



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

DIPLOMARBEIT

Betriebsanalyse einer Brennstoffzelle in einem Nutzfahrzeug mittels Längsdynamik-Simulation

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

**Associate Prof. Dipl. –Ing. Dr. techn. Thomas Lauer
E315
Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik**

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Martin Matthias Bauer BSc.

01328820

Wien

DIPLOMAUFGABE

Herrn Martin Matthias Bauer, Matr.Nr.: 01328820 wird folgende Diplomaufgabe gestellt:

“Betriebsanalyse einer Brennstoffzelle in einem Nutzfahrzeug mittels Längsdynamik-Simulation“

Es sind folgende Arbeitsumfänge durchzuführen:

- Literaturrecherche des technischen Umfelds (Anforderungen LKW 40t, Langstrecke, heutiger Antrieb, Alternativen)
- Aufbau eines generischen Fahrzeugmodells (Massen, Getriebe und Schaltpunkte, Widerstände, Wirkungsgrade) in GT-Suite
- Implementierung eines Brennstoffzellenmodells gemäß den Möglichkeiten der Software
- Berücksichtigung der Medienversorgung (BoP, Luftpfad, Gaspfad)
- Berechnung des Gesamtmodells in stationären Betriebspunkten (z.B. volle Ladung $v = \text{const.}$) und realen Testzyklen; Ermittlung der Wirkungsgrade und Abwärme
- Vorschlag eines Kühlkonzepts (Massenströme, Kühlerfläche); Bewertung im Hinblick auf den Bauraum
- Berechnung des Gesamtmodells im WHTC; Analyse des H₂-Verbrauchs, Wirkungsgrads und der Brennstoffzellen-Performance in Abh. der Modellmöglichkeiten (Wassermanagement, Purging)
- Zusammenfassung der Ergebnisse in einer Diplomarbeit

Ein gedrucktes Exemplar und eine Version der Diplomarbeit auf Datenträger sind am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien abzugeben.

Die Ergebnisse der Arbeit sind vertraulich zu behandeln und dürfen nur mit schriftlicher Genehmigung des Institutsvorstandes weitergegeben bzw. veröffentlicht werden.

Einverstanden:

Martin Matthias Bauer

Betreuer am Institut:

Institutsleiter:

Assoc.Prof. Dr. techn. Thomas Lauer

Univ.Prof. Dr. techn. Bernhard Geringer

Eidesstattliche Erklärung

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

Betriebsanalyse einer Brennstoffzelle in einem Nutzfahrzeug mittels Längsdynamik-Simulation

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Arbeiten selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

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

Wien, am Donnerstag, 12. Mai 2022

Name

Sperrvermerk:

Ich weise darauf hin, dass die Diplomarbeit vertrauliche Informationen und unternehmensinterne Daten beinhaltet. Daher ist eine Veröffentlichung oder Weitergabe von Inhalten an Dritte ohne die vorherige Einverständniserklärung des Instituts für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik nicht gestattet.

Kurzfassung

Der anthropogene Treibhauseffekt führt zu einer kontinuierlichen Erwärmung des Weltklimas. Dazu trägt der Transportsektor, durch die ausgestoßenen Treibhausgase, einen großen Anteil bei. Um dem entgegenzuwirken, werden die Emissionsgrenzwerte vom Gesetzgeber kontinuierlich abgesenkt. Allein durch die Optimierung des Verbrennungsmotors lassen sich diese vorgegebenen, ambitionierten Ziele jedoch nicht mehr erreichen. Ein vielversprechendes, umweltfreundliches Konzept für einen Sattelschlepper mit 40 Tonnen höchstzulässigem Gesamtgewicht stellt der Brennstoffzellenantrieb dar, mit welchem sich bereits einige Nutzfahrzeughersteller intensiv beschäftigen.

Um die spezifischen Probleme sowie die Potenziale dieses Fahrzeugkonzepts aufzuzeigen, wurde ein Modell eines 40 Tonnen Sattelschleppers mit Brennstoffzellenantrieb für eine Längsdynamik Simulation in GT-Suite erstellt. Der Schwerpunkt wurde dabei auf den Energiefluss inklusive Wirkungsgrade, sowie der Wärmeströme gelegt. Ausgehend von den Anforderungen durch den Gesetzgeber, sowie den Transportunternehmen, wurden die einzelnen Komponenten dimensioniert. Besonderes Augenmerk wurde dabei auf das Kühlsystem des Brennstoffzellensystems gelegt, da dies als eines der kritischen Systembestandteile gilt.

Dabei hat sich bei der Simulation herausgestellt, dass eine hohe Lastanforderung bei niedriger Geschwindigkeit eines der Hauptprobleme ist. Dies tritt vor allem beim Befahren von längeren Steigungsstrecken auf, welche vorzugsweise bei Alpenpassüberquerungen auftreten. Eine zusätzliche Verschärfung des Problems stellen erhöhte Umgebungstemperaturen dar.

Zur Bewertung des Antriebskonzepts bezüglich des Raumbedarfs wurde ein Konzept, auf Basis einer in Serie befindlichen Sattelzugmaschine, zur Anordnung der Einzelkomponenten erstellt. Dabei hat sich gezeigt, dass die gesetzlichen Rahmenbedingungen in der EU angepasst werden müssen, sodass der Brennstoffzellenantrieb konkurrenzfähig ist. Mit den heutigen geltenden Längenbeschränkungen kann nicht ausreichend Wasserstoff für eine Schichtleistung von 720 km ohne Nachzutanken im Fahrzeug gespeichert werden.

Zur Bewertung des Wasserstoffverbrauchs wurden der World Harmonized Vehicle Cycle (WHVC), sowie der Long Haul Testzyklus herangezogen. Hