1062644	12,1479692	13,129493	12,7884672	12,3856275	11,7669721	10,9264378	10,2888055	9,50143712		
Dragline 1303												
nd	[rpm]											
900	1380	1979	2484	2977	3477	3882	4481	4982	5491	5981	6484	7001
Td												
-13,922994	-14,969835	-16,749466	-17,900992	-18,633781	-20,204044	-21,041517	-21,87899	-23,239884	-24,600778	-25,019515	-26,380409	-27,322567
bmeptd												
-1,33	-1,43	-1,6	-1,71	-1,78	-1,93	-2,01	-2,09	-2,22	-2,35	-2,39	-2,52	-2,61

Abbildung 5-7: Zusatztabelleblatt im Parameterfile (Kennlinien)

Durch das Ausführen eines Makros im Parameterfile ist es möglich, alle Haupttabelleblätter als M-Files und alle Zusatztabelleblätter als Text-Files abzuspeichern. Bei M-Files handelt es sich um Textdateien mit der Endung „.m“, die in MATLAB für die Eingabe von Befehlsfolgen verwendet werden.

Zur Initialisierung der Gesamtfahrzeugsimulation wurde ein „Startfile“ in MATLAB programmiert. Durch dieses File können die M-Files der ausgeschriebenen Haupttabelleblätter

ausgewählt und die Parameter für die Simulation initialisiert werden. Ein Ausschnitt dieses Startfiles ist im Anhang, in Abbildung 11-2, ersichtlich.

Simulink-Parameter

Für die Verwaltung wurde ein Datenobjekt namens „Simulink-Parameter“, welches von Simulink zur Verfügung gestellt wird, verwendet. Der Hauptgrund für dieses Datenobjekt liegt darin, dass bei dieser Art eine Manipulation der Parameter über eine HIL-Plattform möglich ist. Weiters kann einem Simulink-Parameter nicht nur ein Wert sondern auch andere Eigenschaften zugewiesen werden.

Unter anderen können folgende Eigenschaften hinzugefügt werden:

- Beschreibung des Parameters
- Art des Datentyps
- Maximal- und Minimalwert
- Einheit

Wird ein Simulink-Parameter in MATLAB aufgerufen, öffnet sich ein Fenster, das in Abbildung 5-8 dargestellt ist. Hier ist ein Beispiel für die Leerlaufdrehzahl der VKM angeführt. Durch diese Funktionalität ist es möglich, den Parameter direkt in MATLAB und nicht im Parameterfile mit neuer Initialisierung zu ändern. Dies ist vor allem bei HIL-Anwendungen und bei der Analyse von Ergebnissen bei kleinen Parameteränderungen in der Simulation sehr hilfreich.

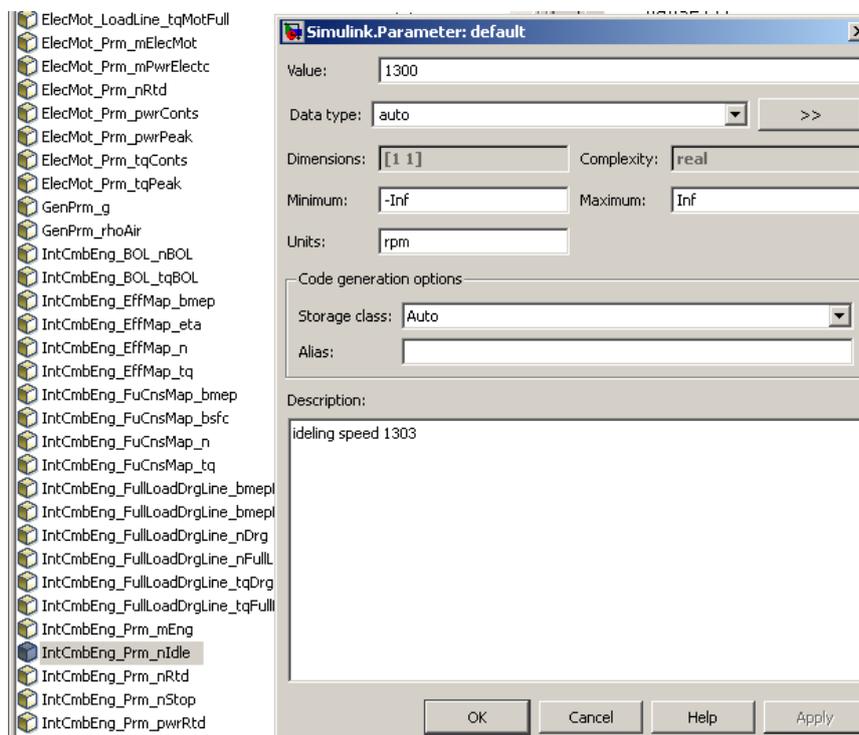


Abbildung 5-8: Simulink-Parameter

Die Vorgehensweise zur Initialisierung von Parametern in der Gesamtfahrzeugsimulation ist in Abbildung 5-9 ersichtlich. Hier sind die Schritte von der Manipulation von Parametern im

Parameterfile über die Generierung von m- und txt-files per „Knopfdruck“ bis hin zur Initialisierung der Parameter in MATLAB Simulink noch einmal strukturiert dargestellt.

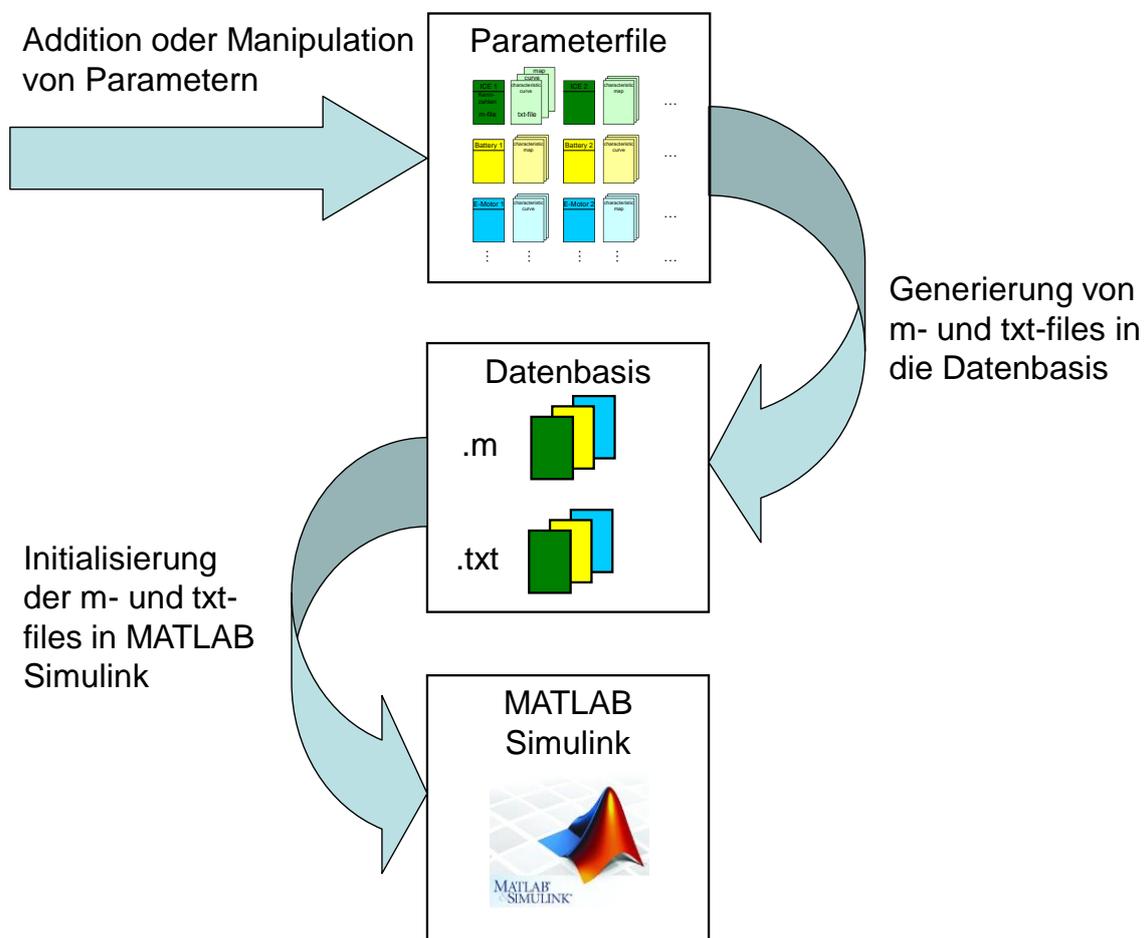


Abbildung 5-9: Prozedur für die Initialisierung der Parameter

6 Thermisches Netzwerk

Die thermodynamische Betrachtung der Energieflüsse innerhalb des Fahrzeuges zur Abschätzung von Entwicklungspotenzialen und zur Ableitung von Betriebsstrategien ist ein wesentlicher Bestandteil für die Auslegung eines Hybridfahrzeuges. Um ein bestmögliches thermisches Management gewährleisten zu können ist es notwendig, alle relevanten Wärmequellen und -senken im Fahrzeug zu erfassen und zu berücksichtigen. Das heißt, dass der Betrieb der Komponenten eines Hybridfahrzeuges wie der VKM, der Batterie, der Leistungselektronik und der E-Maschine in einem für sie optimalen Temperaturfenster erfolgen muss und erst daraus in weiterer Folge eine geeignete Strategie abgeleitet werden kann.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wird nun des Weiteren die Methodik für die Integration des thermischen Modells in die Gesamtfahrzeugsimulation vorgestellt.

6.1 ALLGEMEINES ZUM THERMISCHEN NETZWERK

Wie bereits erwähnt, ist es bei der Darstellung des thermischen Netzwerks notwendig, dass alle relevanten Wärmeströme im Fahrzeug berücksichtigt werden. Die Arten der Wärmeübertragung und die Grundlagen zur Beschreibung eines thermischen Netzwerkes werden im Folgenden näher erläutert.

6.1.1 Arten der Wärmeübertragung

Die Wärmeübertragung kann grundsätzlich auf zwei Arten erfolgen [45]:

- Wärmeleitung
- Wärmestrahlung

Wärmeleitung

Wärmeleitung wird durch einen Temperaturgradienten in einem Medium hervorgerufen. Hier jedoch wird zwischen ruhenden Stoffen (feste Stoffe und ruhende Fluide) und strömenden Fluiden unterschieden. Die Wärmeleitung in ruhenden Stoffen ist vom Temperaturgradienten und den Stoffeigenschaften abhängig.[45]

Im Fall der Wärmeleitung in Festkörpern und ruhenden Fluiden gilt das Fouriersche Gesetz [5]:

$$\dot{q} = -\lambda \vec{\nabla} T \quad \text{Gleichung 6-1}$$

$\dot{q} \dots$	Wärmestromdichte [W/m ²]
$\lambda \dots$	Wärmeleitfähigkeit [W/m K]
$\vec{\nabla} T \dots$	Temperaturgradient [K/m]

Die Fouriersche Wärmeleitgleichung besagt, dass die Wärmestromdichte dem Temperaturgradienten proportional ist. Die Wärmeleitfähigkeit stellt eine

Proportionalitätskonstante dar. Sie ist generell von der Temperatur aber auch von der molekularen Struktur der Materie abhängig. [5]

Beim Wärmetransport zwischen einer festen Wand und einem bewegten Fluid erfolgt der Wärmeaustausch durch Wärmeleitung zwischen der Wand und dem Fluid. Zusätzlich erfolgt durch das Vorhandensein einer Strömung ein Energietransport. Die Wärmeübertragung ist hier von der Wärmeleitung und der Temperaturgrenzschicht des Fluids abhängig. Die Temperaturgrenzschicht wird wiederum von der Strömung beeinflusst. Diese Art des Wärmetransports wird als Konvektion bezeichnet, die man weiter in freie und erzwungene Konvektion unterteilen kann. Bei der freien Konvektion entsteht die Strömung durch einen Temperatur- und damit Dichteunterschied. Die Strömung bei der erzwungenen Konvektion wird durch einen erzwungenen Druckunterschied hervorgerufen (z.B.: Pumpe).[45]

Zur Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangs wird das Newtonsche Kühlgesetz herangezogen [5].

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_W - T_F) \quad \text{Gleichung 6-2}$$

$\dot{q} \dots$	Wärmestromdichte [W/m ²]
$\alpha \dots$	Wärmeübergangskoeffizient bzw. Wärmeübergangszahl [W/m ² K]
$T_W \dots$	Wandtemperatur des Festkörpers [K]
$T_F \dots$	Temperatur des Fluids [K]

Hier stellt die Wärmestromdichte das Produkt aus der Temperaturdifferenz zwischen Wand und Fluid und einem Proportionalitätsfaktor dar. Dieser Proportionalitätsfaktor wird als Wärmeübergangskoeffizient bezeichnet und ist vom Strömungszustand sowie den physikalischen Eigenschaften des Fluids abhängig [5].

Wärmestrahlung

Die Wärmeübertragung durch Strahlung erfolgt ohne ein Medium, das als Träger fungiert. Die Energie wird durch elektromagnetische Wellen zwischen den Oberflächen transportiert.[45]

Zur Bestimmung der Wärmestromdichte durch Strahlung wird das Stefan-Boltzmann-Gesetz herangezogen.[45]

$$\dot{q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad \text{Gleichung 6-3}$$

$\dot{q} \dots$	Wärmestromdichte [W/m ²]
$\varepsilon \dots$	Emissionsverhältnis [-]
$\sigma \dots$	Stefan-Boltzmann-Konstante $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ [W m ⁻² K ⁻⁴]
$T \dots$	Temperatur [K]

Das Emissionsverhältnis kann maximal den Wert 1 erreichen und ist von der Natur der Oberfläche abhängig [44]. Den Wert 1 hat beispielsweise ein schwarzer Körper.

Der Strahlungswärmestrom zwischen zwei Oberflächen berechnet sich wie folgt [44]:

$$\dot{Q}_{12} = c_{12}(\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varphi_{12}) \cdot A_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{Gleichung 6-4}$$

$\dot{Q}_{12} \dots$	Wärmestrom [W]
$A_1 \dots$	wärmeübertragende Fläche [m ²]
$c_{12} \dots$	Konstante [-]
$\varepsilon_1 \dots$	Emissionsverhältnis der Fläche 1 [-]
$\varepsilon_2 \dots$	Emissionsverhältnis der Fläche 2 [-]
$\varphi_{12} \dots$	Winkelverhältnis zwischen Fläche 1 und 2 [-]
$T_1 \dots$	Temperatur der Fläche 1 [K]
$T_2 \dots$	Temperatur der Fläche 2 [K]

Die Konstante c_{12} ist von den Emissionsverhältnissen ε_1 , ε_2 der beiden Oberflächen sowie der geometrischen Lage der beiden Flächen φ_{12} zueinander abhängig [44]. Für eine genauere Beschreibung der Wärmestrahlung wird auf den VDI-Wärmeatlas verwiesen.

In der nachfolgenden Abbildung sind die Arten der Wärmeübertragung nochmals dargestellt.

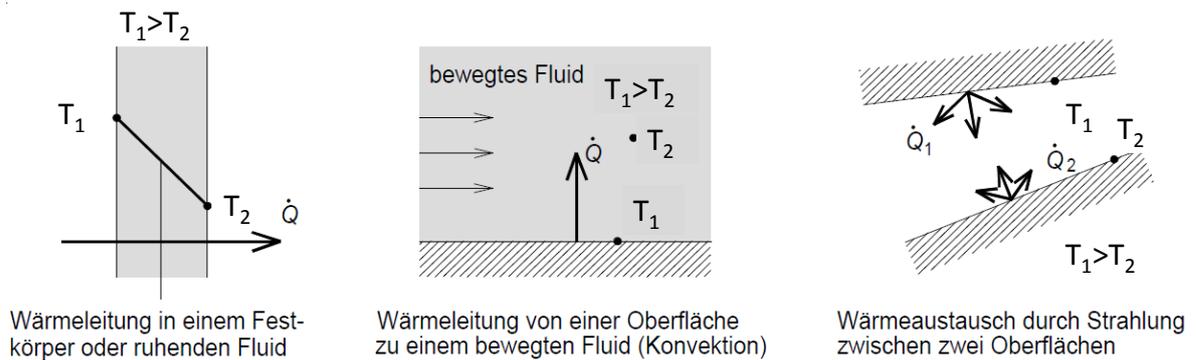


Abbildung 6-1: Arten der Wärmeübertragung [45]

Die Betrachtung des thermischen Netzwerks wurde im Rahmen dieser Diplomarbeit auf den konvektiven Wärmetransport durch das Kühlwasser beschränkt. Aus diesem Grund wird noch einmal detaillierter auf die erzwungene Konvektion und auf Rohrströmungen eingegangen.

6.1.2 Erzwungene Konvektion

Wie zuvor beschrieben, wird die erzwungene Konvektion durch eine Temperaturdifferenz und einen erzwungenen Dichteunterschied, z.B. durch eine Pumpe, hervorgerufen. Bei der Definition laut Gleichung 6-2 wird die Fluidtemperatur über den gesamten Raum als konstant angenommen. Dies ist bei turbulenten Strömungen zulässig, da hier die Temperaturgrenzschicht im Vergleich zum Rohrdurchmesser sehr klein ist.[45]

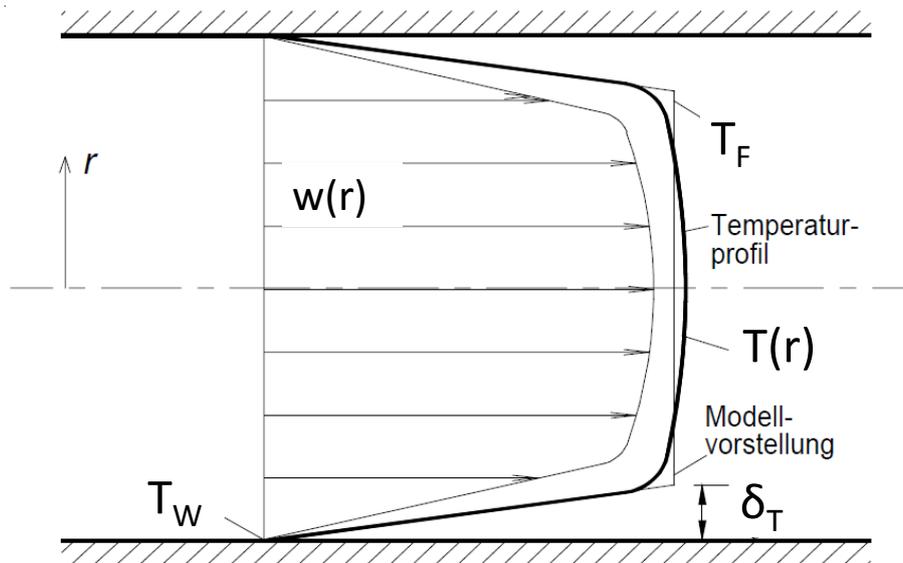


Abbildung 6-2: Temperaturverlauf in einer turbulenten Rohrströmung [45]

$w(r)$...	Strömungsgeschwindigkeitsverlauf im Rohr
T_W ...	Wandtemperatur
T_F ...	Fluidtemperatur
δ_T ...	Dicke der Temperaturgrenzschicht

Die Wärmeübergangszahl wird über die Wärmeleitfähigkeit in der Grenzschicht und die Dicke der Temperaturgrenzschicht ermittelt.[45]

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta_T} \quad \text{Gleichung 6-5}$$

Da die Temperaturgrenzschicht nur sehr schwer gemessen und die Wärmeübergangszahl analytisch nicht ermittelt werden kann, muss auf empirische Gleichungen und auf Kennzahlen zurückgegriffen werden.

6.1.3 Bestimmung der Wärmeübergangszahl und Kennzahlen

Es hat sich in Messungen gezeigt, dass die Wärmeübergangszahl einer Strömung von der Reynoldszahl, der Geometrie, den Stoffwerten und der Richtung des Wärmestroms abhängig ist.[45]

Zur Bestimmung der Gesetzmäßigkeiten bzw. der Wärmeübergangszahl werden folgende Kennzahlen verwendet [45]:

- Nusseltzahl
- Prandtlzahl
- Reynoldszahl

Nusseltzahl

Die Nusseltzahl ergibt sich aus dem Verhältnis der für die Strömung charakteristischen Länge d und der Dicke der Temperaturgrenzschicht δ_T .[45]

$$Nu = \frac{d}{\delta_T} \quad \text{Gleichung 6-6}$$

$d \dots$ charakteristische Länge [m]

Gleichung 6-5 in Gleichung 6-6 eingesetzt, ergibt:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_i}{\lambda} \quad \text{Gleichung 6-7}$$

Die charakteristische Länge entspricht bei Rohrströmungen dem Rohrrinnendurchmesser. Aus der Nusseltzahl kann in weiterer Folge die Wärmeübergangszahl bestimmt werden.

Reynoldszahl

Das Verhältnis zwischen den Trägheitskräften und Reibungs- bzw. Zähigkeitskräften wird als Reynoldszahl bezeichnet. [45]

$$Re = \frac{w \cdot d_i}{\nu} \quad \text{Gleichung 6-8}$$

$d \dots$ charakteristische Länge [m]

$w \dots$ mittlere Geschwindigkeit [m/s]

$\nu \dots$ kinematische Viskosität [m²/s]

Durch die Reynoldszahl wird die Art der Strömung berücksichtigt.

Prandtlzahl

Die Prandtlzahl ist temperaturabhängig und dient bei der Berechnung der Wärmeübergangszahl zur Berücksichtigung der Stoffwerte. Sie ergibt sich aus dem Verhältnis der kinematischen Viskosität zur Temperaturleitfähigkeit. [45]

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} \quad \text{Gleichung 6-9}$$

ν ... kinematische Viskosität [m²/s]
 a ... Temperaturleitfähigkeit [m²/s]

Bestimmung der Wärmeübergangszahl in Rohrströmungen

Wie bereits erwähnt, wird der Wärmeübergangskoeffizient aus der Nusseltzahl bestimmt. Die Nusseltzahl kann als Funktion folgender Faktoren beschrieben werden [45]:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}, \text{Geometrie}, T / T_w) \quad \text{Gleichung 6-10}$$

Bei Rohrströmungen muss bei der Bestimmung der Wärmeübergangszahl zwischen turbulenten und laminaren Strömungen unterschieden werden.

Für die Beschreibung von turbulenten Rohrströmungen hat sich der Ansatz von Gnielinski als geeignet erwiesen [44]. Diese Gleichung gilt sowohl für konstante Wandtemperatur als auch für konstante Wärmestromdichte.

$$\text{Nu}_{\text{turbulent}} = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{l}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad \text{Gleichung 6-11}$$

l ... Rohrlänge [m]

Für die Rohrreibungszahl ξ gilt:

$$\xi = [1,8 \cdot \log(\text{Re}) - 1,5]^2 \quad \text{Gleichung 6-12}$$

Diese beiden Gleichungen sind unter folgenden Bedingungen gültig:

$$10^4 \leq \text{Re} \leq 10^6; 0,1 \leq \text{Pr} \leq 1000; \frac{d_i}{l} \leq 1$$

Die Stoffwerte werden für die mittlere Flüssigkeitstemperatur T_m ermittelt.

$$T_m = \frac{T_{ein} + T_{aus}}{2} \quad \text{Gleichung 6-13}$$

T_{ein} ... Fluidtemperatur am Rohreintritt [K]

T_{aus} ... Fluidtemperatur am Rohraustritt [K]

Zur Berechnung des übertragenen Wärmestroms \dot{Q} wird die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_m verwendet. [44]

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T_m \quad \text{Gleichung 6-14}$$

A ... wärmeübertragende Fläche [m²]

$$\Delta T_m = \frac{T_{aus} - T_{ein}}{\ln\left(\frac{T_W - T_{ein}}{T_W - T_{aus}}\right)} \quad \text{Gleichung 6-15}$$

T_W ... Wandtemperatur [K]

Für laminare Strömungen wird in dieser Diplomarbeit nur der Fall mit konstanter Wandtemperatur behandelt. Für thermisch und hydraulisch ausgebildete laminare Strömungen in langen Rohren ist die Wärmeübergangszahl von Pr und Re unabhängig und es gilt [45]:

$$Nu_{la\ min\ ar} = 3,66 \quad \text{Gleichung 6-16}$$

Im Fall von kurzen Rohren mit nicht ausgebildeter Temperatur- und Strömungsgrenzschicht wird die Nusseltzahl wie folgt berechnet [45]:

$$Nu_{la\ min\ ar} = 0,664 \cdot \sqrt[3]{Pr} \cdot \sqrt{\text{Re} \cdot \frac{d_i}{l}} \quad \text{Gleichung 6-17}$$

Für den asymptotischen Übergangsbereich gilt folgende Gleichung [45]:

$$Nu_{la\ min\ ar} = \sqrt[3]{3,66^3 + 0,664^3 \cdot Pr \cdot \left(\text{Re} \cdot \frac{d_i}{l}\right)^2} \quad \text{Gleichung 6-18}$$

Diese Gleichung ist bis zu Reynoldszahlen von 2300 gültig.

Für den Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung ($2300 \leq \text{Re} \leq 10^4$) wird laut [44] folgende Interpolationsgleichung vorgeschlagen.

$$Nu = (1 - \gamma) \cdot Nu_{laminar, 2300} + \gamma \cdot Nu_{turbulent 10^4} \quad \text{Gleichung 6-19}$$

$$\text{mit } \gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300}$$

$Nu_{laminar, 2300} \dots$ Nusseltzahl bei $Re=2300$

$Nu_{turbulent 10^4} \dots$ Nusseltzahl bei $Re=10^4$

Punktmasse

Im Rahmen dieser Diplomarbeit ist bei der Beschreibung des thermischen Verhaltens der Komponenten bzw. des Systems nicht die Temperaturverteilung sondern die mittlere Temperaturänderung im Körper von Interesse. Aus diesem Grund werden die Bauteile als Punktmassen betrachtet. Dies ist bei technischen Prozessen durchaus üblich und im Fall von kleinen Biotzahlen auch erlaubt [45].

Die Biotzahl ist das Verhältnis des inneren Wärmeleitwiderstandes $\frac{L}{\lambda}$ zum äußeren Wärmeübergangswiderstand $\frac{1}{\alpha}$ [44].

$$Bi = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad \text{Gleichung 6-20}$$

$L \dots$ charakteristische Länge [m]

Im Fall von kleinen Biotzahlen ($<0,1$) kann mit hoher Genauigkeit die mittlere Temperatur für die Körpertemperatur angenommen werden [5].

In Abbildung 6-3 sind Temperaturverläufe für unterschiedliche Biotzahlen ersichtlich. Hier wird eine in y- und z-Richtung unendlich große ebene Platte mit der Anfangstemperatur T_A zum Zeitpunkt $t=0$ mit einem Fluid mit tieferer Temperatur T_∞ in Verbindung gebracht. Durch das Fluid wird Wärme von der Oberfläche der Platte abgeführt. Im Fall von kleinen Bi-Zahlen ($Bi=0$) sieht man eine gleichmäßige Temperaturverteilung im Inneren des Körpers. Bei großen Bi-Zahlen ($Bi=\infty$) nimmt die Oberfläche der Platte sehr schnell die Fluidtemperatur an, während im Inneren des Körpers lange die Anfangstemperatur T_A gehalten wird. Dadurch entstehen sehr große Temperaturgradienten im Inneren des Körpers.[5][45]

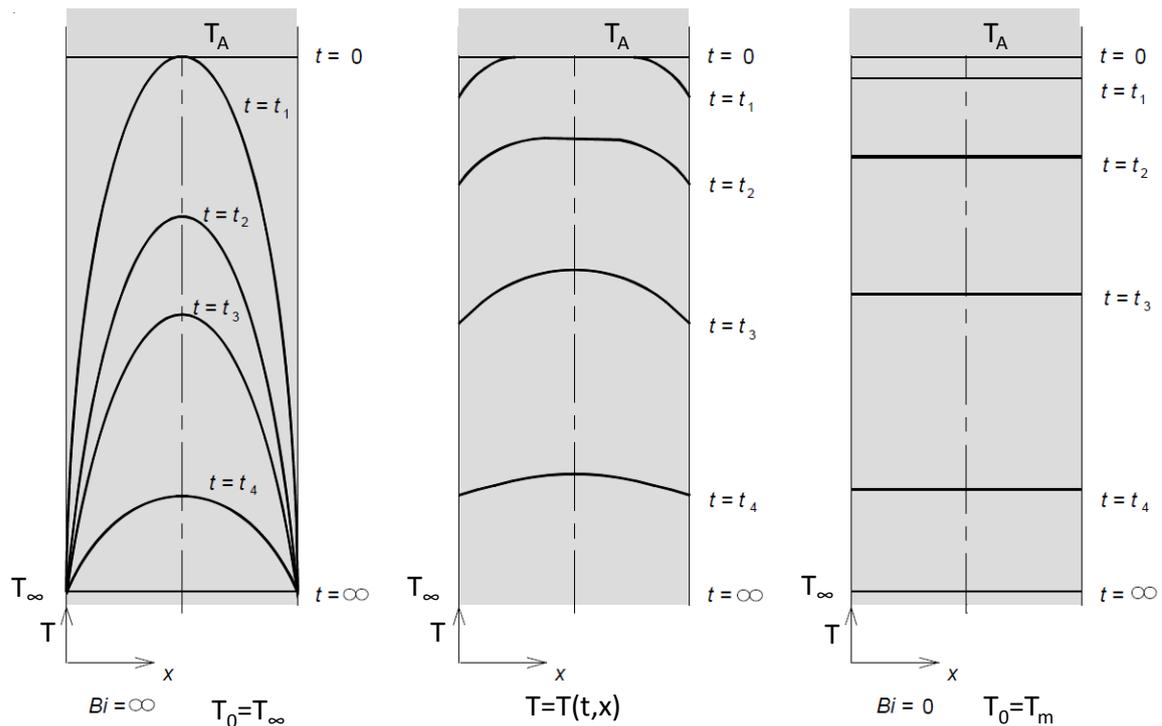


Abbildung 6-3: Temperaturverläufe bei Extremfällen [45]

Erster Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme

Im Fall der Wärmeübertragung ist der 1. Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme als Energieerhaltungsgleichung gültig. Wobei die mechanische Arbeit und die kinetische und potentielle Energie vernachlässigt werden und sich folgende Erhaltungsgleichung ergibt. [36][45]

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_a + \sum \dot{m}_i \cdot h_i \quad \text{Gleichung 6-21}$$

- U ... innere Energie des Systems [J]
- \dot{Q}_a ... über die Systemgrenze fließender Wärmestrom (äußerer Wärmestrom) [W]
- \dot{m}_i ... über die Systemgrenze fließender Massenstrom [kg/s]
- h_i ... spezifische Enthalpie des über die Systemgrenze fließenden Massenstroms [J/kg]

Der Wärmestrom \dot{Q}_a wird dem System entweder zu- oder abgeführt oder stammt aus einer inneren Wärmequelle.

Eine in der Wärmeübertragung gebräuchliche Form der Energieerhaltungsgleichung, unter der Berücksichtigung der Betrachtung einer Punktmasse, sieht beispielsweise für Flüssigkeiten wie folgt aus. [45]

$$m \cdot c_F \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_{12} + \dot{Q}_{Quelle} + \dot{m} \cdot c_F \cdot (T_2 - T_1) \quad \text{Gleichung 6-22}$$

m ...	Masse der Punktmasse [kg]
c_F ...	spezifische Wärmekapazität der Flüssigkeit [J/kg K]
T ...	Temperatur der Punktmasse [K]
\dot{Q}_{12} ...	dem System während der Zustandsänderung zugeführter Wärmestrom z.B. über Konvektion [W]
\dot{Q}_{Quelle} ...	Wärmestrom aus einer inneren Wärmequelle [W]
\dot{m} ...	Massenstrom [kg/s]
T_2 ...	Austrittstemperatur [K]
T_1 ...	Eintrittstemperatur

Um verifizieren zu können, ob die Überlegungen und Ansätze bezüglich der Beschreibung der Systeme und der Konvektion auch stimmen, wurde ein vereinfachtes thermisches Modell ausgewählt.

Die Vorgehensweise bei der Entwicklung bzw. Integration eines thermischen Netzwerkes in eine Gesamtfahrzeugsimulation ist in Abbildung 6-4 dargestellt. In der ersten Phase wird das thermische Modell in MATLAB Simulink programmiert. In einem weiteren Schritt werden die Ergebnisse aus der Simulation durch experimentelle Abgleiche validiert. Abschließend kann durch die Validierung das Modell optimiert werden.

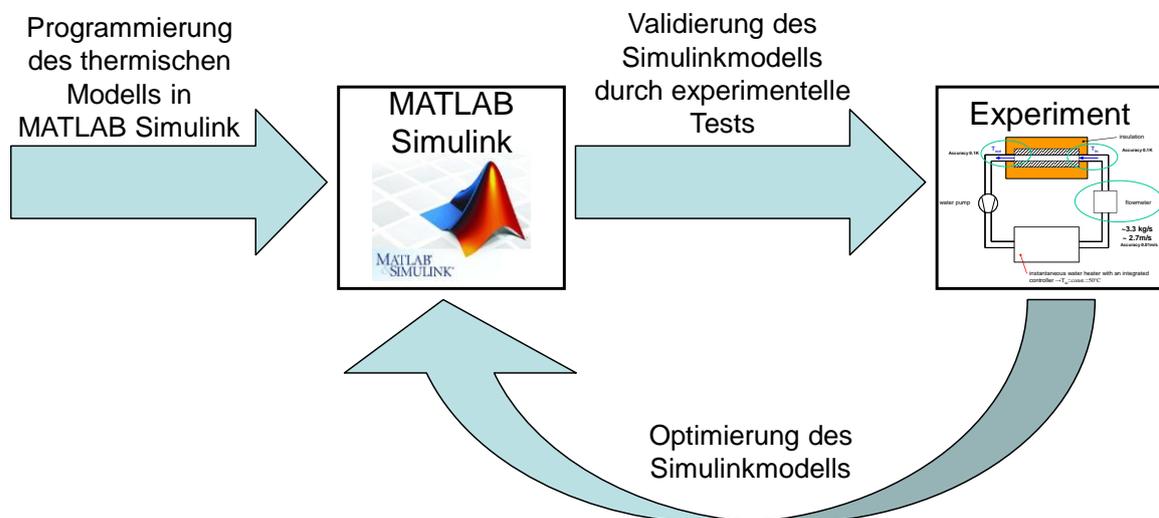


Abbildung 6-4: Entwicklungsprozess für das thermische Netzwerk

6.2 MODELLIERUNG DES VEREINFACHTEN THERMISCHEN MODELLS

Eine wesentliche Voraussetzung bei der Beschreibung bzw. Modellierung des thermischen Systems im Rahmen von HyPower ist, dass das System echtzeitfähig sein muss, da die daraus gewonnenen Gleichungen bzw. Funktionen in weiterer Folge in ein Steuergerät implementiert werden sollen. Einen wesentlichen Faktor spielt also die Simulationsdauer. In einem ersten Schritt wird jedoch mehr Augenmerk auf die Genauigkeit der Beschreibung des Systems gelegt. In weiterer Folge ist es aber durchaus notwendig, das thermische Modell hinsichtlich Rechenzeit zu optimieren.

6.2.1 Beschreibung des Modells

Für den Abgleich zwischen Simulation und Messung wurde ein vereinfachtes Modell entwickelt, welches in Abbildung 6-5 dargestellt ist. Bei diesem Modell handelt es sich um ein Aluminiumrohr, das mit warmem Wasser durchströmt wird. Das Aufwärmverhalten des Rohres sollte hierbei untersucht werden.

Es wurden folgende Annahmen und Vereinfachungen getroffen:

- Das Rohr stellt ein adiabates System dar, das heißt es wird keine Wärme an die Umgebung abgegeben.
- Die Wassereintrittstemperatur in das Rohr wird konstant auf 50 °C gehalten.
- Die Temperatur des Rohres wird als homogen festgelegt (Punktmasse).
- Die Wandtemperatur an der Rohrinneinnenseite wird über die Länge konstant angenommen.
- Der Wassermassenstrom im Rohr ist konstant.
- Die mittlere Wassertemperatur im Rohr wird vereinfacht über den arithmetischen Mittelwert der Ein- und Ausgangstemperatur berechnet und nicht über die logarithmische Gleichung.
- Stoffwerte werden als konstant angenommen.

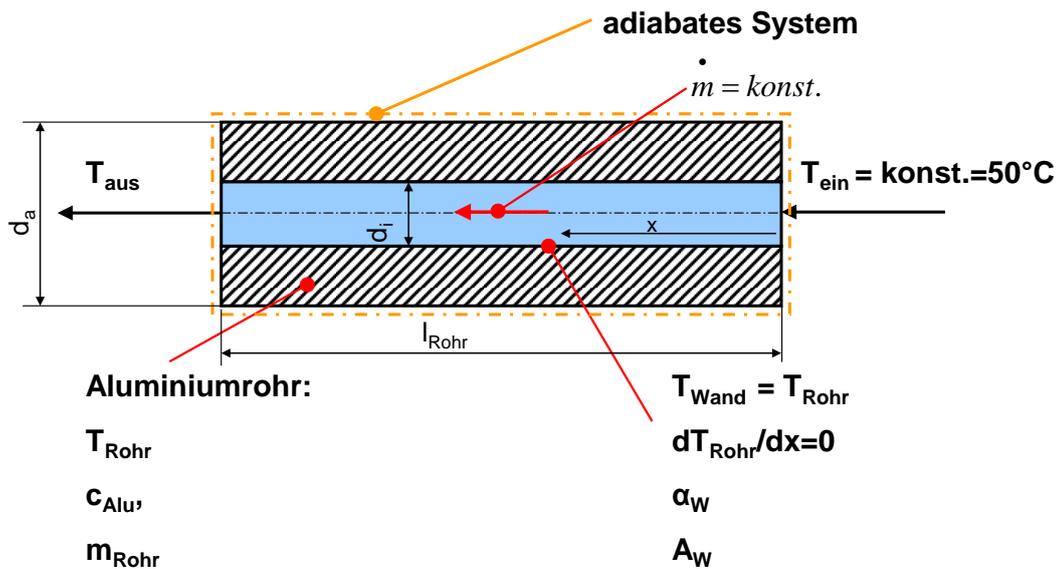


Abbildung 6-5: Vereinfachtes thermisches Modell

6.2.2 Simulation des Modells mit MATLAB

Das zuvor beschriebene thermische System wird nun mit MATLAB abgebildet und simuliert. Hierzu wird es mit Hilfe von Differenzgleichungen dargestellt, welche hinsichtlich der Zeit diskretisiert sind.

Zur Beschreibung dieses Systems wurde der Erste Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme verwendet. Wie die Differentialgleichungen für die Berechnung des vereinfachten Modells aussehen und wie die Diskretisierung erfolgt, wird nun genauer erläutert bzw. hergeleitet.

Das Gleichungssystem zur Berechnung des vereinfachten thermischen Modells sieht folgendermaßen aus:

$$c_{\text{Alu}} \cdot m_{\text{Rohr}} \cdot \frac{dT_{\text{Rohr}}}{dt} = -\alpha_W \cdot A_{\text{Rohr}_i} \cdot (T_{\text{Rohr}} - T_{m_Wasser}) \quad \text{Gleichung 6-23}$$

$$c_W \cdot m_{\text{Wasser}} \cdot \frac{dT_{m_Wasser}}{dt} = \alpha_W \cdot A_{\text{Rohr}_i} \cdot (T_{\text{Rohr}} - T_{m_Wasser}) + \dots$$

$$\dots + \dot{m} \cdot c_W \cdot (T_{\text{ein}} - T_{\text{aus}}) \quad \text{Gleichung 6-24}$$

$$T_{m_Wasser} = \frac{T_{\text{aus}} + T_{\text{ein}}}{2} \quad \text{Gleichung 6-25}$$

$c_{\text{Alu}} \dots$ Wärmekapazität des Aluminiumrohres [J/kg K]

$c_W \dots$	Wärmekapazität von Wasser [J/kg K]
$m_{Rohr} \dots$	Masse des Rohres [kg]
$m_{Wasser} \dots$	Wassermasse im Rohr [kg]
$\alpha_W \dots$	Wärmeübergangskoeffizient im Rohr [W/m ² K]
$A_{Rohr_i} \dots$	wärmeübertragende Fläche an der Rohrrinnenseite [m ²]
$\dot{m} \dots$	Massenstrom durch das Rohr [kg/s]
$T_{m_Wasser} \dots$	mittlere Wassertemperatur im Rohr [K]
$T_{Rohr} \dots$	homogene Temperatur des Rohres [K]
$T_{ein} \dots$	Eintrittstemperatur des Wassers am Rohr [K]
$T_{aus} \dots$	Austrittstemperatur des Wassers am Rohr [K]

Die zeitliche Diskretisierung wird nun anhand von Gleichung 6-23 näher erläutert. Der Term auf der linken Seite der Gleichung 6-23 steht für die Änderung der inneren Energie des Rohres und der rechte Term beschreibt den konvektiven Wärmetransport zwischen der Flüssigkeit im Rohr und der Rohrrinnenwand.

Bei der zeitlichen Diskretisierung wird das betrachtete Zeitintervall in äquidistante Teilintervalle Δt zerlegt [35].

$$t_{n+1} = t_n + \Delta t \quad n = 0,1,2,\dots \quad \text{Gleichung 6-26}$$

Temperaturwerte T_n zum Zeitpunkt t_n werden auch mit Index n gekennzeichnet. Bei der zeitlichen Diskretisierung gilt das Kausalitätsprinzip, welches besagt, dass Lösungen zum Zeitpunkt t_{n+1} nur von Lösungen von davorliegenden Zeitpunkten t_n, t_{n-1}, \dots abhängig sein können (Abbildung 6-6). Es handelt sich also hierbei um eine Extrapolation.[35]

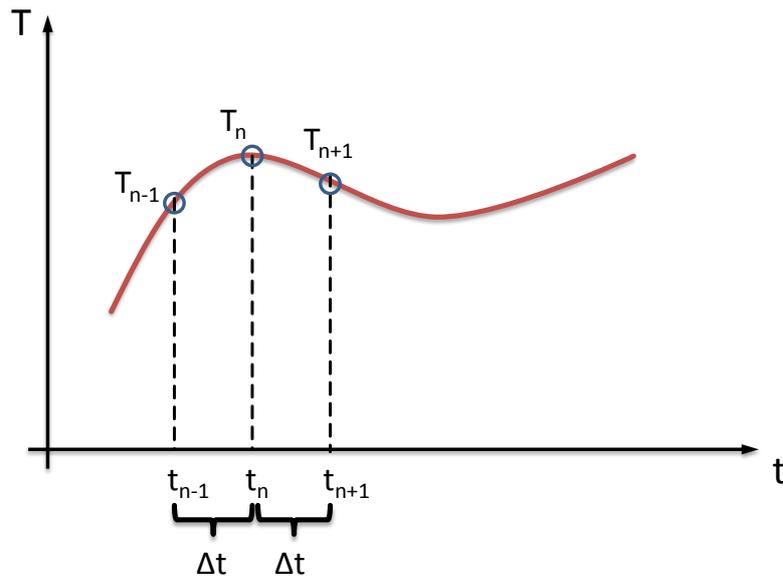


Abbildung 6-6: Zeitliche Diskretisierung

Wird nun Gleichung 6-23 auf diese Art und Weise diskretisiert, ergibt sich folgende Differenzengleichung:

$$c_{Alu} \cdot m_{Rohr} \cdot \frac{T_{Rohr_{n+1}} - T_{Rohr_n}}{\Delta t} = -\alpha_W \cdot A_{Rohr_i} \cdot (T_{Rohr_n} - T_{m_Wasser_n}) \quad \text{Gleichung 6-27}$$

Zur Berechnung des Temperaturverlaufes des Rohres wird Gleichung 6-27 folgendermaßen umgeformt:

$$T_{Rohr_{n+1}} = -\frac{\alpha_W \cdot A_{Rohr_i}}{c_{Alu} \cdot m_{Rohr}} \cdot (T_{Rohr_n} - T_{m_Wasser_n}) \cdot \Delta t + T_{Rohr_n} \quad \text{Gleichung 6-28}$$

Die weiteren zwei Gleichungen zur Beschreibung des vereinfachten Modells sehen wie folgt aus:

$$T_{m_Wasser_{n+1}} = \frac{\alpha_W \cdot A_{Rohr_i}}{c_W \cdot m_{Wasser}} \cdot (T_{Rohr_n} - T_{m_Wasser_n}) \cdot \Delta t + \dots \quad \text{Gleichung 6-29}$$

$$\dots + \frac{\dot{m} \cdot \Delta t}{m_{Wasser}} \cdot (T_{ein_n} - T_{aus_n}) + T_{m_Wasser_n}$$

$$T_{aus_{n+1}} = 2 \cdot T_{m_Wasser_{n+1}} - T_{ein_n} \quad \text{Gleichung 6-30}$$

$\Delta t \dots$ Zeitschrittweite [s]

Die wärmeübertragende Fläche, die Wassermasse im Rohr und die Masse des Rohres werden wie nachstehend berechnet:

$$A_{Rohr_i} = d_i \cdot \pi \cdot l_{Rohr} \quad \text{Gleichung 6-31}$$

$$m_{Rohr} = \frac{(d_a^2 - d_i^2) \cdot \pi}{4} \cdot l_{Rohr} \cdot \rho_{Alu} \quad \text{Gleichung 6-32}$$

$$m_{Wasser} = \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_{Rohr} \cdot \rho_{Wasser} \quad \text{Gleichung 6-33}$$

$d_i \dots$	Rohrinnendurchmesser [m]
$d_a \dots$	Rohraußendurchmesser [m]
$l_{Rohr} \dots$	Rohrlänge [m]
$\rho_{Alu} \dots$	Dichte von Aluminium [kg/m ³]
$\rho_{Wasser} \dots$	Dichte von Wasser [kg/m ³]

Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten wird eine Formel aus dem VDI-Wärmeatlas für die überschlägige Berechnung der Nusseltzahl verwendet [44]:

$$Nu = 0,012 \cdot (\text{Re}^{0,87} - 280) \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{l_{Rohr}} \right)^{2/3} \right] \quad \text{Gleichung 6-34}$$

Nu...	Nusseltzahl
Re...	Reynoldszahl
Pr...	Prandtlzahl bei 50 °C

Die Prandtlzahl und die anderen Stoffgrößen stammen für eine Temperatur von 50°C ebenfalls aus dem VDI - Wärmeatlas.[44]

Die Reynoldszahl wird aus der charakteristischen Geschwindigkeit, der charakteristischen Länge (=Rohrinnendurchmesser) und der kinematischen Viskosität berechnet.

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_i}{\nu} \quad \text{Gleichung 6-35}$$

$d_i \dots$	charakteristische Länge [m]
$w \dots$	charakteristische Geschwindigkeit [m/s]
$\nu \dots$	kinematische Viskosität bei 50°C [m ² /s]

Die charakteristische Geschwindigkeit berechnet sich wie folgt.

$$w = \frac{\dot{m}}{\frac{d_i^2 \cdot \pi}{4}} \quad \text{Gleichung 6-36}$$

\dot{m} ... Massenstrom durch das Rohr [kg/s]

Der Wärmeübergangskoeffizient kann somit mit folgender Gleichung berechnet werden.

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_i} \quad \text{Gleichung 6-37}$$

λ ... Wärmeleitfähigkeit von Wasser bei 50°C [W/m K]

Um die Einflüsse auf das Aufwärmverhalten des Rohres darstellen und analysieren zu können, wurden die Abmessungen des Rohres variiert.

In Abbildung 6-7 sind Ergebnisse bzw. Temperaturverläufe für eine Variation des Innen- und Außendurchmessers bei gleichbleibender Rohrlänge (300 mm) dargestellt. Für all diese Variationen wurde ein konstanter Wassermassenstrom von 3,33 kg/s angenommen. Dieser Betriebszustand wird in weiterer Folge als Fall 1 bezeichnet. In Magenta ist die Rohreintrittstemperatur, in Blau die mittlere Wassertemperatur, in Grün die Rohraustrittstemperatur und in Rot die Rohrtemperatur ersichtlich. Man sieht, dass bei kleinen Innen- und Außendurchmessern die Erwärmung des Rohres schneller abläuft. Dies ist auf die geringere Masse des Rohres zurückzuführen aber vor allem auf die höhere Strömungsgeschwindigkeit im Rohr, welche eine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten zur Folge hat. Die Werte hinsichtlich Wärmeübergangskoeffizient, Strömungsgeschwindigkeit und Rohrmasse für die verschiedenen Varianten sind in Tabelle 6-1 aufgelistet.

Variante	Wärmeübergangskoeffizient [W/ m ² K]	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	Rohrmasse [kg]
d _a =60 mm d _i =40 mm	15778,3	2,65	1,27
d _a =80 mm d _i =60 mm	7843,2	1,17	1,78
d _a =120 mm d _i =90 mm	3948,1	0,52	4

Tabelle 6-1: Wärmeübergangskoeffizient, Strömungsgeschwindigkeit und Rohrmasse bei Durchmesservariation für Fall 1 (l=300 mm)

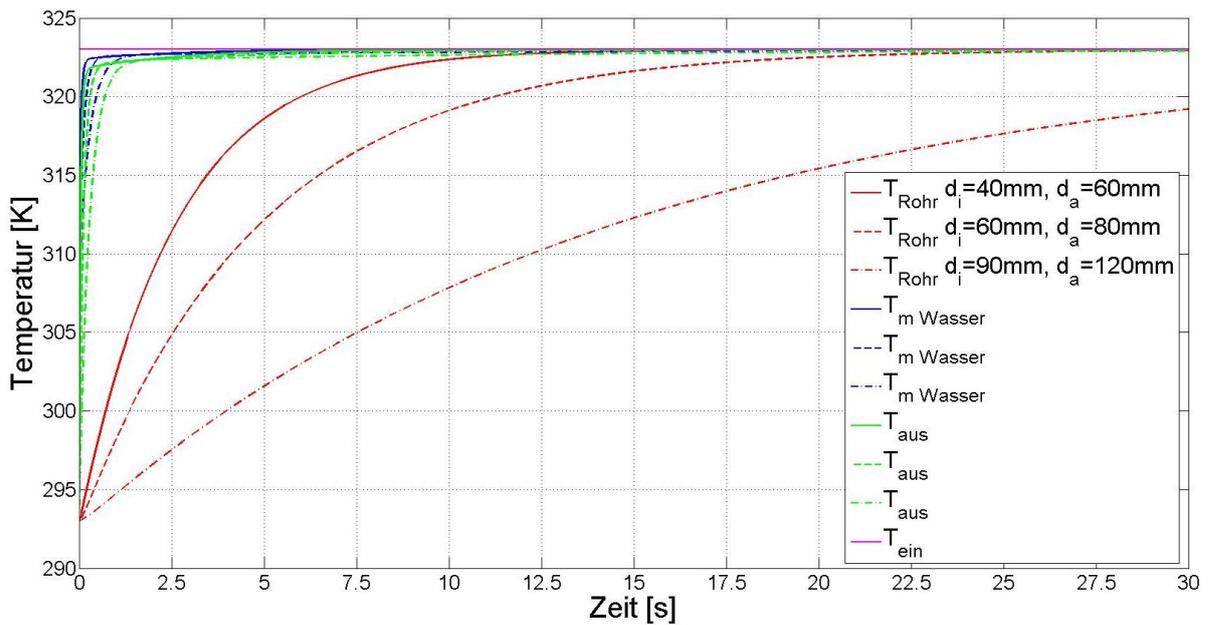


Abbildung 6-7: Temperaturverläufe bei Durchmesservariation für Fall 1 in MATLAB ($l=300\text{mm}$)

Für einen Innendurchmesser von 40 mm und einen Außendurchmesser von 60 mm wurde das Aufwärmverhalten bei unterschiedlichen Rohrlängen simuliert. Die Ergebnisse aus dieser Simulation sind in Abbildung 6-8 ersichtlich. Es zeigt sich, dass eine Variation der Rohrlänge keine großen Auswirkungen auf das thermische Verhalten des Rohres hat. Hier ist der Einfluss der thermischen Masse des Rohrs und der thermischen Masse des Wassers im Rohr dargestellt.

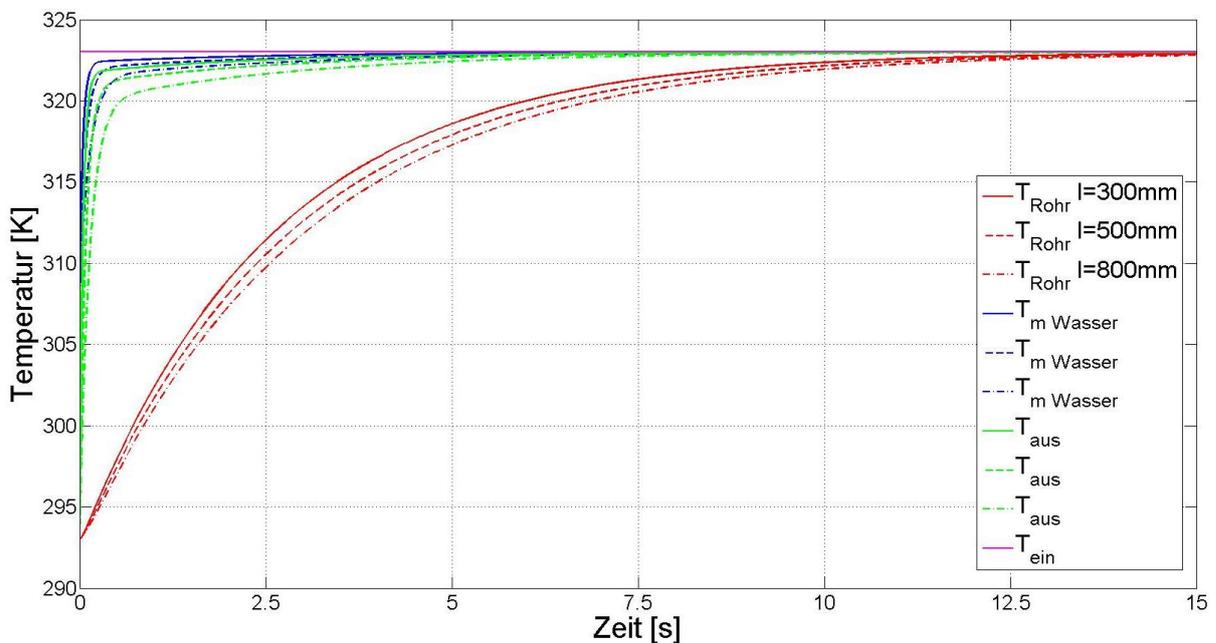


Abbildung 6-8: Temperaturverläufe bei Längenvariation für Fall 1 in MATLAB ($d_i=40\text{mm}$, $d_a=60\text{mm}$)

Da das thermische Netzwerk in eine Gesamtfahrzeugsimulation integriert werden soll, welches auf MATLAB Simulink basiert, wird dieses vereinfachte Modell auch damit modelliert.

6.2.3 Simulation des Modells mit MATLAB Simulink

Zur Beschreibung der Simulation mittels MATLAB Simulink wird das Gleichungssystem für das vereinfachte thermische System nochmals angeführt:

$$c_{Alu} \cdot m_{Rohr} \cdot \frac{dT_{Rohr}}{dt} = -\alpha_W \cdot A_{Rohr_i} \cdot (T_{Rohr} - T_{m_Wasser}) \quad \text{Gleichung 6-38}$$

$$c_W \cdot m_{Wasser} \cdot \frac{dT_{m_Wasser}}{dt} = \alpha_W \cdot A_{Rohr_i} \cdot (T_{Rohr} - T_{m_Wasser}) + \dots \\ \dots + \dot{m} \cdot c_W \cdot (T_{ein} - T_{aus}) \quad \text{Gleichung 6-39}$$

$$T_{m_Wasser} = \frac{T_{aus} + T_{ein}}{2} \quad \text{Gleichung 6-40}$$

Für die Implementierung dieses Modells in Simulink ist es zunächst notwendig diese drei Gleichungen folgendermaßen umzuformen.

$$\frac{dT_{Rohr}}{dt} = -\frac{\alpha_W \cdot A_{Rohr_i}}{c_{Alu} \cdot m_{Rohr}} \cdot (T_{Rohr} - T_{m_Wasser}) \quad \text{Gleichung 6-41}$$

$$\frac{dT_{m_Wasser}}{dt} = \frac{\alpha_W \cdot A_{Rohr_i}}{c_W \cdot m_{Wasser}} \cdot (T_{Rohr} - T_{m_Wasser}) + \frac{\dot{m} \cdot c_W}{c_W \cdot m_{Wasser}} \cdot (T_{ein} - T_{aus}) \quad \text{Gleichung 6-42}$$

$$T_{aus} = 2 \cdot T_{m_Wasser} - T_{ein} \quad \text{Gleichung 6-43}$$

Der Vorteil der Modellierung des thermischen Systems in MATLAB Simulink besteht vor allem darin, dass das System in differentieller Form modelliert wird und der Solver, der numerische Lösungsalgorithmus, und die Schrittweite erst danach ausgewählt werden müssen bzw. leicht geändert werden können.

Wie die Modellierung in MATLAB Simulink funktioniert, wird nun anhand von Abbildung 6-9 näher beschrieben. Diese Abbildung stellt die oberste Ebene des Simulinkmodells dar.

In den grünen Blöcken werden die Eingangsparameter eingelesen, die für die Berechnung weiterer Parameter (hellblaue Blöcke) und zur Lösung des Gleichungssystems (graue Blöcke) notwendig sind.

Die Berechnung der für die Simulation benötigten Parameter erfolgt in den gelben Blöcken. Dies erfolgt auf dieselbe Weise wie in Gleichung 6-31 bis Gleichung 6-37 im vorherigen Kapitel.

Das Gleichungssystem zur Lösung der Problemstellung wird, wie bereits erwähnt, aus den drei grauen Blöcken gebildet, die den zuvor dargestellten Gleichungen entsprechen. Welcher Block welcher Gleichung entspricht, kann der nachstehenden Abbildung entnommen werden.

Eine genauere Beschreibung einzelner Blöcke erfolgt noch auf den nächsten Seiten.

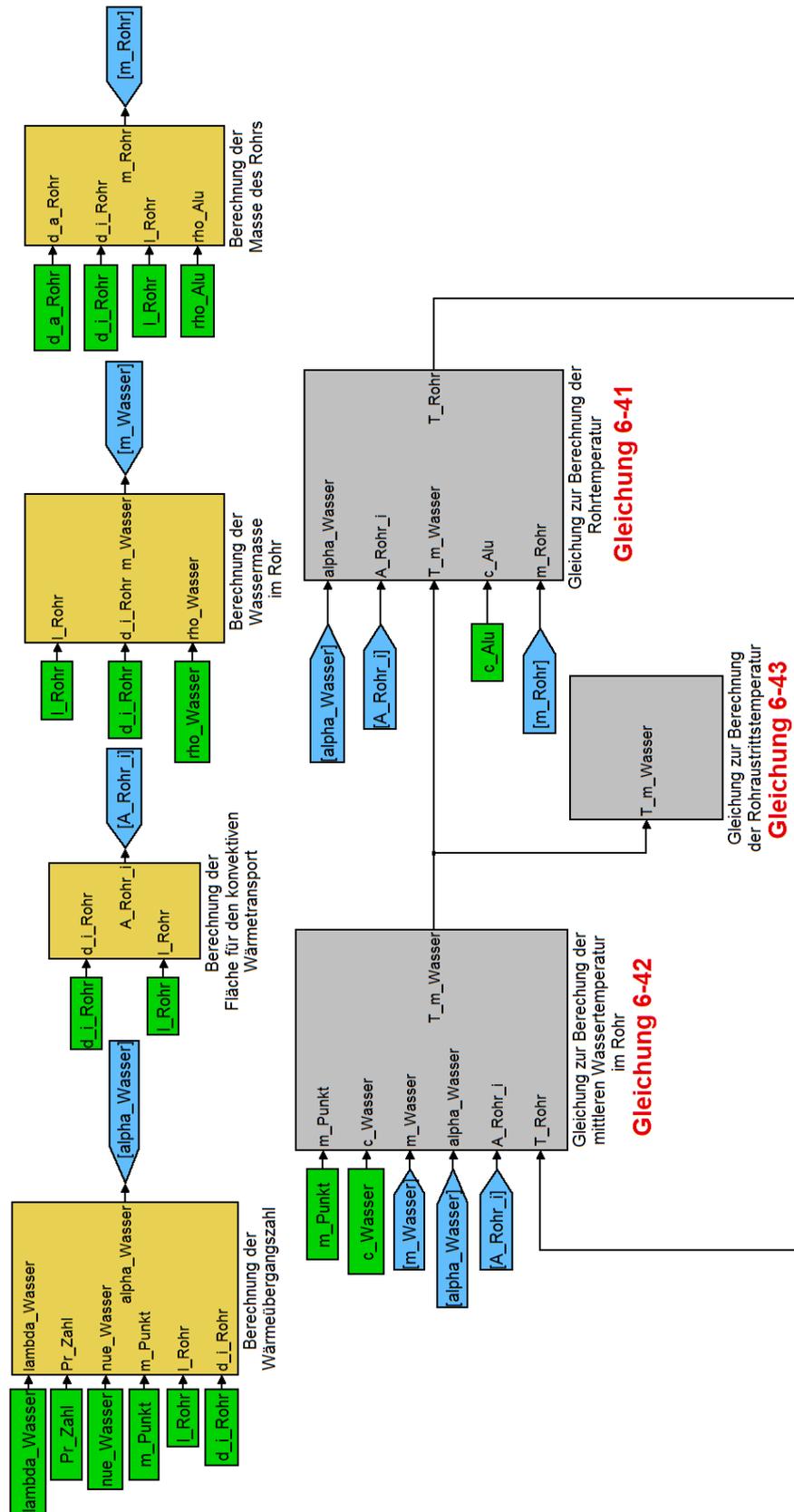


Abbildung 6-9: Vereinfachtes thermisches Modell in MATLAB Simulink

Wie die Berechnung der für die Simulation benötigten Parameter erfolgt, wird nun auszugsweise anhand des Blocks, der für die Berechnung der Wassermasse im Rohr verantwortlich ist, dargestellt (Abbildung 6-10).

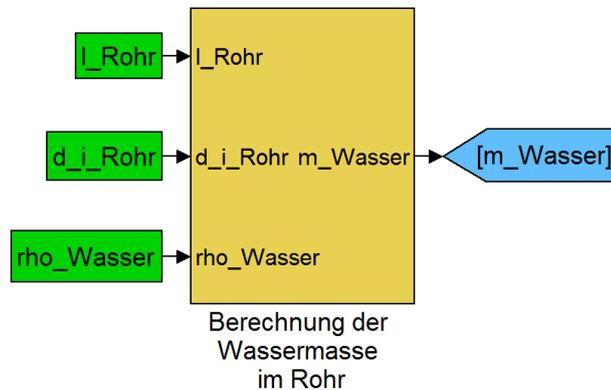


Abbildung 6-10: Block zur Berechnung der Wassermasse im Rohr

In diesem Block wird die Wassermasse durch die Verbindung von Simulink-Operatoren und den Eingangsparametern berechnet. Abbildung 6-11 zeigt die Berechnung der Wassermasse im Rohr. Der Rohrinne Durchmesser wird zunächst quadriert, mit der Zahl Pi multipliziert und durch Vier dividiert, um die Rohrinnefläche zu erhalten. Um die Wassermasse zu erhalten, wird diese abschließend mit der Rohrlänge und der Dichte von Wasser multipliziert.

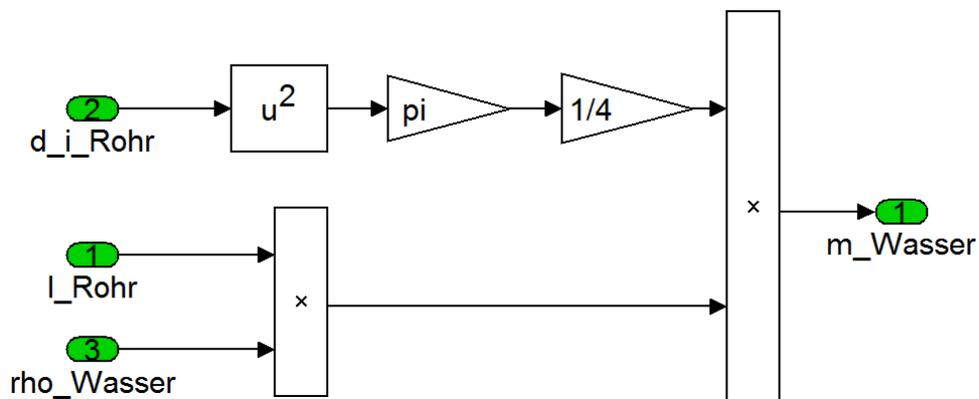


Abbildung 6-11: Berechnung der Wassermasse im Rohr

Wie die Lösung bzw. die Darstellung von Differentialgleichungen in MATLAB Simulink erfolgt, wird anhand des Blocks zur Berechnung der Rohrtemperatur beschrieben, welcher in Abbildung 6-12 dargestellt ist und Gleichung 6-41 entspricht.

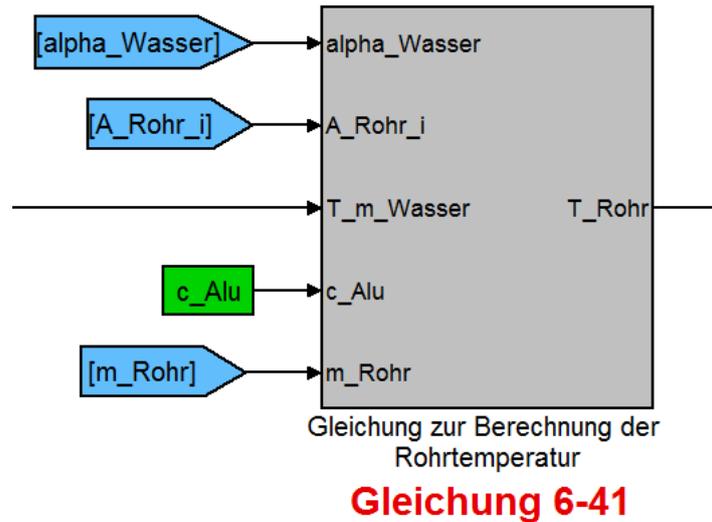


Abbildung 6-12: Block zur Berechnung der Rohrtemperatur

In Abbildung 6-13 ist das Simulinkschaltbild zur Berechnung der Rohrtemperatur illustriert. Darüber ist nochmals die dazugehörige Gleichung angeführt. Es ist ersichtlich wie die einzelnen Parameter bzw. Signale addiert, subtrahiert, multipliziert und dividiert werden. Im Integratorblock wird das eingehende Signal integriert und somit die Rohrtemperatur berechnet. Für die erste Iterationsschleife kann bzw. muss diesem Integrator ein Startwert zugewiesen werden.

$$\frac{dT_{Rohr}}{dt} = - \frac{\alpha_W \cdot A_{Rohr_i}}{c_{Alu} \cdot m_{Rohr}} \cdot (T_{Rohr} - T_{m_Wasser})$$

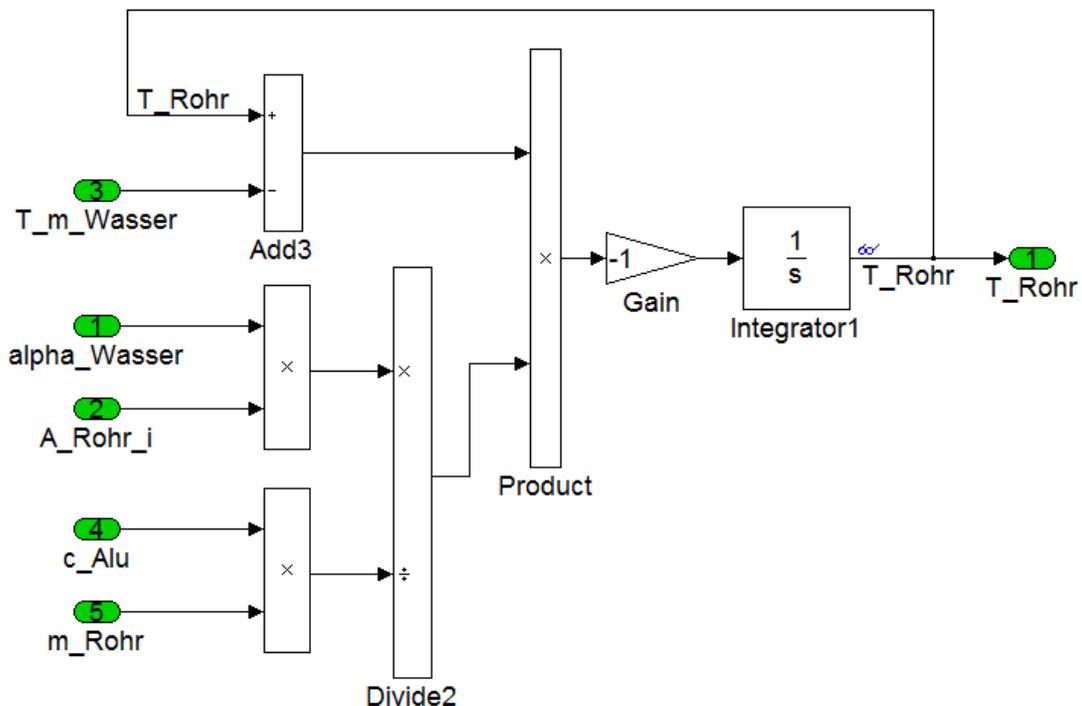


Abbildung 6-13: Berechnung der Rohrtemperatur

Zur Lösung dieses Gleichungssystems wird in Simulink ein sogenannter „Fixed-step“-Solver für die Simulation von kontinuierlichen Systemen mit fester Schrittweite gewählt. Im Speziellen wird ein Algorithmus namens „ode1“ verwendet, welcher dem Polygonzugverfahren nach Euler (explizite Rechnung) entspricht [2]. Dieses Verfahren ist nur für kleine Schrittweiten geeignet, da es bei großen Schrittweiten zur Instabilität neigt.

In Abbildung 6-14 ist das Fenster des Solver-Registers der „Configuration Parameters Dialogbox“ ersichtlich.

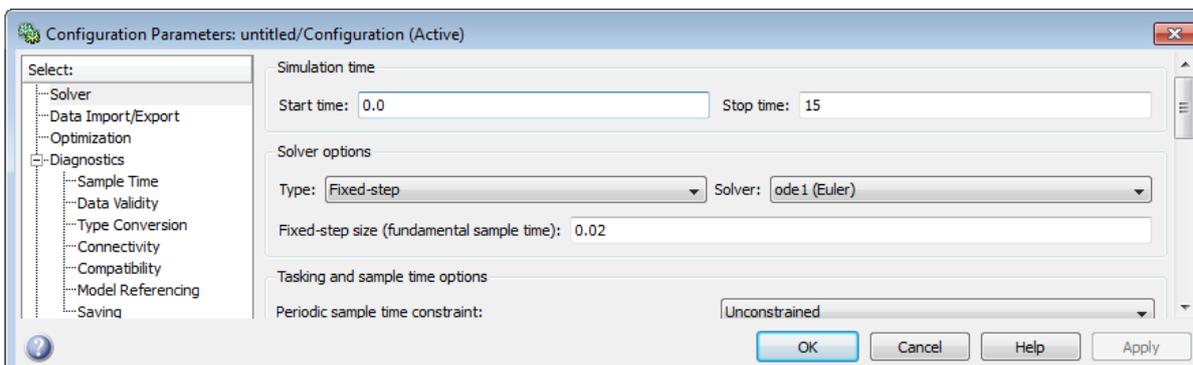


Abbildung 6-14: Solver-Register in MATLAB Simulink

Die Ergebnisse bzw. Temperaturverläufe für die Simulation des vereinfachten thermischen Systems in MATLAB Simulink sind in Abbildung 6-15 dargestellt. Hier wurde ein Aluminiumrohr mit folgenden Abmessungen simuliert:

- Rohrrinnendurchmesser $d_i=40$ mm
- Rohraußendurchmesser $d_a=60$ mm
- Rohrlänge $l=300$ mm

Es sind die Temperaturverläufe des Rohrs (blau), der mittleren Wassertemperatur (grün) und die Rohraustrittstemperatur (rot) bei einer konstanten Eintrittstemperatur von 50 °C dargestellt.

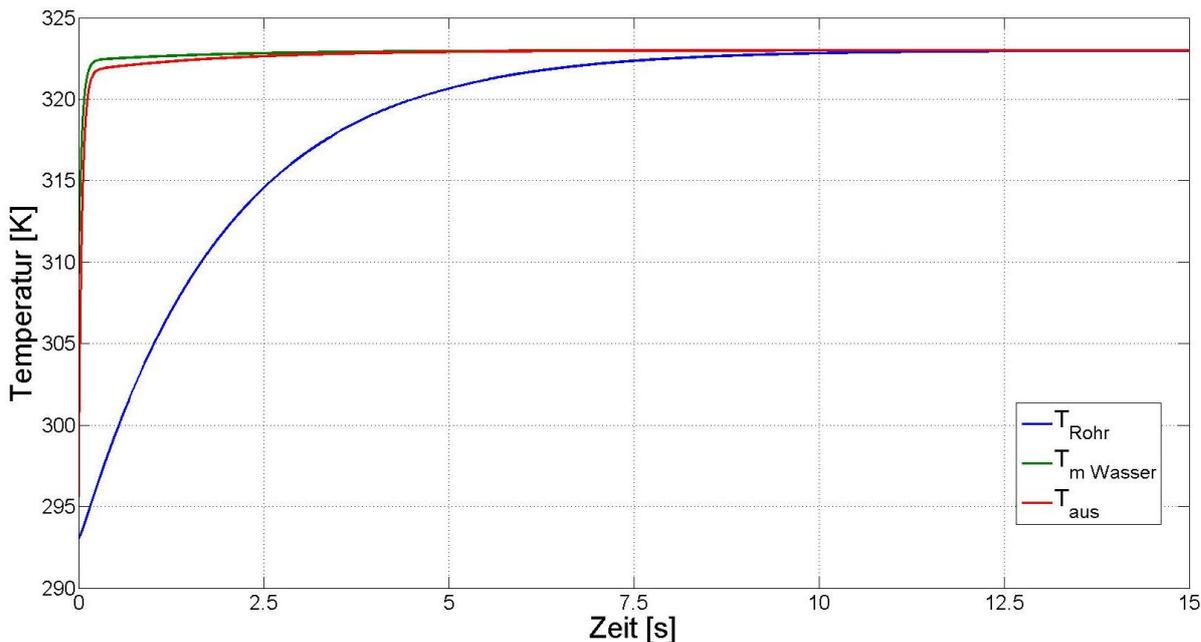


Abbildung 6-15: Temperaturverläufe in Simulink ($d_a=60\text{mm}$, $d_i=40\text{mm}$, $l=300\text{mm}$)

6.2.4 Vergleich der Ergebnisse zwischen MATLAB und MATLAB Simulink

In Abbildung 6-16 und Abbildung 6-17 werden nun Ergebnisse der MATLAB- und der MATLAB Simulink-Simulation gegenübergestellt. In beiden Fällen wurde ein Rohr mit einem Innendurchmesser von 40 mm, einem Außendurchmesser von 60 mm und einer Länge von 300 mm mit einer konstanten Eintrittstemperatur von 50 °C durchströmt und das thermische Verhalten analysiert. In Abbildung 6-16 werden die Rohrtemperaturverläufe und in Abbildung 6-17 die mittleren Wassertemperaturverläufe verglichen. Es ist ersichtlich, dass in beiden Fällen die Ergebnisse sehr gut übereinstimmen bzw. fast deckungsgleich sind.

Dieser Vergleich ist vor allem deshalb hilfreich, um feststellen zu können wie die Modellierung und Lösung von Differentialgleichungen in MATLAB Simulink funktioniert und ob diese Art der Modellierung in weiterer Folge auch für das HyPower-Projekt in Frage kommt.

Gestützt auf diese Erkenntnisse soll nun mit Hilfe von MATLAB Simulink ein etwas komplexeres System modelliert und analysiert werden.

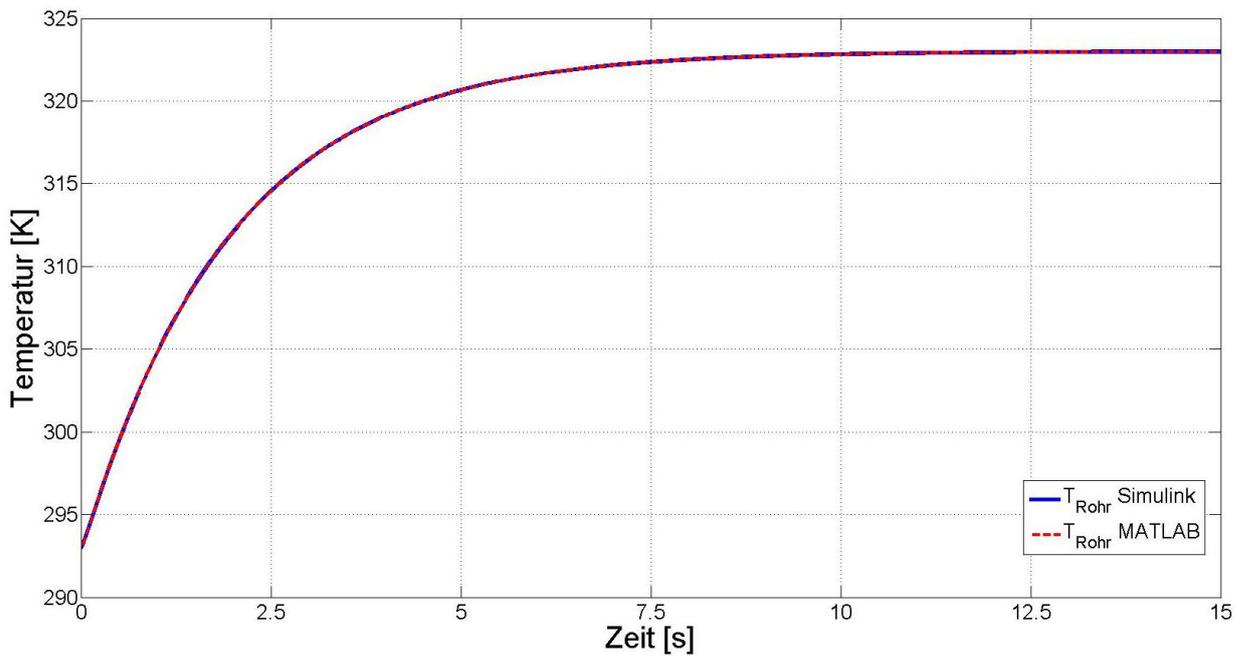


Abbildung 6-16: Vergleich Ergebnisse Rohrtemperatur ($d_a=60\text{mm}$, $d_i=40\text{mm}$, $l=300\text{mm}$)

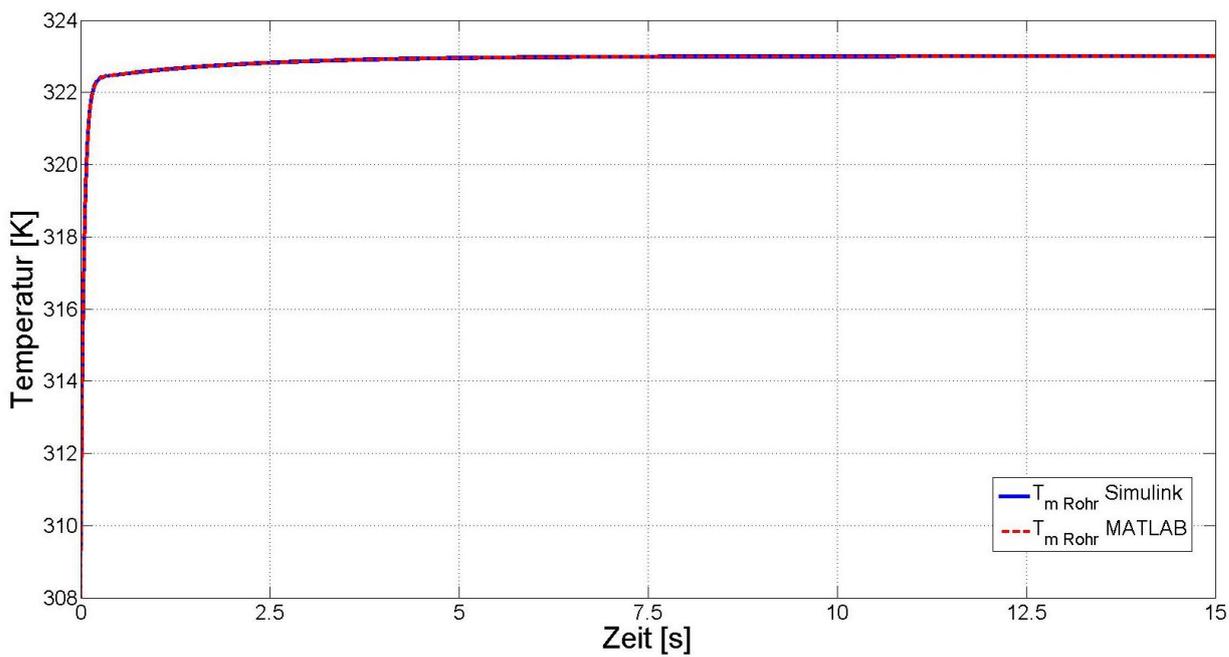


Abbildung 6-17: Vergleich Ergebnisse mittlere Wassertemperatur ($d_a=60\text{mm}$, $d_i=40\text{mm}$, $l=300\text{mm}$)

6.3 MODELLIERUNG EINES VEREINFACHTEN KÜHLKREISLAUFS

Auf dieselbe Art und Weise wie das vereinfachte thermische Modell soll ein vereinfachter Kühlkreislauf mit Simulink modelliert werden.

Dieser Kühlkreislauf ist in Abbildung 6-18 dargestellt und besteht aus einer Punktmasse, der Wärme zugeführt wird (z.B.: VKM), einem Kühlleitungssystem, in dem das Wasser bzw. die Wärme transportiert wird, und einer weiteren Punktmasse (z.B.: Wasserkühler), die Wärme an die Umgebung abgibt.

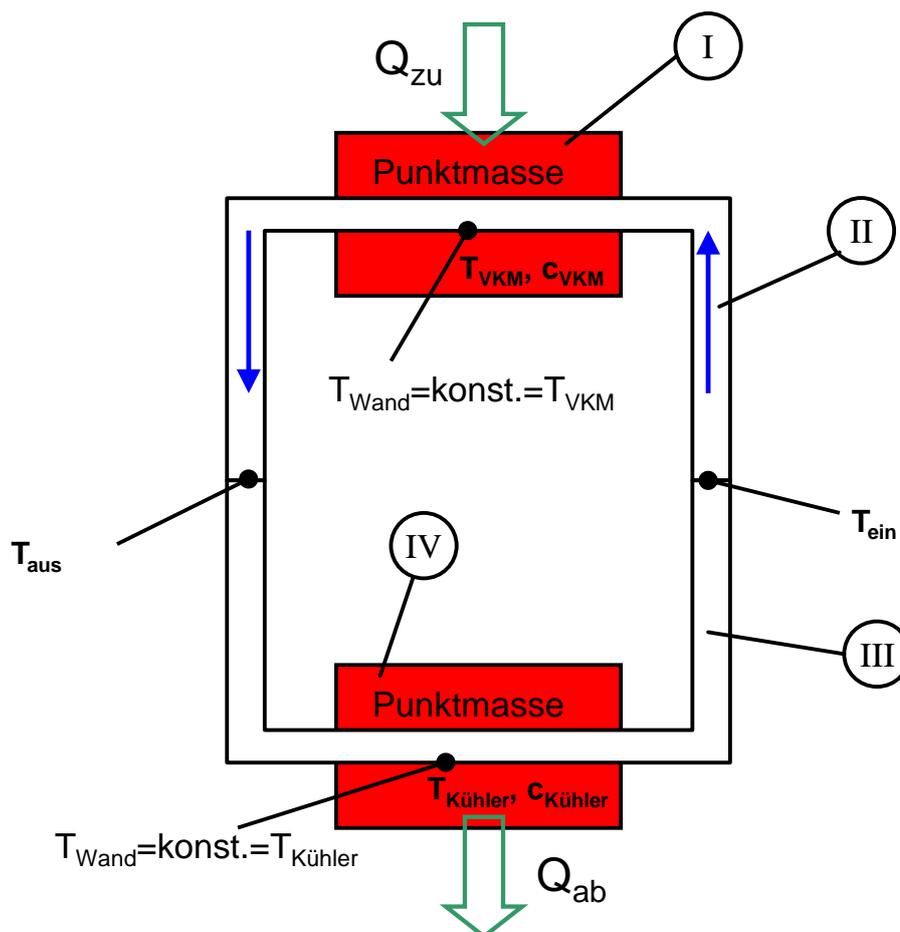


Abbildung 6-18: Vereinfachter Kühlkreislauf

Zur Beschreibung dieses Modells wurden folgende Annahmen bzw. Vereinfachungen getroffen:

- Die Temperatur der VKM und des Kühlers wird als homogen angenommen (Punktmasse).
- Die zugeführte Wärme ist konstant.
- Die Wandtemperaturen in VKM und Kühler werden über die Länge konstant angenommen.
- Der Wassermassenstrom im System ist konstant.

- Die mittleren Wassertemperaturen werden vereinfacht über den arithmetischen Mittelwert der Ein- und Ausgangstemperatur berechnet und nicht über die logarithmische Gleichung.
- Stoffwerte werden als konstant angenommen.

Das Gleichungssystem zur Beschreibung dieses Systems wird nachstehend angeführt, wobei die römischen Zahlen den Systemen in Abbildung 6-18 entsprechen.

$$(I) \quad c_{VKM} \cdot m_{VKM} \cdot \frac{dT_{VKM}}{dt} = \dot{Q}_{zu} - \alpha_{W1} \cdot A_{W1} \cdot (T_{VKM} - T_{W1}) \quad \text{Gleichung 6-44}$$

$$(II) \quad c_W \cdot m_{W1} \cdot \frac{dT_{W1}}{dt} = \alpha_{W1} \cdot A_{W1} \cdot (T_{VKM} - T_{W1}) - c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{aus} - T_{ein}) \quad \text{Gleichung 6-45}$$

$$(III) \quad c_W \cdot m_{W2} \cdot \frac{dT_{W2}}{dt} = c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{aus} - T_{ein}) + \alpha_{W2} \cdot A_{W2} \cdot (T_K - T_{W2}) \quad \text{Gleichung 6-46}$$

$$(IV) \quad c_K \cdot m_K \cdot \frac{dT_K}{dt} = -\alpha_{W2} \cdot A_{W2} \cdot (T_K - T_{W2}) + \alpha_L \cdot A_L \cdot (T_U - T_K) \quad \text{Gleichung 6-47}$$

$$T_{W1} = \frac{T_{aus} + T_{ein}}{2} \quad \text{Gleichung 6-48}$$

$$T_{W2} = \frac{T_{aus} + T_{ein}}{2} \quad \text{Gleichung 6-49}$$

$c_{VKM} \dots$	Wärmekapazität der Punktmasse VKM [J/kg K]
$m_{VKM} \dots$	Masse der Punktmasse VKM [kg]
$T_{VKM} \dots$	Temperatur der Punktmasse VKM [K]
$\dot{Q}_{zu} \dots$	zugeführter Wärmestrom [W]
$\alpha_{W1} \dots$	Wärmeübergangszahl im Kühlmantel der VKM [W/m ² K]
$A_{W1} \dots$	Fläche für die Wärmeübertragung im Kühlmantel der VKM [m ²]
$T_{W1} \dots$	mittlere Temperatur im Kühlmantel [K]
$c_W \dots$	Wärmekapazität des Kühlwassers [J/kg K]
$m_{W1} \dots$	Kühlwassermasse im Kühlmantel [kg]
$\dot{m} \dots$	Kühlwassermassenstrom [kg/s]
$T_{aus} \dots$	Austrittstemperatur des Kühlwassers an der VKM bzw. Eintrittstemperatur des Kühlwassers am Kühler [K]

$T_{\text{ein}} \dots$	Eintrittstemperatur des Kühlwassers an der VKM bzw. Austrittstemperatur des Kühlwassers am Kühler [K]
$m_{W2} \dots$	Kühlwassermasse im Kühler [kg]
$T_{W2} \dots$	mittlere Temperatur im Kühler [K]
$\alpha_{W2} \dots$	Wärmeübergangszahl im Kühler [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$]
$A_{W2} \dots$	Fläche für die Wärmeübertragung im Kühler [m^2]
$T_K \dots$	Temperatur der Punktmasse Kühler [K]
$c_K \dots$	Wärmekapazität der Punktmasse Kühler [$\text{J}/\text{kg K}$]
$m_K \dots$	Masse der Punktmasse Kühler [kg]
$\alpha_L \dots$	Wärmeübergangszahl zwischen Kühler und Kühlluft [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$]
$A_L \dots$	Fläche für die Wärmeübertragung zwischen Kühler und Umgebungsluft [m^2]
$T_U \dots$	Umgebungstemperatur [K]

Dieses Gleichungssystem ist jedoch, wenn keine Temperatur als konstant vorgegeben wird und alle Temperaturen von einem bestimmten Startwert gestartet werden, analytisch nicht lösbar. Die Anzahl der Gleichungen (6 Gleichungen) und Unbekannten (T_{VKM} , T_{W1} , T_{aus} , T_{ein} , T_{W2} , T_K) ist zwar gleich, aber das System kann trotzdem nicht analytisch gelöst werden.

Der Grund hierfür ist folgender:

Mit Gleichung 6-48 und Gleichung 6-49, für die mittleren Temperaturen, wird das Niveau der Temperaturen nur relativ zueinander angegeben und nicht absolut. Beispielsweise kann eine mittlere Temperatur von $60 \text{ }^\circ\text{C}$ mit einer Austrittstemperatur T_{aus} von $100 \text{ }^\circ\text{C}$ und einer Eintrittstemperatur T_{ein} von $20 \text{ }^\circ\text{C}$ aber auch durch eine Austrittstemperatur von $90 \text{ }^\circ\text{C}$ und eine Eintrittstemperatur von $30 \text{ }^\circ\text{C}$ erreicht werden (siehe Abbildung 6-18). Damit dieses System lösbar ist, muss die Ein- oder Austrittstemperatur gegeben sein.

Aber auch mathematisch kann dieses Problem mithilfe von Abbildung 6-19 erklärt werden.

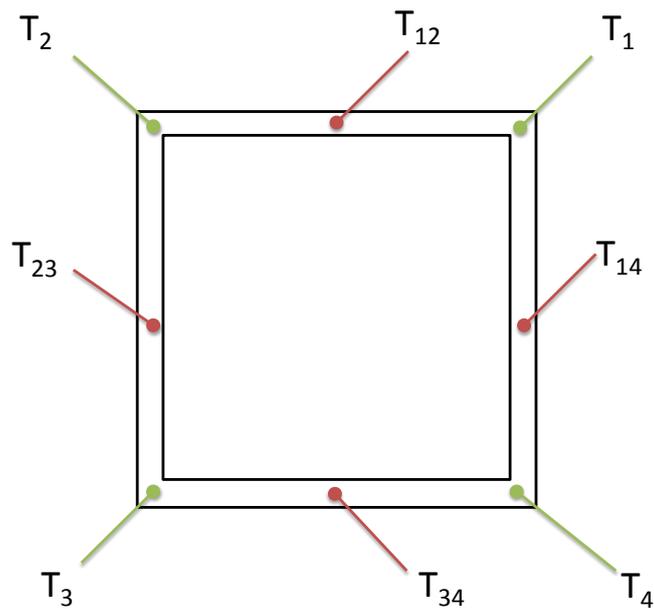


Abbildung 6-19: Abbildung zur Erklärung der Lösbarkeit des vereinfachten Kühlkreislaufes

Wird ein System mit den Ein- und Austrittstemperaturen (T_1, T_2, T_3, T_4) und den mittleren Temperaturen ($T_{12}, T_{23}, T_{34}, T_{14}$) betrachtet, so ergibt sich folgendes Gleichungssystem.

$$\begin{bmatrix} 0,5 \cdot T_1 & 0,5 \cdot T_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0,5 \cdot T_2 & 0,5 \cdot T_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0,5 \cdot T_3 & 0,5 \cdot T_4 \\ 0,5 \cdot T_1 & 0 & 0 & 0,5 \cdot T_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{12} \\ T_{23} \\ T_{34} \\ T_{14} \end{bmatrix} \quad \text{Gleichung 6-50}$$

Durch den Rang der Matrix kann die Lösbarkeit dieses Gleichungssystems bestimmt werden. Wäre bei dieser Matrix der Rang Vier, so sind alle Gleichungen linear voneinander unabhängig und es gibt eine eindeutige mathematische Lösung. D.h. der Rang der Matrix ist voll (vier Gleichungen und 4 Unbekannte). Wäre der Rang der Matrix beispielsweise Drei dann wären die Gleichungen linear voneinander abhängig und es gibt keine eindeutige Lösung des Gleichungssystems.

Um den Rang der Matrix in Gleichung 6-50 bestimmen zu können, wird sie mithilfe des Gaußschen Eliminationsverfahrens auf Zeilenstufenform gebracht.

Hierzu wird zuerst von der vierten Zeile die erste Zeile abgezogen. Für Zeile Vier ergibt sich somit:

$$0 - 0,5 \cdot T_2 + 0 + 0,5 \cdot T_4 = T_{14} - T_{12}$$

Diese neue vierte Zeile wird nun mit der zweiten Zeile addiert:

$$0 - 0 + 0,5 \cdot T_3 + 0,5 \cdot T_4 = T_{14} - T_{12} + T_{23}$$

Subtrahiert man nun von dieser Gleichung die dritte Zeile, so ergibt sich für die vierte Zeile folgender Ausdruck:

$$0 - 0 + 0 + 0 = T_{14} - T_{12} + T_{23} + T_{34}$$

Das Gleichungssystem sieht somit folgendermaßen aus:

$$\begin{bmatrix} 0,5 \cdot T_1 & 0,5 \cdot T_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0,5 \cdot T_2 & 0,5 \cdot T_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0,5 \cdot T_3 & 0,5 \cdot T_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{12} \\ T_{23} \\ T_{34} \\ T_{14} - T_{12} + T_{23} + T_{34} \end{bmatrix} \quad \text{Gleichung 6-51}$$

Es ist ersichtlich, dass der Rang der Matrix nicht voll ist und somit keine eindeutige Lösung des Gleichungssystems existiert (Rang=3).

Eine Möglichkeit zur Lösung dieses Systems entsteht durch die örtliche Diskretisierung der Kontrollvolumina mittels 1st Order Upwind-Schema (UDS=Upwind Differencing Scheme).

6.3.1 Modellierung des Kühlkreislaufes mittels 1st Order Upwind-Schema

Zur Modellierung des zuvor beschriebenen Kühlkreislaufs wird nun in weiterer Folge das 1st Order Upwind-Schema verwendet.

Allgemeines zum 1st Order Upwind-Schema

Das 1st Order Upwind-Schema ist in der Numerik ein Verfahren zur Lösung des eindimensionalen Konvektionsproblems. Hier wird für die Berechnung des Konvektionsterms nicht der Mittelwert von zwei benachbarten Volumina verwendet sondern es wird angenommen, dass der Wert an der Grenzfläche (ϕ_w) dem Wert der stromauf liegenden Zelle (ϕ_p) entspricht (siehe Abbildung 6-20). Dies kommt in der Realität einem Wärmetransport gleich, der überwiegend von Konvektion beeinflusst wird. [1]

Das Konvektionsproblem wird hier nur für den eindimensionalen Fall gelöst.

$$\frac{\partial \rho \cdot u \cdot \phi}{\partial x} = \frac{d^2 \Gamma \cdot \phi}{dx^2} \quad \text{Gleichung 6-52}$$

ρ ... Dichte
 u ... Stömungsgeschwindigkeit in x Richtung

$\phi \dots$	transportierte Größe
$\Gamma \dots$	Diffusionskoeffizient
$x \dots$	Raumrichtung x

Die Kennzahl, die das Verhältnis zwischen Konvektion und Diffusion für den eindimensionalen stationären Fall beschreibt, ist die Pecletzahl. Ist der Diffusionskoeffizient und der Massenfluss konstant, so wird die Pecletzahl (Pe) aus dem Verhältnis von konvektivem und diffusivem Transport gebildet bzw. eingeführt.[1]

$$Pe = \frac{\rho \cdot u \cdot L}{\Gamma} \qquad \text{Gleichung 6-53}$$

$L \dots$ charakteristische Länge

Für konstante Pe-Zahlen gilt folgende Gleichung zur Beschreibung der transportierten Größe ϕ zwischen 0 und L [1]:

$$\frac{\phi \cdot \phi_0}{\phi_L - \phi_0} = \frac{\exp(Pe \cdot x / L) - 1}{\exp(Pe) - 1} \qquad \text{Gleichung 6-54}$$

Es gilt:

$$x = 0 \rightarrow \phi = \phi_0$$

$$x = L \rightarrow \phi = \phi_L$$

In Abbildung 6-20 sind Verläufe der transportierten Größe für verschiedene Pe-Zahlen dargestellt.

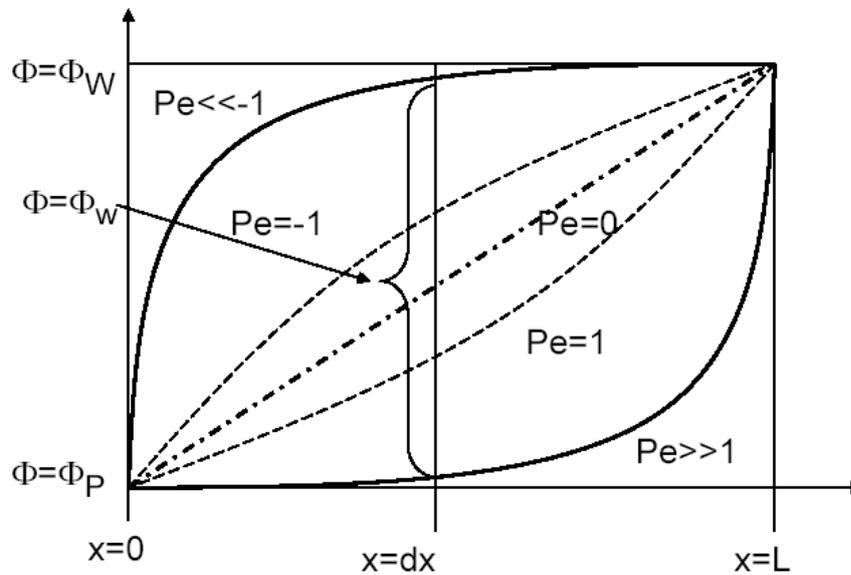


Abbildung 6-20: Variablenwert als Funktion der Pecletzahl [1]

Für die Anwendung im Rahmen von HyPower gilt der Fall mit großen Pe-Zahlen, d.h. mit großem Konvektionsanteil. Bei großen Pe-Werten liegt der ϕ -Wert über weite Bereiche nahe dem ϕ_0 -Wert. Gleiches gilt auch für die negative x-Richtung.[1]

Dieser Sachverhalt ist in Abbildung 6-21 nochmals dargestellt. Betrachtet man die Grenzfläche e, so gilt bei einer Strömung in die positive x-Richtung:

$$F_e > 0: \phi_e = \phi_P$$

$F_e = \rho \cdot u \dots$ konvektiver Fluss

$\phi_e \dots$ Variablenwert an der Grenzfläche e

$\phi_P \dots$ Variablenwert im Punkt P (Mittelpunkt des Kontrollvolumens)

Und für Strömungen in die negative x-Richtung gilt:

$$F_e < 0: \phi_e = \phi_E$$

$\phi_P \dots$ Variablenwert im Punkt E (Mittelpunkt des Kontrollvolumens)

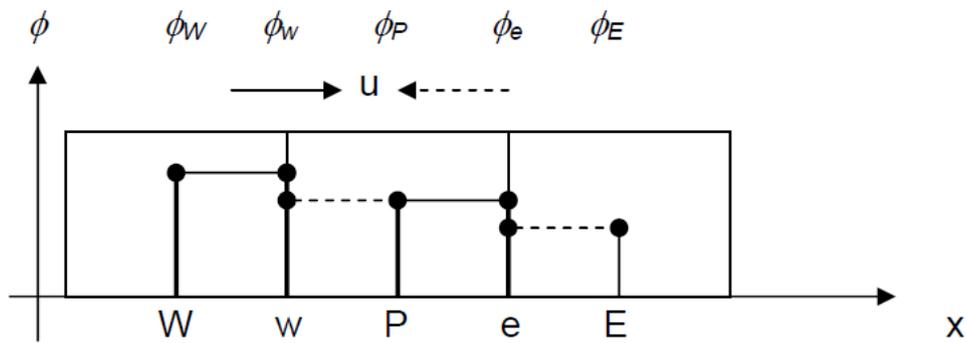


Abbildung 6-21: Grafische Darstellung des 1st Order Upwind-Schemas (UDS) [1]

1st Order Upwind-Schema mit zwei Zellen

In einem ersten Versuch wird der Kühlwasserkreis des vereinfachten Kühlkreislaufmodells in zwei Zellen unterteilt und das 1st Order Upwind-Schema angewendet (Abbildung 6-22).

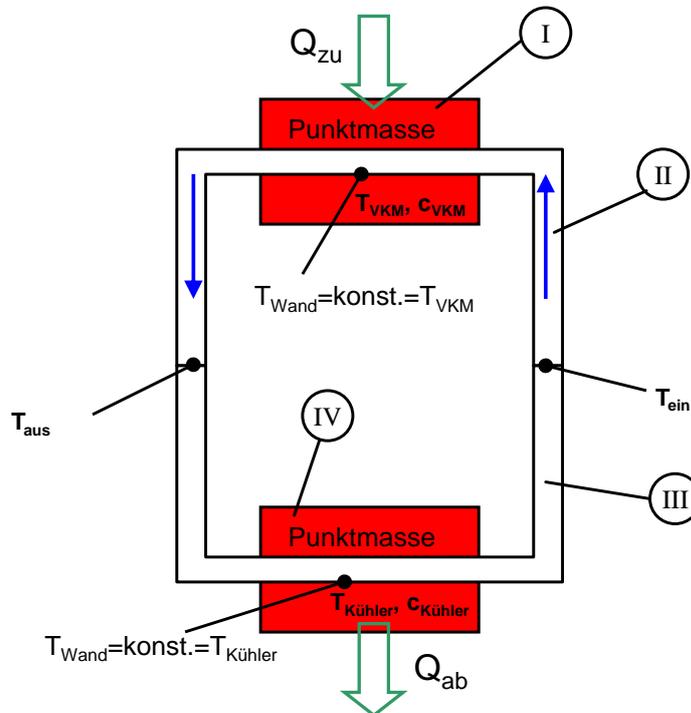


Abbildung 6-22: Kühlkreislauf mit 1st Order Upwind-Schema und zwei Zellen

Es wird angenommen, dass die mittlere Temperatur im Kühlwassermantel T_{W1} der Austrittstemperatur T_{aus} und die mittlere Temperatur im Kühler T_{W2} der Eintrittstemperatur T_{ein} entspricht. Diese Annahme stellt den wesentlichen Unterschied zu dem zuvor beschrieben System dar (Abbildung 6-18). Es entsteht dadurch zwar ein geringer Fehler bezüglich der Ein- und Austrittstemperaturen, der aber durch mehrere Kontrollvolumina (Zellen) verringert werden kann. Das Gleichungssystem unter dieser Annahme lautet wie folgt:

$$(I) \quad c_{VKM} \cdot m_{VKM} \cdot \frac{dT_{VKM}}{dt} = \dot{Q}_{zu} - \alpha_{W1} \cdot A_{W1} \cdot (T_{VKM} - T_{W1}) \quad \text{Gleichung 6-55}$$

$$(II) \quad c_W \cdot m_{W1} \cdot \frac{dT_{W1}}{dt} = \alpha_{W1} \cdot A_{W1} \cdot (T_{VKM} - T_{W1}) - c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{W1} - T_{W2}) \quad \text{Gleichung 6-56}$$

$$(III) \quad c_W \cdot m_{W2} \cdot \frac{dT_{W2}}{dt} = c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{W1} - T_{W2}) + \alpha_{W2} \cdot A_{W2} \cdot (T_K - T_{W2}) \quad \text{Gleichung 6-57}$$

$$(IV) \quad c_K \cdot m_K \cdot \frac{dT_K}{dt} = -\alpha_{W2} \cdot A_{W2} \cdot (T_K - T_{W2}) + \alpha_L \cdot A_L \cdot (T_U - T_K) \quad \text{Gleichung 6-58}$$

Dieses System kann auch gelöst und somit in MATLAB Simulink modelliert werden. Welche Werte für die Parameter in der Simulation angenommen werden ist im Anhang unter dem Punkt „Parameter für 1st Order Upwind-Schema mit zwei Zellen“ ersichtlich.

In Abbildung 6-23 ist das Simulinkmodell zur Berechnung des Aufwärmverhaltens des Modells für einen stationären Betriebspunkt ersichtlich. Die Blöcke in dieser Abbildung entsprechen den zuvor beschriebenen Differentialgleichungen. Wobei sie wieder in folgende Form gebracht werden müssen.

$$(I) \quad \frac{dT_{VKM}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{zu}}{c_{VKM} \cdot m_{VKM}} - \frac{\alpha_{W1} \cdot A_{W1}}{c_{VKM} \cdot m_{VKM}} \cdot (T_{VKM} - T_{W1}) \quad \text{Gleichung 6-59}$$

$$(II) \quad \frac{dT_{W1}}{dt} = \frac{\alpha_{W1} \cdot A_{W1}}{c_W \cdot m_{W1}} \cdot (T_{VKM} - T_{W1}) - \frac{c_W \cdot \dot{m}}{c_W \cdot m_{W1}} \cdot (T_{W1} - T_{W2}) \quad \text{Gleichung 6-60}$$

$$(III) \quad \frac{dT_{W2}}{dt} = \frac{c_W \cdot \dot{m}}{c_W \cdot m_{W2}} \cdot (T_{W1} - T_{W2}) + \frac{\alpha_{W2} \cdot A_{W2}}{c_W \cdot m_{W2}} \cdot (T_K - T_{W2}) \quad \text{Gleichung 6-61}$$

$$(IV) \quad \frac{dT_K}{dt} = -\frac{\alpha_{W2} \cdot A_{W2}}{c_K \cdot m_K} \cdot (T_K - T_{W2}) + \frac{\alpha_L \cdot A_L}{c_K \cdot m_K} \cdot (T_U - T_K) \quad \text{Gleichung 6-62}$$

Es wird wieder der ode1-Solver gewählt und eine Schrittweite von 0,001 Sekunden festgelegt.

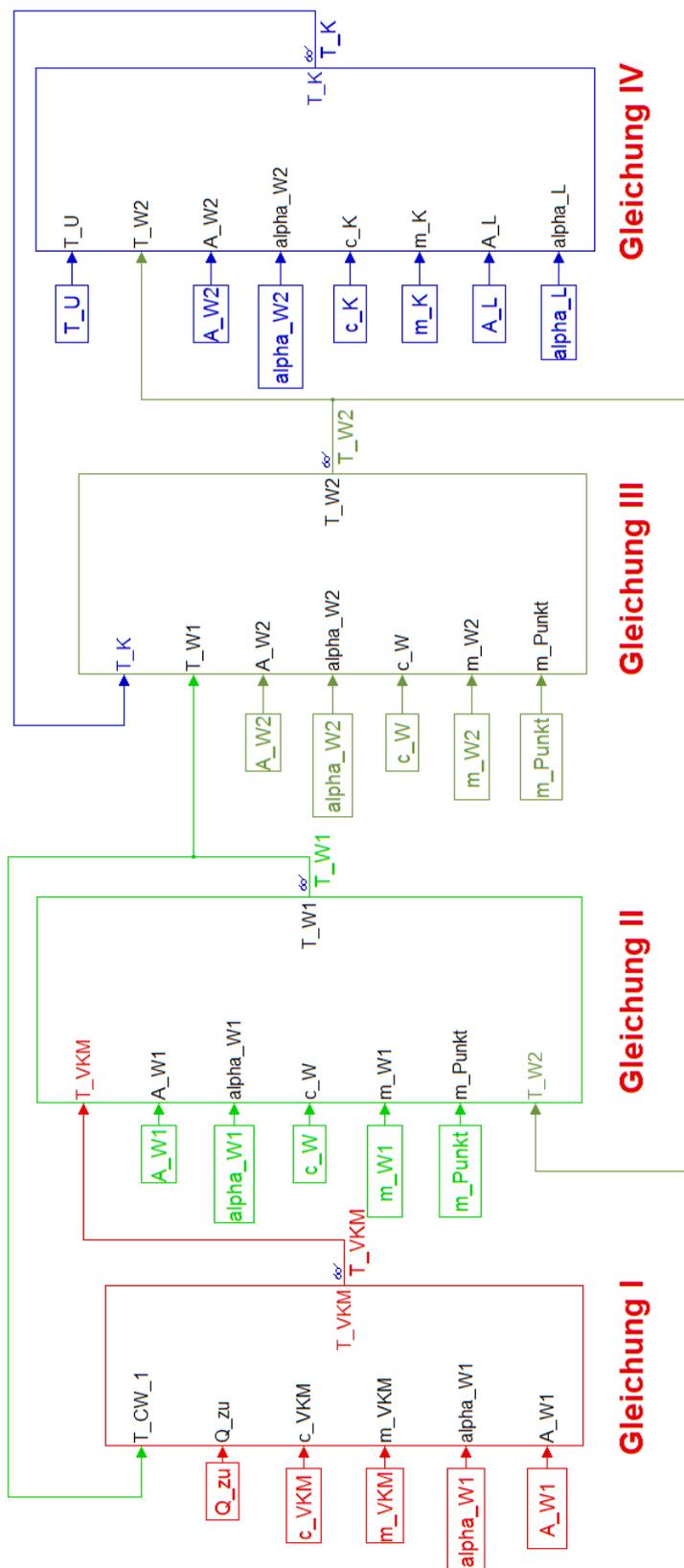


Abbildung 6-23: Simulinkmodell 1st Order Upwind-Schema mit zwei Zellen

Die Temperaturverläufe bzw. die Ergebnisse für einen stationären Betriebspunkt sind in Abbildung 6-24 dargestellt. Die blaue Kurve stellt die VKM-Temperatur, die rote Kurve die Austrittstemperatur, die grüne Kurve die Eintrittstemperatur und die Kurve in Magenta die Kühler­temperatur über der Zeit dar. Die Startwerte der einzelnen Temperaturen liegen bei Raumtemperatur (293 K). Die zugeführte Wärme beträgt konstant 15 kW und der Massenstrom konstant 0,5 kg/s. Es ist ersichtlich wie sich die Massen erwärmen und im stationären Fall einer bestimmten Temperatur annähern.

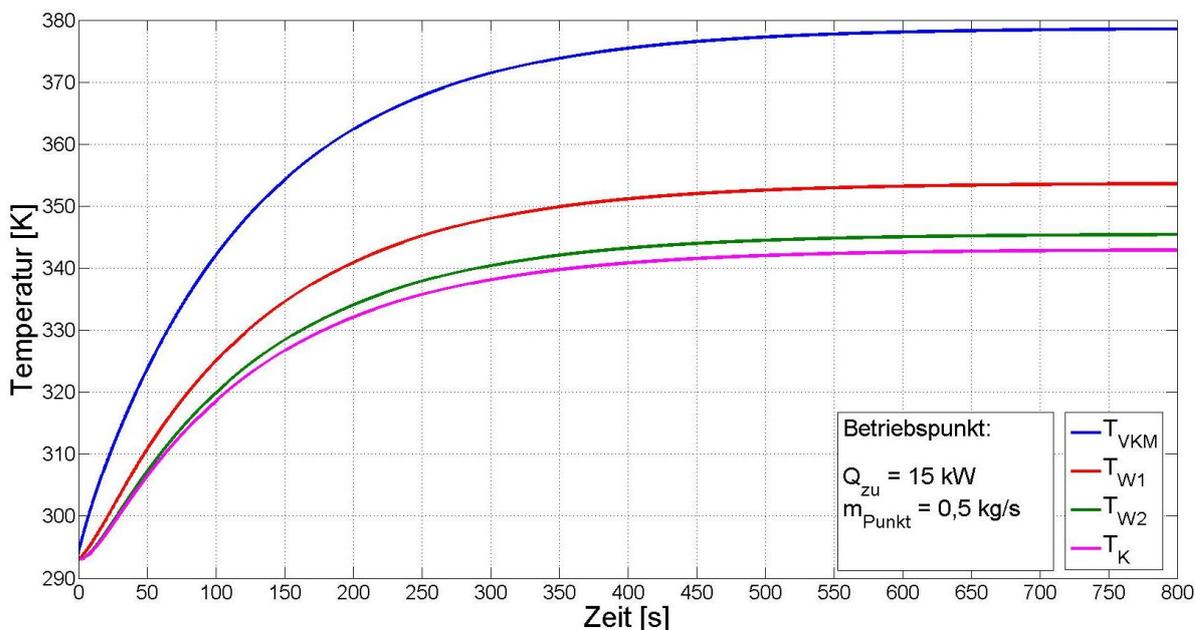


Abbildung 6-24: Temperaturverläufe 1st Order Upwind-Schema mit zwei Zellen

Um diesen vereinfachten Kühlkreislauf jedoch besser beschreiben zu können und auch die Ergebnisse in weiterer Folge mit Messwerten vergleichen zu können, ist eine Erhöhung der Zellenanzahl notwendig. Beispielsweise wird am Motorenprüfstand die Ein- und Austrittstemperatur des Kühlwassers gemessen und es ist unmöglich, dass die simulierten mittleren Temperaturen exakt diesen entsprechen.

1st Order Upwind-Schema mit vier Zellen

In Abbildung 6-25 ist das Modell für die Berechnung des vereinfachten Kühlkreislaufs mit vier Zellen für den Kühlkanal und jeweils zwei Zellen für die Punktmassen (VKM, Kühler) ersichtlich. Es werden dieselben Parameter wie für das „Zwei Zellen“-Modell für die Simulation verwendet.

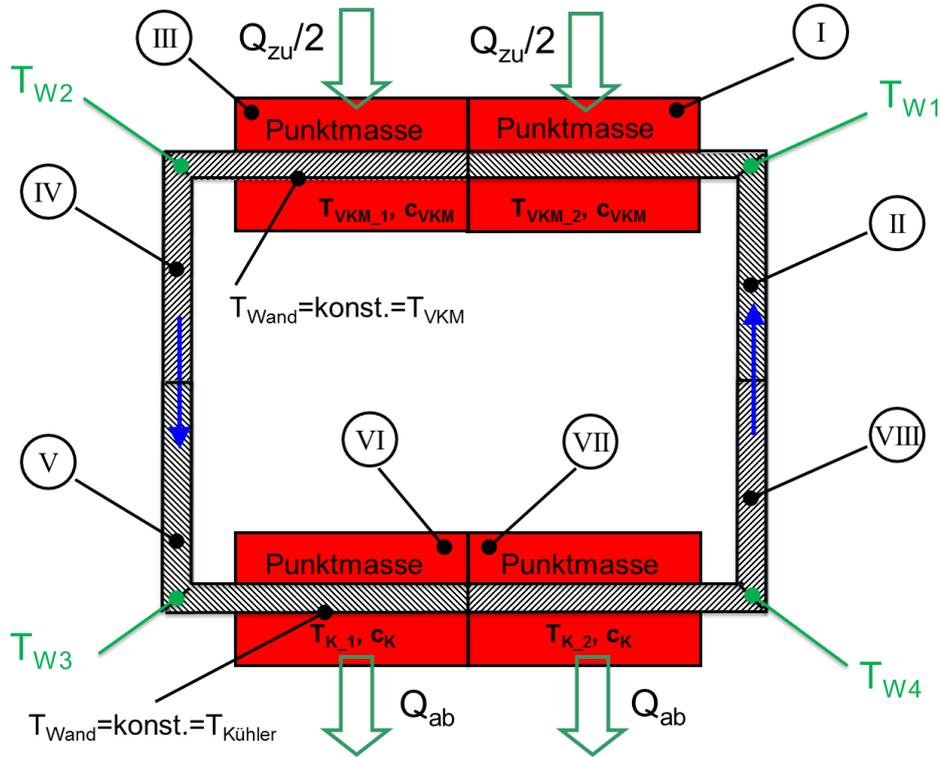


Abbildung 6-25: Kühlkreislauf mit 1st Order Upwind-Schema und vier Zellen

Das Gleichungssystem für die Beschreibung dieses Systems sieht wie folgt aus:

$$(I) \quad c_{VKM} \cdot \frac{m_{VKM}}{2} \cdot \frac{dT_{VKM1}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{zu}}{2} - \alpha_{W1} \cdot \frac{A_{W1}}{2} \cdot (T_{VKM1} - T_{W1}) \quad \text{Gleichung 6-63}$$

$$(II) \quad c_W \cdot \frac{m_{W1}}{2} \cdot \frac{dT_{W1}}{dt} = \alpha_{W1} \cdot \frac{A_{W1}}{2} \cdot (T_{VKM1} - T_{W1}) - c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{W1} - T_{W4}) \quad \text{Gleichung 6-64}$$

$$(III) \quad c_{VKM} \cdot \frac{m_{VKM}}{2} \cdot \frac{dT_{VKM2}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{zu}}{2} - \alpha_{W1} \cdot \frac{A_{W1}}{2} \cdot (T_{VKM2} - T_{W2}) \quad \text{Gleichung 6-65}$$

$$(IV) \quad c_W \cdot \frac{m_{W2}}{2} \cdot \frac{dT_{W2}}{dt} = \alpha_{W1} \cdot \frac{A_{W1}}{2} \cdot (T_{VKM2} - T_{W2}) - c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{W2} - T_{W1}) \quad \text{Gleichung 6-66}$$

$$(V) \quad c_W \cdot \frac{m_{W2}}{2} \cdot \frac{dT_{W3}}{dt} = \alpha_{W2} \cdot \frac{A_{W1}}{2} \cdot (T_{K1} - T_{W3}) - c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{W3} - T_{W2}) \quad \text{Gleichung 6-67}$$

$$(VI) \quad c_K \cdot \frac{m_K}{2} \cdot \frac{dT_{K1}}{dt} = -\alpha_{W2} \cdot \frac{A_{W2}}{2} \cdot (T_{K1} - T_{W3}) + \alpha_L \cdot \frac{A_L}{2} \cdot (T_U - T_{K1}) \quad \text{Gleichung 6-68}$$

$$(VII) \quad c_K \cdot \frac{m_K}{2} \cdot \frac{dT_{K2}}{dt} = -\alpha_{W2} \cdot \frac{A_{W2}}{2} \cdot (T_{K2} - T_{W4}) + \alpha_L \cdot \frac{A_L}{2} \cdot (T_U - T_{K2}) \quad \text{Gleichung 6-69}$$

$$(VIII) \quad c_W \cdot \frac{m_{W2}}{2} \cdot \frac{dT_{W4}}{dt} = \alpha_{W2} \cdot \frac{A_{W1}}{2} \cdot (T_{K2} - T_{W4}) - c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{W4} - T_{W3}) \quad \text{Gleichung 6-70}$$

$T_{W1} \dots$	mittlere Temperatur der Zelle 1 [K]
$T_{W2} \dots$	mittlere Temperatur der Zelle 2 [K]
$T_{W3} \dots$	mittlere Temperatur der Zelle 3 [K]
$T_{W4} \dots$	mittlere Temperatur der Zelle 4 [K]

Mit steigender Zellanzahl nimmt der Modellierungsaufwand zu. Ob sich dieser zusätzliche Aufwand auch lohnt und das Modell realistischer abbildet, kann nur über Versuche geklärt werden. Fakt ist, dass mit steigender Zellanzahl der Rechenaufwand und somit die Rechenzeit zunimmt. Das Simulinkmodell zur Lösung dieses Gleichungssystems ist im Anhang in Abbildung 11-3 dargestellt.

Die Temperaturverläufe für das „Vier Zellen“-Modell, für denselben Betriebspunkt wie beim „Zwei Zellen“-Modell ($Q_{zu}=15 \text{ kW}$, $m_{punkt}=0,5 \text{ kg/s}$), können Abbildung 6-26 entnommen werden, wobei zu erwähnen ist, dass T_{W1} und T_{W3} zufällig knapp übereinander liegen.

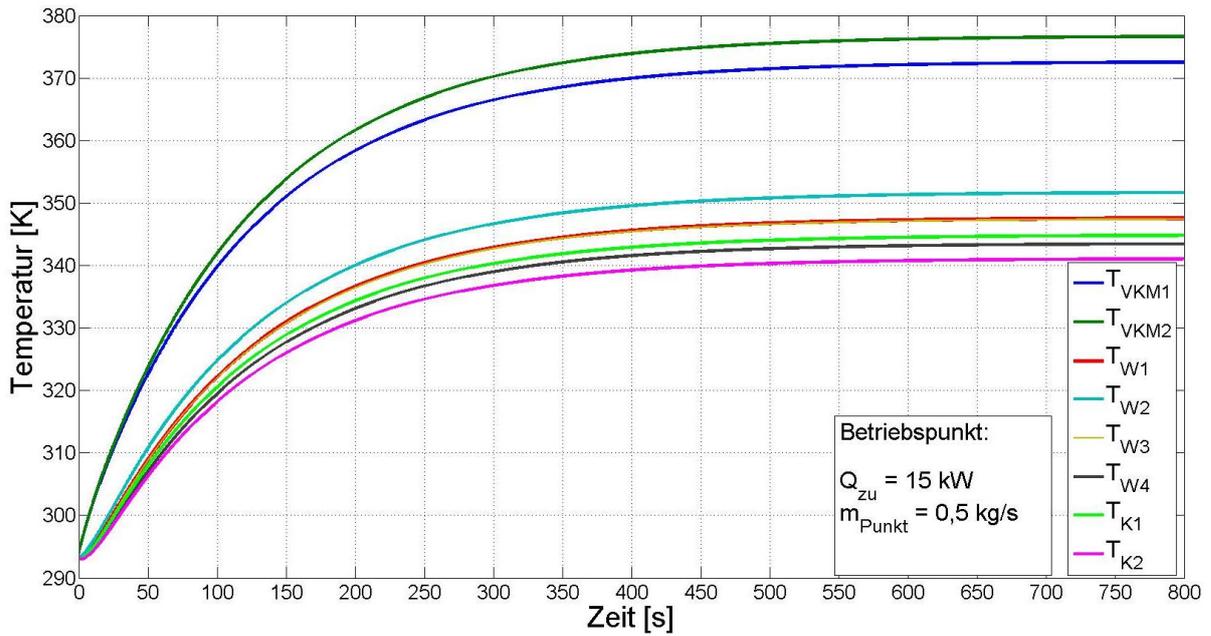


Abbildung 6-26: Temperaturverläufe 1st Order Upwind-Schema mit vier Zellen

Vergleicht man den Austrittstemperaturverlauf an der VKM zwischen der Zwei- (2Z-Variante) und Vier-Zellen-Variante (4Z-Variante), so ist eine Abweichung ersichtlich (Abbildung 6-27). Bei der 4Z-Variante entspricht die Austrittstemperatur der Temperatur T_{W2} (Abbildung 6-26) und bei der 2Z-Variante entspricht sie der Temperatur T_{W1} (Abbildung 6-24). T_{W1} der 4Z-Variante entspricht der Eintrittstemperatur an der VKM.

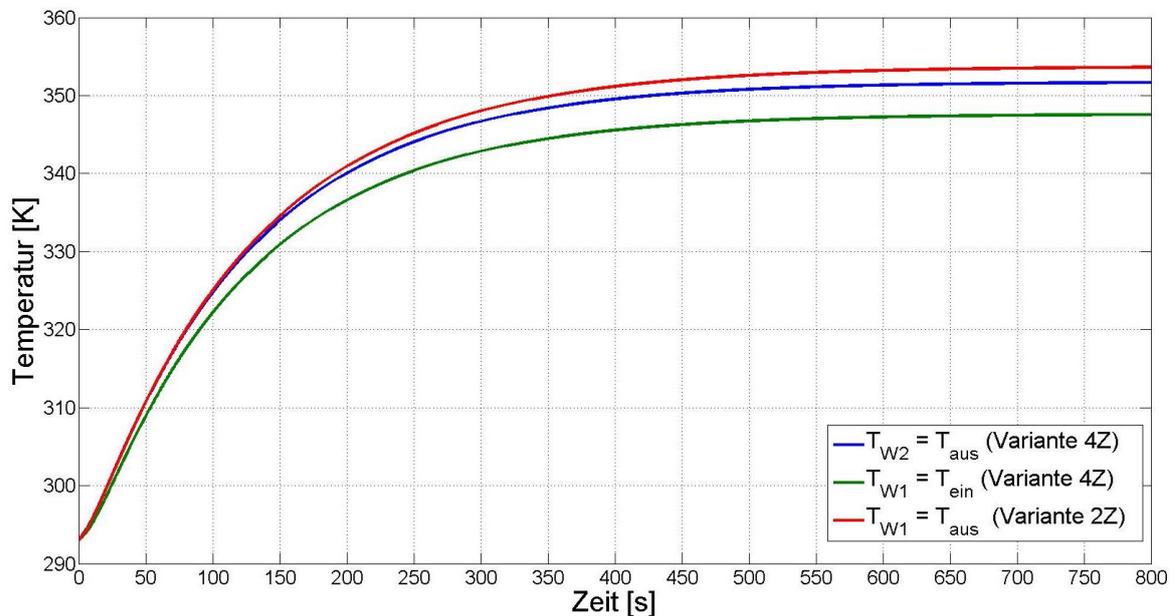


Abbildung 6-27: Vergleich der Austrittstemperaturen zwischen 2Z- und 4Z-Variante

Der Unterschied zwischen den Verläufen ergibt sich aus der verschiedenen Anzahl der Zellen. Einerseits sind die Massen bei der 4Z-Variante, sowohl für das Wasser als auch für die

Punktmassen (VKM, Kühler), auf mehrere Zellen aufgeteilt und andererseits sind auch die Temperaturdifferenzen für die Enthalpieströme in den Zellen nicht dieselben.

Diese Abweichungen ergeben sich durch die unterschiedlichen Zellanzahlen auch für alle übrigen Temperaturverläufe.

Welche Austrittstemperatur am ehesten der Realität entspricht, muss in weiterer Folge über Versuche ermittelt werden. D.h. es ist zu klären, ob die Zellanzahl noch erhöht werden muss oder ob bereits die 2Z-Variante zur Beschreibung des Systems ausreicht, was sich positiv auf die Rechenzeit der Simulation auswirken würde. Ein Vergleich der Simulationsdauer wird noch angeführt.

Eine weitere Möglichkeit zur Beschreibung des vereinfachten Kühlkreislaufs ist die Anwendung von zwei sich überschneidenden Netzen.

6.3.2 Modellierung des Kühlkreislaufes mittels zwei sich überschneidender Gitter

Bei diesem Ansatz werden zwei Netze, siehe Abbildung 6-28 und Abbildung 6-29, für den Kühlkanal überlagert. Bei diesem Verfahren werden Temperaturen an den Grenzen des Kontrollvolumens mittels zwei benachbarter bzw. überschneidender Zellen berechnet. Es wird in der Literatur auch als versetztes bzw. gestaffeltes Gitter bezeichnet (staggered grid). Der Vorteil dieser Methode liegt darin, dass man durch die höhere Zellanzahl mehrere Temperaturen erhält und die zu- und abgeführte Wärme jeweils nur über eine Punktmasse erfolgt. Ein weiterer Vorteil ist, dass die Masse der Kühlflüssigkeit zwischen der VKM und dem Kühler berücksichtigt wird. Der Nachteil liegt jedoch in der durch die höhere Anzahl der Gleichungen bedingten längeren Rechenzeit.

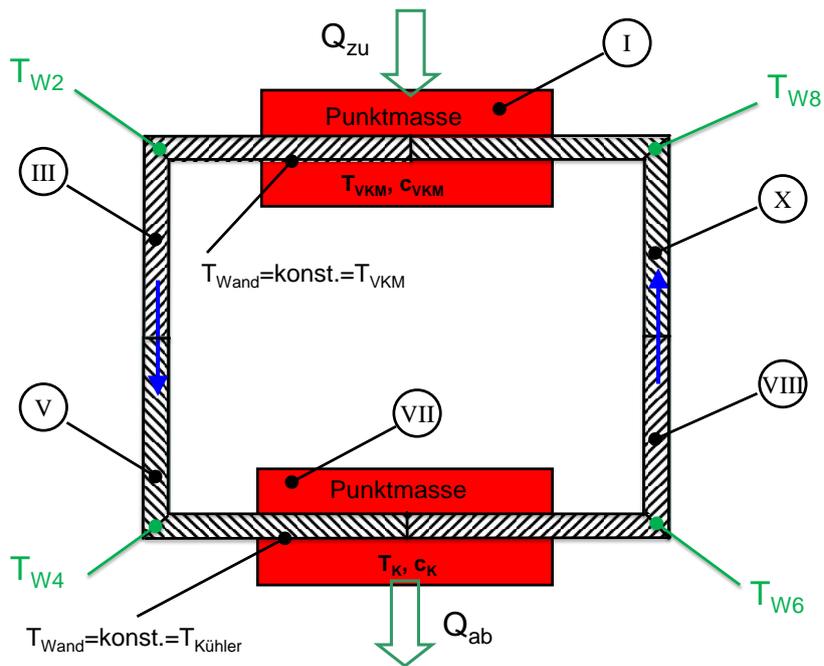


Abbildung 6-28: Netz 1 gestaffelte Gitter

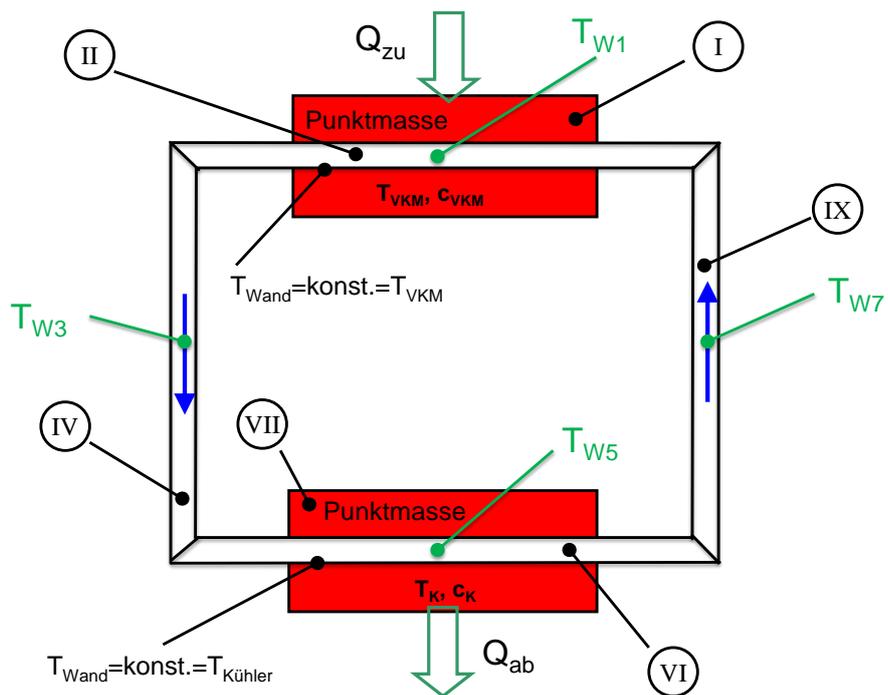


Abbildung 6-29: Netz 2 gestaffelte Gitter

Das Gleichungssystem zur Lösung dieses Ansatzes sieht wie folgt aus:

$$(I) \quad c_{VKM} \cdot m_{VKM} \cdot \frac{dT_{VKM}}{dt} = \dot{Q}_{zu} - \alpha_{W1} \cdot A_{W1} \cdot (T_{VKM} - T_{W1}) \quad \text{Gleichung 6-71}$$

$$(II) \quad c_W \cdot m_{W1} \cdot \frac{dT_{W1}}{dt} = \alpha_{W1} \cdot A_{W1} \cdot (T_{VKM} - T_{W1}) - c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{W2} - T_{W8}) \quad \text{Gleichung 6-72}$$

$$(III) \quad c_W \cdot \frac{m_{W1}}{2} \cdot \frac{dT_{W2}}{dt} = \alpha_{W1} \cdot \frac{A_{W1}}{2} \cdot (T_{VKM} - T_{W2}) - c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{W3} - T_{W1}) \quad \text{Gleichung 6-73}$$

$$(IV) \quad c_W \cdot m_{W3} \cdot \frac{dT_{W3}}{dt} = -c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{W4} - T_{W2}) \quad \text{Gleichung 6-74}$$

$$(V) \quad c_W \cdot \frac{m_{W2}}{2} \cdot \frac{dT_{W4}}{dt} = \alpha_{W2} \cdot \frac{A_{W2}}{2} \cdot (T_K - T_{W4}) - c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{W5} - T_{W3}) \quad \text{Gleichung 6-75}$$

$$(VI) \quad c_W \cdot m_{W2} \cdot \frac{dT_{W5}}{dt} = \alpha_{W2} \cdot A_{W2} \cdot (T_K - T_{W5}) - c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{W6} - T_{W4}) \quad \text{Gleichung 6-76}$$

$$(VII) \quad c_K \cdot m_K \cdot \frac{dT_K}{dt} = -\alpha_{W2} \cdot A_{W2} \cdot (T_K - T_{W5}) + \alpha_L \cdot A_L \cdot (T_U - T_K) \quad \text{Gleichung 6-77}$$

$$(VIII) \quad c_W \cdot \frac{m_{W2}}{2} \cdot \frac{dT_{W6}}{dt} = \alpha_{W2} \cdot \frac{A_{W2}}{2} \cdot (T_K - T_{W6}) - c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{W7} - T_{W5}) \quad \text{Gleichung 6-78}$$

$$(IX) \quad c_W \cdot m_{W7} \cdot \frac{dT_{W7}}{dt} = -c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{W8} - T_{W6}) \quad \text{Gleichung 6-79}$$

$$(X) \quad c_W \cdot \frac{m_{W1}}{2} \cdot \frac{dT_{W8}}{dt} = \alpha_{W1} \cdot \frac{A_{W1}}{2} \cdot (T_{VKM} - T_{W8}) - c_W \cdot \dot{m} \cdot (T_{W1} - T_{W7}) \quad \text{Gleichung 6-80}$$

Das Simulinkmodell zur Beschreibung dieses Modells wird hier nicht angeführt, sondern ist im Anhang (Abbildung 11-4) veranschaulicht. Um diese Variante mit den beiden anderen vergleichbar zu machen, werden die beiden Massen m_{W3} und m_{W7} , welche die Massen im Kühlkanal darstellen, sehr klein gehalten. Der Solver wurde wieder auf dieselbe Weise wie in vorherigen Simulationen konfiguriert.

In Abbildung 6-30 sind auszugweise die Temperaturverläufe der VKM (T_{VKM}) sowie die Ein- (T_{W8}) und Austrittstemperaturverläufe (T_{W2}) an der VKM ersichtlich.

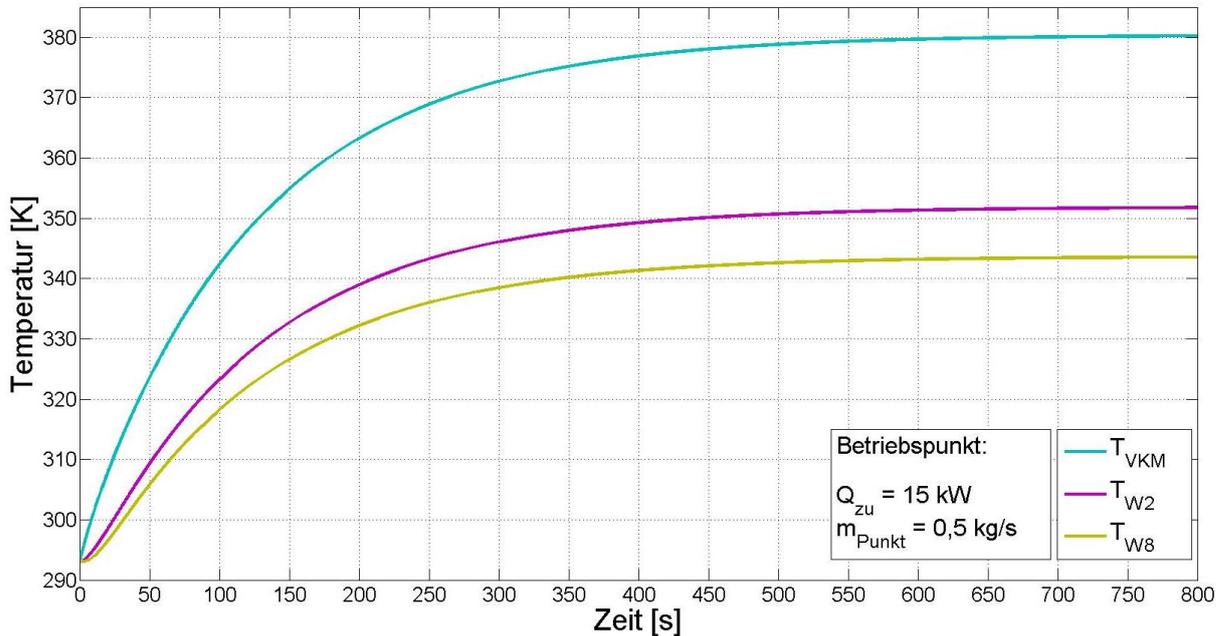


Abbildung 6-30: Temperaturverläufe beim gestaffelten Gitter

Auch hier steht dem Vorteil der theoretisch genaueren Darstellung des Systems die längere Rechenzeit gegenüber.

In Abbildung 6-31 bis Abbildung 6-33 sind die Ergebnisse der drei Berechnungsvarianten (2Z, 4Z, gestaffelte Gitter) vergleichend gegenübergestellt. In Abbildung 6-31 sind die Temperaturverläufe der VKM, in Abbildung 6-32 sind die Austrittstemperaturverläufe an der VKM und in Abbildung 6-33 die Eintrittstemperaturverläufe dargestellt. Wobei die grünen Linien den Ergebnissen mit gestaffelten Gittern, die roten Linien den Ergebnissen des 1st Order Upwind-Schema mit zwei Zellen und die blauen Linien den Ergebnissen 1st Order Upwind-Schema mit vier Zellen entsprechen.

Aus diesen Abbildungen geht hervor, dass alle Berechnungsvarianten physikalisch ähnliche Ergebnisse liefern, welche jedoch mehr der Realität entspricht, kann, wie bereits erwähnt, nur über einen Versuch ermittelt werden.

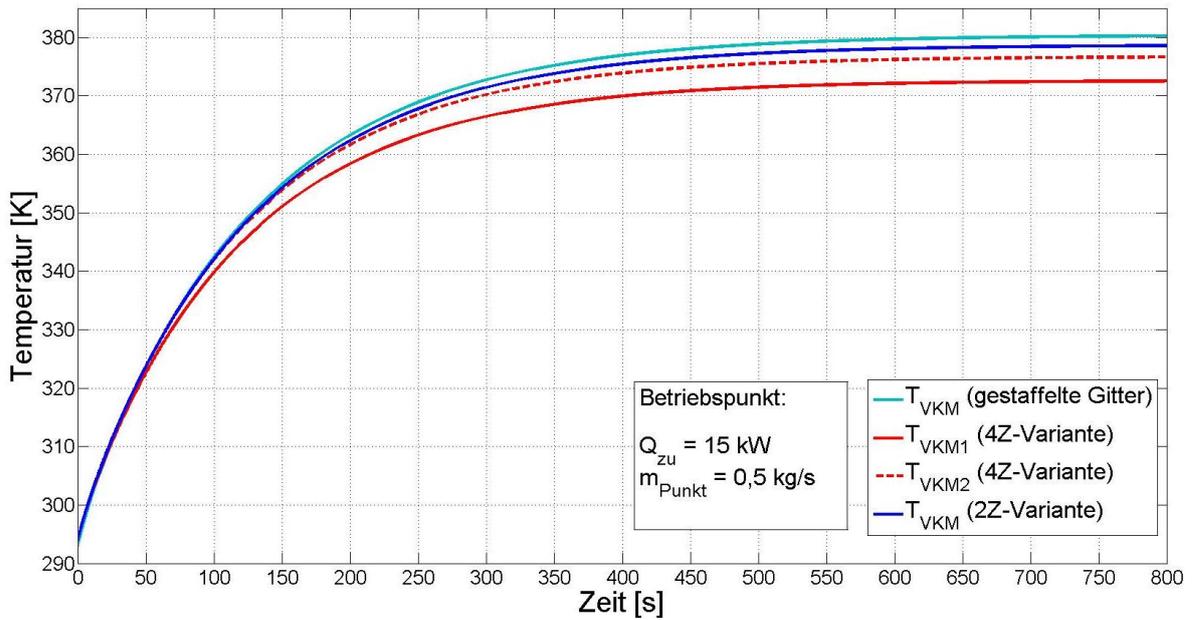


Abbildung 6-31: Vergleich VKM-Temperaturverläufe

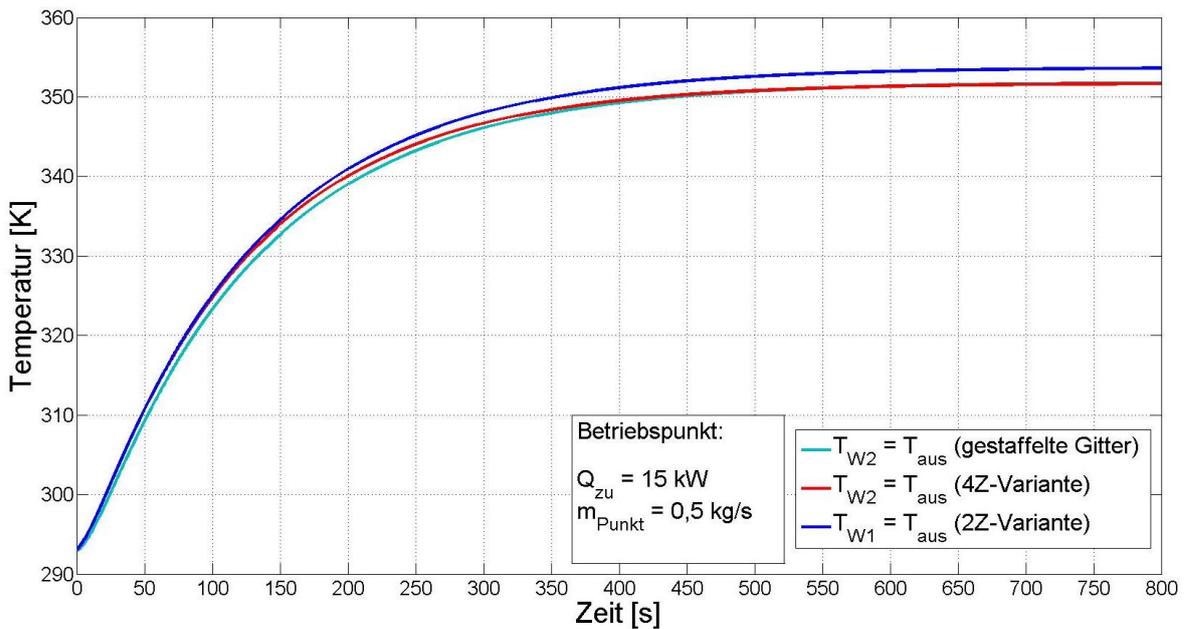


Abbildung 6-32: Vergleich Austrittstemperaturverläufe

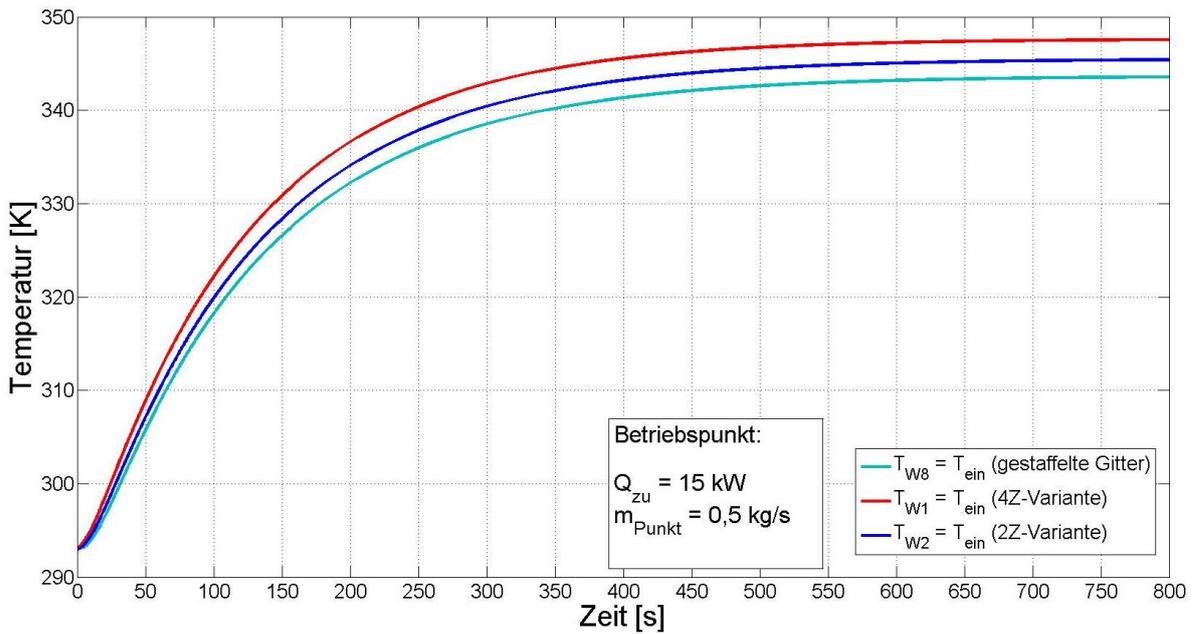


Abbildung 6-33: Vergleich Eintrittstemperaturverläufe

Ein Vergleich der Simulationsdauer der 3 Varianten für eine Simulationszeit von 800 Sekunden ist in Tabelle 6-2 ersichtlich.

Variante	Simulationsdauer [sek]
2Z-Variante	7,05
4Z-Variante	11,4
Gestaffelte Gitter	11,5

Tabelle 6-2: Vergleich Simulationsdauer im vereinfachten Kühlkreislauf

Es zeigt sich, dass die 2Z-Variante (4 Gleichungen) eindeutig die schnellste Methode zur Berechnung der Temperaturen im Kühlkreislauf ist. Der Unterschied zwischen der 4Z-Variante (8 Gleichungen) und der Variante mit gestaffelten Gittern (10 Gleichungen) ist jedoch gering.

Welche dieser Varianten am besten den Anforderungen - hohe Genauigkeit und schnelle Rechenzeit - entspricht, muss jedoch weiter analysiert werden. Vor allem die Anwendung der verschiedenen Varianten auf größere bzw. komplexere Kühlsysteme sollte noch betrachtet werden.

6.4 ZUSAMMENFASSUNG DER ERKENNTNISSE DER THERMISCHEN SIMULATION

Aus diesem Kapitel geht hervor, dass thermische Systeme, ohne Vereinfachungen zu treffen, nicht immer analytisch gelöst werden können. Jedoch gibt es numerische Schemata bzw. Ansätze, wie beispielsweise das 1st Order Upwind-Schema und den Ansatz mit gestaffelten Gittern, die es erlauben, thermische Systeme so zu diskretisieren, dass sich physikalisch richtige Lösungen ergeben.

Zur Berechnung der in diesem Kapitel beschriebenen, vereinfachten Systeme wurden die Stoffwerte als konstant angenommen. Dies entspricht nicht der Realität und wurde nur zur Vereinfachung gewählt. Wie sich variable Stoffwerte auf die thermischen Systeme auswirken, muss im Laufe des HyPower-Projektes noch geklärt werden, es ist jedoch nicht mehr Teil dieser Diplomarbeit.

Bei der Beschreibung des vereinfachten Kühlkreislaufes hat sich gezeigt, dass mit steigender Zellanzahl das System vermutlich genauer beschrieben werden kann, aber die Rechenzeit zunimmt. Auch hier muss noch im Rahmen von HyPower festgestellt werden, welche Zellanzahl bzw. welcher Ansatz das Optimum aus Genauigkeit und Rechenzeit darstellt.

Sowohl für das vereinfachte thermische Modell als auch für den vereinfachten Kühlkreislauf ist eine Validierung und Optimierung der Systeme gemäß Abbildung 6-4 noch durchzuführen.

7 Ausblick auf die weitere thermische Simulation und Vorgehensweise

In einem weiteren Schritt ist es zunächst notwendig, die Ergebnisse der Simulation des vereinfachten thermischen Modells zu verifizieren. Hierzu wurde ein Versuchsaufbau, welcher in Abbildung 7-1 dargestellt ist, ausgewählt. In diesem Aufbau soll zunächst ein Rohr mit folgenden Abmessungen vermessen werden:

- Innendurchmesser $d_i=40\text{mm}$
- Außendurchmesser $d_a=60\text{mm}$
- Rohrlänge $l=300\text{mm}$

Der Grund dafür liegt darin, dass aus der Simulation hervorgegangen ist, dass bei diesen Abmessungen die Erwärmung des Rohres auf $50\text{ }^\circ\text{C}$, innerhalb einer Zeitspanne erfolgt, die leicht messbar ist (siehe Abbildung 6-8).

Der Messaufbau besteht aus folgenden Komponenten:

- Isoliertes Rohr
- Wasserpumpe
- Durchlauferhitzer mit integriertem Regler
- Durchflussmesser
- Temperaturmessstellen am Rohreintritt und Rohraustritt
- Temperaturmessstellen im Rohr, sowohl für die Messung der Kühlwassertemperatur als auch zur Messung der Temperaturverteilung im Rohr selbst.

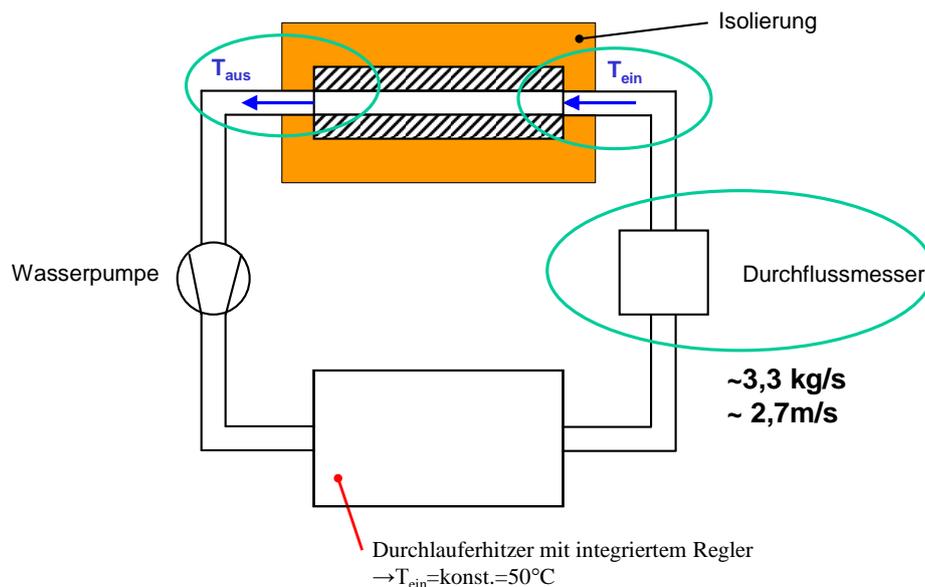


Abbildung 7-1: Versuchsaufbau zur Verifizierung des vereinfachten Modells

Auch der vereinfachte Kühlkreislauf kann in weiterer Folge mit einem ähnlichen Messaufbau verifiziert und optimiert werden.

Schlussendlich ist es das Ziel, ein Kühlsystem so zu modellieren, dass es echtzeitfähig und ausreichend genau ist und in weiterer Folge die HCU bei der Wahl der effektivsten Betriebsstrategie unterstützen kann.

In Abbildung 7-2 ist eine Vision, wie ein thermisches Modell beispielsweise für einen Kühlkreislauf einer VKM aussehen könnte, dargestellt.

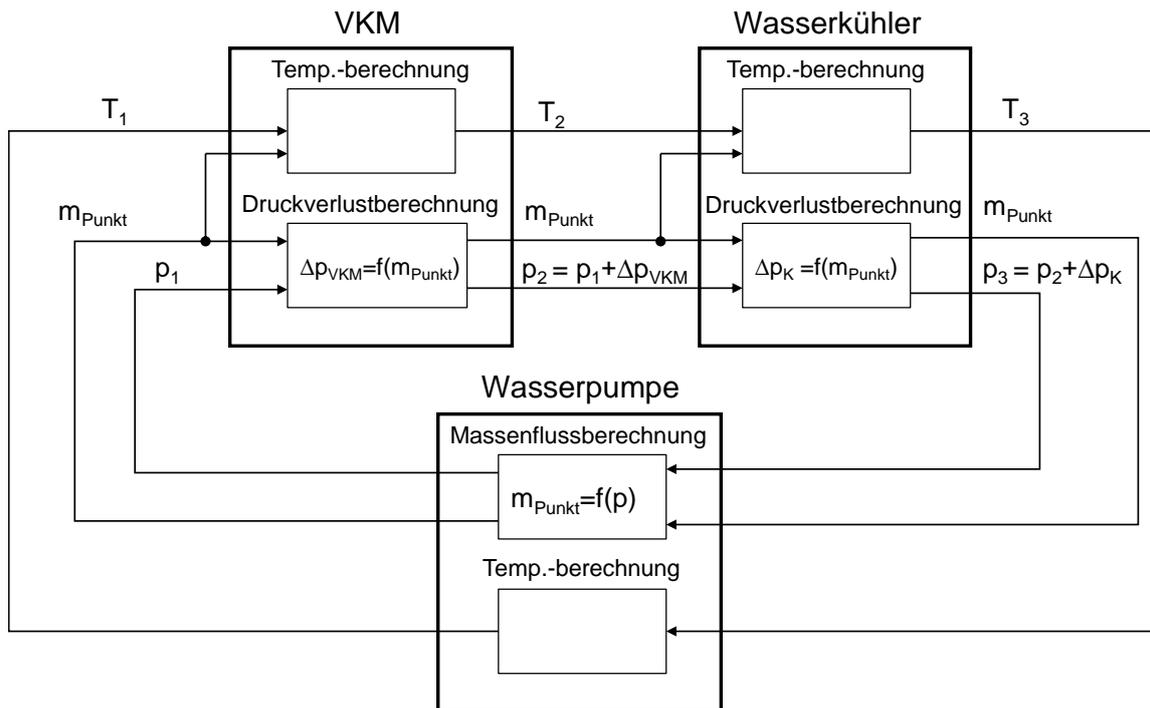


Abbildung 7-2: Vision Kühlkreislauf

Es sollen Komponenten eines Kühlkreislaufs beliebig miteinander kombinierbar sein. Neben den Komponententemperaturen und Kühlwasseraustrittstemperaturen sollen auch die Druckverluste, mit deren Hilfe der Kühlwassermassenstrom in einem Wasserpumpenmodell geregelt werden kann, in den Bauteilen berechnet werden.

8 Zusammenfassung

Zukünftige Abgasgesetzgebungen werden mit konventionellen Antriebssträngen mit einer VKM nur schwer bzw. nur mit sehr hohem Aufwand in Bereichen der Verbrennung und Abgasnachbehandlung erfüllt werden können. Dieses Problem wird auch im Powersportbereich immer akuter und muss zu einem Umdenken führen. Hybride Antriebsstränge bieten auch im Powersportbereich ein großes Potenzial zur Verbrauchs- und Emissionsverbesserung bei einer gleichzeitigen Erhöhung des Fahrspaßes.

Damit entstehen für den Fahrzeugentwicklungsprozess bei Powersportanwendungen neue Herausforderungen. Es steigen unter anderem der Zeitdruck, die Variantenvielfalt der Fahrzeuge und die in weiterer Folge damit verbundenen Anforderungen an die numerische Simulation. Ziel sollte es sein, durch eine frühe Verknüpfung von Teilsystemlösungen (Motor, Getriebe, E-Maschine, Kühlung, etc.) ein durchaus komplexes Gesamtsystem abzubilden, um eine Bewertung des gesamten Fahrzeuges zu erlauben. Eine Möglichkeit der frühen Verknüpfung von Teilsystemlösungen bietet eine Gesamtfahrzeugsimulation basierend auf einer Längsdynamiksimulation. Je nach Anforderung bzw. Fragestellung kann entweder ein dynamisches oder ein quasistationäres Simulationsmodell hierzu verwendet werden.

In dieser Diplomarbeit bzw. im Forschungsprojekt HyPower wurde eine dynamische Gesamtfahrzeugsimulation gewählt, da sich die Anforderungen im Powersportbereich zu jenen im Automobilbereich vor allem durch den hohen Anspruch an das transiente Fahrverhalten des Fahrzeuges unterscheiden. Zur Umsetzung der Fahrzeugsimulation wurde MATLAB Simulink verwendet, da mit diesem Tool C-Codes generiert werden können, womit in weiterer Folge Steuergeräte programmiert und Verbindungen mit HIL-Plattformen hergestellt werden können.

Da im Rahmen von HyPower mehrere Projektpartner in einem Konsortium zusammenarbeiten, ist es notwendig, dass Maßnahmen für eine erfolgreiche Kooperation getroffen werden. Das Simulationsmodell muss übersichtlich und strukturiert gestaltet sein; weiters ist ein geeignetes Datenmanagement für die im Modell verwendeten Parameter notwendig. Dies wurde durch die Einführung von Datenbussen zur Signalbündelung und durch die modulare Gestaltung des Simulationsmodells erreicht. Durch das Daten- bzw. Parametermanagement ist es möglich, die im Modell verwendeten Parameter - wie Kennfelder, Kennlinien und Kennzahlen - zu archivieren, zu verwalten und an die jeweiligen Partner zu verteilen. Mit Hilfe von Microsoft Excel wurde eine Methodik zur Verwaltung der Parameter entwickelt, dessen Resultat mehr Transparenz und Übersichtlichkeit ist.

Die thermische Betrachtung der Energieflüsse innerhalb des Fahrzeuges zur Abschätzung von Entwicklungspotenzialen und zur Ableitung von Betriebsstrategien ist ein wesentlicher Bestandteil für die Auslegung eines Hybridfahrzeuges. Um ein bestmögliches thermisches Management gewährleisten zu können, müssen alle relevanten Wärmequellen und -senken im Fahrzeug erfasst und berücksichtigt werden. In erster Linie muss der Betrieb der Komponenten eines Hybridfahrzeuges, wie der VKM, der Batterie, der Leistungselektronik und der E-Maschine in einem für sie optimalen Temperaturbereich erfolgen und erst daraus kann in weiterer Folge eine geeignete Strategie abgeleitet werden.

In einem ersten Schritt wurden die thermischen Betrachtungen auf den konvektiven Wärmetransport, durch die Kühlflüssigkeit, beschränkt. Die Modellbildung erfolgte dabei anhand eines vereinfachten Kühlkreislaufes, bestehend aus Wärmequelle (z.B. VKM), Kühlleitungssystem und einer Wärmesenke (Kühler). Es hat sich gezeigt, dass diese thermischen Systeme nicht immer analytisch gelöst werden können. Es gibt jedoch numerische Schemata bzw. Ansätze, wie das 1st Order Upwind-Schema und der Ansatz mit gestaffelten Gittern, die es erlauben, thermische Systeme so zu diskretisieren, dass sich physikalisch richtige Lösungen ergeben. Das erstellte mathematische MATLAB-Simulink Model kann so zur Darstellung komplexer Kühlkreisläufe durch Kombination mehrerer Teilmodelle eingesetzt werden. In einem nächsten Schritt werden die Ergebnisse und Erkenntnisse, die in der thermischen Simulation gewonnen wurden, durch Versuche verifiziert.

9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1:	Can-Am Spyder RS [23].....	3
Abbildung 1-2:	1.Variante mit SM5 [27].....	3
Abbildung 1-3:	2.Variante mit SE5 [27].....	3
Abbildung 2-1:	Wechselwirkung Fahrspaß / Verbrauch [13]	7
Abbildung 2-2:	Vierquadrantenbetrieb der E-Maschine [18].....	8
Abbildung 2-3:	Typisches Wirkungsgradkennfeld einer PSM [19].....	9
Abbildung 2-4:	Prinzipielle Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik [30] (eigene Darstellung)	10
Abbildung 2-5:	Arten von Drehfeldmaschinen (a=ASM, b=SM) [6].....	11
Abbildung 2-6:	Synchrone und asynchrone Ausführung eines Motors [28]	11
Abbildung 2-7:	Schnitt durch eine Schleifringläufer- und Käfigläuferasynchronmaschine [29].....	12
Abbildung 2-8:	Aufbau einer ASM mit Kurzschlussläufer [10]	13
Abbildung 2-9:	Drehzahl-Drehmomentenkennlinie einer ASM [29]	14
Abbildung 2-10:	Idealisierte Betriebskennlinien einer ASM bei veränderlicher Spannung und Frequenz [18]	15
Abbildung 2-11:	Kurzschlussläufer einer ASM als Startergenerator [32]	16
Abbildung 2-12:	Außen- und Innenläuferbauform einer PSM [25]	17
Abbildung 2-13:	Innenläufer mit vergrabenen Magneten [25].....	18
Abbildung 2-14:	Innenläuferarten einer PSM [10]	18
Abbildung 2-15:	Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinie einer PSM [3].....	19
Abbildung 2-16:	Vergleich Außenläufer- und Innenläuferbauweise von permanenterregten Synchronmaschinen[14]	19
Abbildung 2-17:	Bleisäure Batterie [19].....	21
Abbildung 2-18:	Nickel-Metallhydrid Batterie [19].....	21
Abbildung 2-19:	Aufbau NiMH-Batterie [46]	21
Abbildung 2-20:	Lithium-Ionen Batterie [19].....	22
Abbildung 2-21:	Aufbau LiIon-Batterie [47].....	22
Abbildung 2-22:	UltraCap [19]	22
Abbildung 2-23:	Ragone Plot [19]	23
Abbildung 2-24:	Einflüsse auf die Batterieauslegung [19].....	24
Abbildung 2-25:	Batteriekapazitäten heutiger Fahrzeuge [19].....	25
Abbildung 2-26:	Einfluss der Lade-/Entladeleistung auf den SOC-Bereich [42].....	26
Abbildung 2-27:	Einfluss der Temperatur auf die Lebensdauer [7].....	26
Abbildung 2-28:	Leistungselektronik [33]	27
Abbildung 2-29:	Einteilung nach dem Hybridisierungsgrad [19]	28
Abbildung 2-30:	Verbrauchseinsparungspotential [12]	30
Abbildung 2-31:	Einteilung nach elektrischer Leistung und Funktionen [12].....	31
Abbildung 2-32:	Strukturelle Einteilung von Hybridfahrzeugen [19]	32
Abbildung 2-33:	Serieller Hybrid [19]	32
Abbildung 2-34:	Paralleler Hybrid [19]	33
Abbildung 2-35:	Leistungsverzweigter Hybrid (One-mode Hybrid) [19]	33
Abbildung 2-36:	Two-mode Hybrid [19].....	34

Abbildung 2-37:	EV (mit/ohne Range Extender) [19]	34
Abbildung 2-38:	Start/Stop-Funktion (M=E-Motor, G=Generator) [12].....	35
Abbildung 2-39:	Boost-Funktion [12].....	35
Abbildung 2-40:	Rekuperation [12]	36
Abbildung 2-41:	Betriebspunktverschiebung [12].....	36
Abbildung 2-42:	Neuer Betriebsmodus Lastanhebung [12].....	37
Abbildung 2-43:	Rein elektrisches Fahren [12]	37
Abbildung 2-44:	Pfade der Verbrauchsreduzierung, Mittelklasse PKW [11]	38
Abbildung 2-45:	Trade-Off Treibstoffeinsparung/Kosten (ICE= Internal Combustion Engine) [12]	40
Abbildung 2-46:	Durch Hybridisierung betroffene Fahrzeugbereiche [34].....	40
Abbildung 3-1:	Koordinatensystem nach ISO/DIN 70000 [24] (eigene Darstellung)	42
Abbildung 3-2:	Einteilung Fahrwiderstände [41] (eigene Darstellung).....	43
Abbildung 3-3:	Kräfte am rollenden Rad und Verteilung der Flächenpressung $p(x)$ in Abrollrichtung [16]	44
Abbildung 3-4:	Einfedern auf harter Fahrbahn [16].....	45
Abbildung 3-5:	Messwerte für Luftwiderstandsbeiwerte und Luftwiderstand [41]	46
Abbildung 3-6:	Steigungswiderstand [23] (eigene Darstellung).....	46
Abbildung 3-7:	Stationäre Fahrwiderstände [23] (eigene Darstellung)	47
Abbildung 3-8:	Spyder RT [23]	50
Abbildung 3-9:	Unilog Datalogger.....	51
Abbildung 3-10:	Induktiver Drehzahlsensor.....	51
Abbildung 3-11:	Potentiometer für Drosselklappenstellung	52
Abbildung 3-12:	Kupplungsschalter	52
Abbildung 3-13:	VBOX II Lite	52
Abbildung 3-14:	Teststrecke für Ausrollversuch [22].....	53
Abbildung 3-15:	Ausrolldaten aus Unilog Datalogger	54
Abbildung 3-16:	Ausrolldaten aus GPS-Gerät.....	55
Abbildung 3-17:	Gemittelter Geschwindigkeitsverlauf v_m der Ausroller 1 und 4 über der Zeit.....	58
Abbildung 3-18:	Berechneter Fahrwiderstandsverlauf über der Zeit.....	59
Abbildung 3-19:	Fahrwiderstandsverlauf Spyder RT.....	61
Abbildung 3-20:	Fahrwiderstände in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit [41]	62
Abbildung 3-21:	Zugkraftdiagramm [41]	63
Abbildung 3-22:	Bedarfsleistung am Hinterrad (Radleistung) [41].....	64
Abbildung 4-1:	Quasistationäre Simulation [31] (eigene Darstellung).....	66
Abbildung 4-2:	Dynamische Simulation [31] (eigene Darstellung).....	67
Abbildung 4-3:	Hybrider Antriebsstrang	68
Abbildung 4-4:	Gesamtfahrzeugsimulation in MATLAB Simulink.....	69
Abbildung 4-5:	Vereinfachte Darstellung der Gesamtfahrzeugsimulation	70
Abbildung 4-6:	Antriebsstrangmodell.....	72
Abbildung 4-7:	Beispiel für einen Kühlkreislauf eines Hybridantriebsstranges.....	74
Abbildung 5-1:	Ausgangsbasis des Gesamtfahrzeugsimulationsmodells.....	77
Abbildung 5-2:	Bus Creator	78
Abbildung 5-3:	Bus Selector	79
Abbildung 5-4:	Struktur des Parameterfiles.....	81
Abbildung 5-5:	Eingabe von Kennzahlen im Parameterfile.....	81

Abbildung 5-6:	Programmierung von Kennlinien und Kennfeldern im Parameterfile	82
Abbildung 5-7:	Zusatztabellenblatt im Parameterfile (Kennlinien)	83
Abbildung 5-8:	Simulink-Parameter	84
Abbildung 5-9:	Prozedur für die Initialisierung der Parameter	85
Abbildung 6-1:	Arten der Wärmeübertragung [45]	88
Abbildung 6-2:	Temperaturverlauf in einer turbulenten Rohrströmung [45]	89
Abbildung 6-3:	Temperaturverläufe bei Extremfällen [45]	94
Abbildung 6-4:	Entwicklungsprozess für das thermische Netzwerk	95
Abbildung 6-5:	Vereinfachtes thermisches Modell	97
Abbildung 6-6:	Zeitliche Diskretisierung	99
Abbildung 6-7:	Temperaturverläufe bei Durchmesservariation für Fall 1 in MATLAB($l=300\text{mm}$) ..	102
Abbildung 6-8:	Temperaturverläufe bei Längenvariation für Fall 1 in MATLAB ($d_i=40\text{mm}$, $d_a=60\text{mm}$)	102
Abbildung 6-9:	Vereinfachtes thermisches Modell in MATLAB Simulink	105
Abbildung 6-10:	Block zur Berechnung der Wassermasse im Rohr	106
Abbildung 6-11:	Berechnung der Wassermasse im Rohr	106
Abbildung 6-12:	Block zur Berechnung der Rohrtemperatur	107
Abbildung 6-13:	Berechnung der Rohrtemperatur	107
Abbildung 6-14:	Solver-Register in MATLAB Simulink	108
Abbildung 6-15:	Temperaturverläufe in Simulink ($d_a=60\text{mm}$, $d_i=40\text{mm}$, $l=300\text{mm}$)	109
Abbildung 6-16:	Vergleich Ergebnisse Rohrtemperatur ($d_a=60\text{mm}$, $d_i=40\text{mm}$, $l=300\text{mm}$)	110
Abbildung 6-17:	Vergleich Ergebnisse mittlere Wassertemperatur ($d_a=60\text{mm}$, $d_i=40\text{mm}$, $l=300\text{mm}$) ..	110
Abbildung 6-18:	Vereinfachter Kühlkreislauf	111
Abbildung 6-19:	Abbildung zur Erklärung der Lösbarkeit des vereinfachten Kühlkreislaufes	114
Abbildung 6-20:	Variablenwert als Funktion der Pecletzahl [1]	117
Abbildung 6-21:	Grafische Darstellung des 1 st Order Upwind-Schemas (UDS) [1]	118
Abbildung 6-22:	Kühlkreislauf mit 1 st Order Upwind-Schema und zwei Zellen	118
Abbildung 6-23:	Simulinkmodell 1 st Order Upwind-Schema mit zwei Zellen	120
Abbildung 6-24:	Temperaturverläufe 1 st Order Upwind-Schema mit zwei Zellen	121
Abbildung 6-25:	Kühlkreislauf mit 1 st Order Upwind-Schema und vier Zellen	122
Abbildung 6-26:	Temperaturverläufe 1 st Order Upwind-Schema mit vier Zellen	124
Abbildung 6-27:	Vergleich der Austrittstemperaturen zwischen 2Z- und 4Z-Variante	124
Abbildung 6-28:	Netz 1 gestaffelte Gitter	126
Abbildung 6-29:	Netz 2 gestaffelte Gitter	126
Abbildung 6-30:	Temperaturverläufe beim gestaffelten Gitter	128
Abbildung 6-31:	Vergleich VKM-Temperaturverläufe	129
Abbildung 6-32:	Vergleich Austrittstemperaturverläufe	129
Abbildung 6-33:	Vergleich Eintrittstemperaturverläufe	130
Abbildung 7-1:	Versuchsaufbau zur Verifizierung des vereinfachten Modells	132
Abbildung 7-2:	Vision Kühlkreislauf	133
Abbildung 11-1:	Variablenliste	141
Abbildung 11-2:	Startfile zur Initialisierung der Simulation	142
Abbildung 11-3:	Simulinkmodell 1 st Order Upwind-Schema mit vier Zellen	147
Abbildung 11-4:	1 st Order Upwind-Schema mit zwei sich überschneidenden Netzen	148

10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1:	Abgasgesetzgebung für drei- und vierrädrige Motorräder [20](eigene Darstellung)	2
Tabelle 1-2:	Motordaten Can-Am Spyder Roadster RS.....	4
Tabelle 3-1:	Signalbelegung des Datenloggers.....	51
Tabelle 6-1:	Wärmeübergangskoeffizient, Strömungsgeschwindigkeit und Rohrmasse bei Durchmesservariation für Fall 1 (l=300 mm)	101
Tabelle 6-2:	Vergleich Simulationsdauer im vereinfachten Kühlkreislauf.....	130

Startfile

```

%----- 3_ICE-----
run Mf_3_1_ICE_1303          % ICE 1303
%run Mf_3_2_ICE_602         % ICE 602
%run Mf_3_3_ICE_C           % ICE C

%----- 4_E-Motor-----
%run Mf_4_1_MG_A            % E-Motor 15kW (Hofer)
run Mf_4_2_MG_B             % E-Motor Drivetek
%run Mf_4_3_MG_C           % E-Motor C
%

%-----5_Battery-----
run Mf_5_1_Battery_A        % Battery CTA
%run Mf_5_2_Battery_B      % Battery B
%run Mf_5_3_Battery_C      % Battery C

disp('initializing...');
pause(1);
%-----6_SimulationParam-----
run Mf_6_1_Simulation_param_A % Sim.-Param. A
%run Mf_6_2_Simulation_param_B % Sim.-Param. B
%run Mf_6_3_Simulation_param_C % Sim.-Param. B

%-----7_OperationStrategy-----
run Mf_7_1_Operation_strategy_A % Operation strategy 1303Hybrid(TorqueBased, WTMC-gear)
%run Mf_7_2_Operation_strategy_B % Operation strategy 602Hybrid (TorqueBased, WTMC-gear)
%run Mf_7_3_Operation_strategy_C % Operation strategy C

%-----8_Drivetrain-----
%run Mf_8_1_Drivetrain_A      % Drivetrain Spyder GS 991 with ICE 1303
run Mf_8_2_Drivetrain_B      % Drivetrain Spyder GS 991 with ICE 602
%run Mf_8_3_Drivetrain_C     % Drivetrain C

```

Abbildung 11-2: Startfile zur Initialisierung der Simulation

MATLAB-Code für das einfache thermische Modell

```

clc;
close all;
clear all;

%-----
%-----Eingabedaten-----
%-----

%Zeitschrittweite in s
t = 0.02;

% Anzahl der Schritte
schritte = 2573;
time = linspace(0, (schritte+2)*t, (schritte+1));

% Rohrlänge [m]
l_Rohr = [ 300*10^(-3) ; 500*10^(-3) ; 800*10^(-3) ];

```

```
% Rohraußendurchmesser [m]
d_Rohr_a = [ 60*10^(-3) ; 80*10^(-3) ; 120*10^(-3) ];

% Rohrinnendurchmesser [m]
d_Rohr_i = [ 40*10^(-3) ; 60*10^(-3) ; 90*10^(-3) ];

% Dichte Aluminium [kg/m^3]
rho_Alu = 2.7 * 10^3;

% Spezifische Wärmekapazität Alu [J/kg K]
c_Alu = 897;

% Massenstrom [kg/s]
m_Punkt = 3.33;

% Spezifische Wärmekapazität Wasser [J/kg K]
c_Wasser = 4200;

% Eintrittstemperatur Rohr [K]
T_ein = 50 + 273; % 50 °C

% Starttemperatur Rohr [K]
T_Rohr_init = 20 + 273;

% Starttemperatur Austrittstemp. [K]
T_aus_init = 20 + 273;

% kinematische Viskosität von Wasser bei 50 °C [m^2/s] (VDI-Wärmeatlas)
nue = 0.553 * 10^(-6);

% Prandtlzahl von Wasser bei 50 °C (VDI-Wärmeatlas)
Pr = 3.568;

% Wärmeleitfähigkeit von Wasser bei 50 °C [W/m K] (VDI-Wärmeatlas)
lambda = 640.5 * 10^(-3);

%-----
%-----Rohrlängenvariation-----
%-----

% Masse Rohr [kg]
m_Rohr = ((d_Rohr_a(1).^2-d_Rohr_i(1).^2) / 4)*pi.*l_Rohr.*rho_Alu;

% Wassermasse im Rohr [kg]
m_Wasser = ((d_Rohr_i.^2).*pi./ 4.*l_Rohr).*1*10^3;

% Reynoldszahl
Re = ((m_Punkt.*10.^(-3))./((d_Rohr_i.^2.*pi)/4).* d_Rohr_i) / nue;

% Nusseltzahl (VDI-Wärmeatlas S. Ga7)
Nu = 0.012.*(Re.^(-0.87)-280).*Pr.^(0.4).*( 1+(d_Rohr_i./l_Rohr).^(2/3));
```

```

% Wärmeübergangskoeffizient [W/m^2 K]
alpha = Nu.*lambda ./ d_Rohr_i;

% Fläche Rohrrinnenseite [m^2]
A_Rohr_i = d_Rohr_i(1).*pi.*l_Rohr;

TR=nan(schritte+1,2);
TR(1,1)=T_Rohr_init;
TR(1,2)=T_Rohr_init;
TR(1,3)=T_Rohr_init;

TW_init=(T_ein+T_aus_init)/2;
TW=nan(schritte+1,2);
TW(1,1)=TW_init;
TW(1,2)=TW_init;
TW(1,3)=TW_init;

Te=nan(schritte+1,3);
Te(1:end)=T_ein;

Ta=nan(schritte+1,2);
Ta(1,1)=T_aus_init;
Ta(1,2)=T_aus_init;
Ta(1,3)=T_aus_init;

tic;

for n=1:schritte

    TR(n+1,1)=-alpha(1).*A_Rohr_i(1).*(TR(n,1)-
TW(n,1))./(c_Alum.*m_Rohr(1)).*t + TR(n,1);
    TR(n+1,2)=-alpha(2).*A_Rohr_i(2).*(TR(n,2)-
TW(n,2))./(c_Alum.*m_Rohr(2)).*t + TR(n,2);
    TR(n+1,3)=-alpha(3).*A_Rohr_i(3).*(TR(n,3)-
TW(n,3))./(c_Alum.*m_Rohr(3)).*t + TR(n,3);

    TW(n+1,1)=+alpha(1).*A_Rohr_i(1).*(TR(n,1)-TW(n,1))./...
(c_Wasser.*m_Wasser(1)).*t + m_Punkt.*t./(m_Wasser(1)).*
.*(Te(n,1)-Ta(n,1)) + TW(n,1);
    TW(n+1,2)=+alpha(2).*A_Rohr_i(2).*(TR(n,2)-TW(n,2))./...
(c_Wasser.*m_Wasser(2)).*t + m_Punkt.*t./(m_Wasser(2)).*
.*(Te(n,2)-Ta(n,2)) + TW(n,2);
    TW(n+1,3)=+alpha(3).*A_Rohr_i(3).*(TR(n,3)-TW(n,3))./...
(c_Wasser.*m_Wasser(3)).*t + m_Punkt.*t./(m_Wasser(3)).*
(m_Wasser(3)).*(Te(n,3)-Ta(n,3)) + TW(n,3);

    Ta(n+1,1)=(2*TW(n+1,1) - Te(n,1));
    Ta(n+1,2)=(2*TW(n+1,2) - Te(n,2));
    Ta(n+1,3)=(2*TW(n+1,3) - Te(n,3));

```

```
end

time_schleife = toc

time=linspace(0, (schritte+2)*t, (schritte+1));

%-----
%-----Figure: Rohrlängenvariation-----
%-----

figure(1);

plot(time,TR(:,1), 'r', 'LineWidth',1.5);

hold on;

plot(time,TR(:,2), '--r', 'LineWidth',1.5);
plot(time,TR(:,3), '-.r', 'LineWidth',1.5);

plot(time,TW(:,1), 'b', 'LineWidth',1.5);
plot(time,TW(:,2), '--b', 'LineWidth',1.5);
plot(time,TW(:,3), '-.b', 'LineWidth',1.5);

plot(time,Ta(:,1), 'g', 'LineWidth',1.5);
plot(time,Ta(:,2), '--g', 'LineWidth',1.5);
plot(time,Ta(:,3), '-.g', 'LineWidth',1.5);

plot(time,Te, 'm', 'LineWidth',1.5);

legend('T_R_{V1}', 'T_R_{V2}', 'T_R_{V3}', 'T_W_{V1}', 'T_W_{V2}', 'T_W_{V3}',
...
'T_a_{V1}', 'T_a_{V2}', 'T_a_{V3}', 'T_{ein}', 'Location', 'southeast');

xlabel('time [s]');
ylabel('Temperature [K]');
xlim([0 30]);

grid on;
hold off
```

Parameter für 1st Order Upwind-Schema mit zwei Zellen

c_{VKM}	= 897	[J/kg K]
m_{VKM}	= 18	[kg]
T_{VKM_Start}	= 293	[K]
\dot{Q}_{zu}	= 15	[kW]
α_{W1}	= 2000	[W/m ² K]
A_{W1}	= 0.3	[m ²]
T_{W1_Start}	= 293	[K]
c_W	= 3651	[J/kg K]
m_{W1}	= 1	[kg]
\dot{m}	= 0.5	[kg/s]
m_{W2}	= 1,8	[kg]
T_{W2_Start}	= 293	[K]
α_{W2}	= 2000	[W/m ² K]
A_{W2}	= 3	[m ²]
T_{K_Start}	= 293	[K]
c_K	= 897	[J/kg K]
m_K	= 2	[kg]
α_L	= 100	[W/m ² K]
A_L	= 3	[m ²]
T_U	= 293	[K]

Berechnung des Kühlkreislafs mittels zwei sich überschneidender Gitter

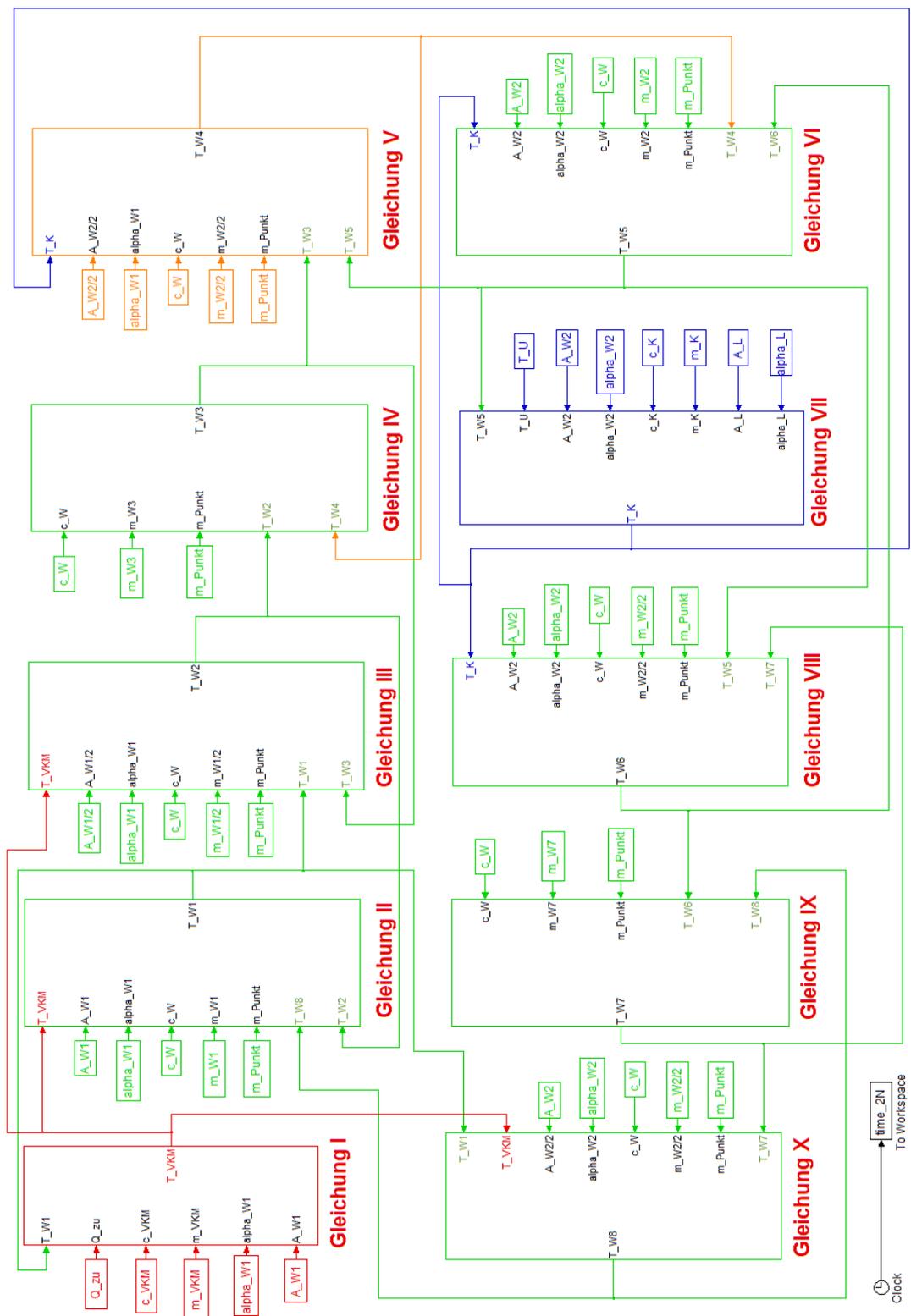


Abbildung 11-4: 1st Order Upwind-Schema mit zwei sich überschneidenden Netzen

12 Literaturverzeichnis

- [1] ALMBAUER, R.; STURM, P.: Numerische Methoden in der angewandten Thermodynamik, Grundlagen der CFD Rechnung und Finite Volumen Methode, Skriptum, TU Graz, 2009
- [2] ANGERMANN, A.; BEUSCHEL, M.; RAU, M.;WOHLFAHRT, U.: MATLAB-Simulnk-Stateflow, 5. Auflage, Oldenbourg Verlag, 2007
- [3] BECK, H.: Elektrische Energietechnik, Skriptum, TU Clausthal, 2010
- [4] BIELEFELD, M.; BIELER, N.: Modulare Hybrid-Antriebssysteme. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 107. Jahrgang, Ausgabe 9, 2005
- [5] BRENN, G.; MEILE, W.: Strömungslehre und Wärmeübertragung I, Skriptum, TU Graz, 2006
- [6] BUSCH, R.: Elektrotechnik und Elektronik, 4. Auflage, Wiesbaden, 2006
- [7] Daimler AG, 30. Int. Wiener Motorensymposium, 2009
- [8] Directive 97/24/EC of the European Parliament and of the Council on certain components and characteristics of two or three-wheel motor vehicles, 1997
- [9] DUTZLER, C.; HEIZINGER, G.: Holistic Model-Based Development Process, SAE Technical Paper 2010-32-0036, 2010
- [10] Elektrische Maschinen, Skriptum, HTW Dresden
- [11] FEV-Motorenteknik, Broschüre, Aachen, Mai 2006
- [12] FISCHER, R.: Ausgewählte Kapitel aus Verbrennungskraftmaschinen-Fahrzeuggetriebe, Skriptum, TU Graz, 2010
- [13] FISCHER, R.; AVL List GmbH: 30. Internationales Wiener Motorensymposium, Die Elektrifizierung des Antriebs, 2009
- [14] FISTER, M.: Serienanforderungen an die elektrische Maschine im Hybridfahrzeug. Tagung: Hybridantrieb – die Zukunft des Automobilantriebs, 16.–17. Juni 2005 in Berlin.
- [15] GÖSCHL, B.: Ausgewählte Kapitel aus Verbrennungskraftmaschinen-Elektrifizierung Antrieb, Skriptum, TU Graz, 2008
- [16] HIRSCHBERG, W.: Kraftfahrzeugtechnik, Skriptum, TU Graz, 2007
- [17] HOFMANN, P.: Hybridfahrzeuge, Skriptum, TU Wien, 2010
- [18] HOFMANN, P.: Hybridfahrzeuge, Springer Verlag, 2010
- [19] HOHENBERG, G.: Ausgewählte Kapitel aus Verbrennungskraftmaschinen-Hybrid, Skriptum, TU Graz, 2009

- [20] http://delphi.com/manufacturers/auto/powertrain/emissions_standards/2010-2011_delphi_pc/, Delphi Corporation, Stand 2010-07-13, eigene Darstellung
- [21] <http://en-us.spyder.brp.com/blog/post-details.aspx?PostID=eadb2477-95e0-42e1-9f69-9e6400ed4d73>, Bombardier Recreational Products Inc., Stand 2011-04-04
- [22] <http://maps.google.at/maps?hl=de&tab=wl>, Google-Maps, Stand 2010-09-02
- [23] <http://spyder.brp.com/de-DE/See/Can-Am/Downloads/>, Bombardier Recreational Products Inc., Stand 2010-08-05
- [24] <http://www.carmart.ch/wp-content/uploads/2007/08/Can-am-spyder-roadster-1.jpg>, Carmart, Stand 2010-08-05, eigene Darstellung
- [25] http://www.hybrid-autos.info/index.php?option=com_content&view=category&id=144&Itemid=304, Die Plattform für alternative Antriebskonzepte, Stand 2010-08-05
- [26] <http://www.mathworks.de/products/simulink/>, The MathWorks Inc., 2011
- [27] <http://www.rotax.com/de/Engine/2004/ATV/Engine.Models.htm>, BRP-Rotax GmbH & Co. KG, Stand 2010-08-09
- [28] http://www.servax.com/technologien/asynchronmaschinen_d.php?s_id=12, SERVAX Landert Motoren AG, Stand 2010-08-05
- [29] INGRUBER, R.: Elektrotechnik, Skriptum, TU Graz, 2007
- [30] INGRUBER, R.: Innovative Fahrzeugantriebe-Elektrische Traktionsantriebe im KFZ, Skriptum, TU Graz, 2010
- [31] KELZ, G.: Innovative Fahrzeugantriebe-Elektrische Traktionsantriebe im KFZ, Skriptum, TU Graz, 2010
- [32] KRUSE, R.; SCHÄFER, H.; WÄHNER, L.: Integrierter Starter-Generator für das 42-V Bordnetz. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Jahrgang 104, Ausgabe 7–8, 2002
- [33] Lexus, in: HOHENBERG, G., Ausgewählte Kapitel aus Verbrennungskraftmaschinen-Hybrid, Skriptum, TU Graz, 2009
- [34] NIETSCHKE, W.: Hybrid-Hype oder technologische Chance, MTZ-Konferenz Motor 2006, Wiesbaden, Vieweg Verlag, 2006
- [35] OFFNER, G.: Numerische Methoden in der angewandten Thermodynamik, Numerische Grundlagen, Skriptum, TU Graz, 2010
- [36] PISCHINGER, R.; KLELL, M.; SAMS, Th.: Thermodynamik des Verbrennungsmotors, 2. überarbeitete Auflage, Springer Verlag, 2002
- [37] ROSENKRANZ, C.; KÖHLER, U.; LISKA, J.: Battery systems for the Growing and Diversified Hybrid Electric Vehicle Market, in: SCHÄFER, Heinz (Hrsg.), Neue elektrische Antriebskonzepte für Hybridfahrzeuge, Expert Verlag, 2007

- [38] SCHÄFER, H.: Die wachsende Bedeutung elektrischer Antriebe bei der Traktion von Kraftfahrzeugen, in: SCHÄFER, Heinz (Hrsg.), Neue elektrische Antriebskonzepte für Hybridfahrzeuge, Expert Verlag, 2007
- [39] STAN, C.: Alternative Antriebe für Automobile, 2. erweiterte Auflage, Springer Verlag, 2008
- [40] STASKA, G.: Bestimmung der Fahrwiderstände von Kraftfahrzeugen im Fahrversuch, Habilitationsschrift, TU Graz, 1984
- [41] STOFFREGEN, J.: Motorradtechnik, 6. erweiterte Auflage, Vieweg Verlag, 2006
- [42] Toshiba: Motor u. Umwelt 2008, in: HOHENBERG, G., Ausgewählte Kapitel aus Verbrennungskraftmaschinen-Hybrid, Skriptum, TU Graz, 2009
- [43] VAN BASSHYSON, R.: Ottomotoren mit Direkteinspritzung, Vieweg Verlag, 2007
- [44] VDI-Gesellschaft: VDI-Wärmeatlas, 10. Auflage, Springer Verlag, 2006
- [45] VON BÖCKH, P.; WETZEL, T.: Wärmeübertragung, 3. Auflage, Springer Verlag, 2009
- [46] WALLENTOWITZ, H.: Alternative Vehicle Propulsion Systems, Skriptum, Institut für Kraftfahrwesen, Aachen, 2003
- [47] WINTER, M.: Anorganische-Chemische Technologie, Skriptum, TU Graz, 2005
- [48] WUKISIEWITZ, W.; LEIBER, St.: Powersportsantriebe im Spannungsfeld von Leistungsdichte, Effizienz und zukünftigen Emissionsanforderungen, 12. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", 2009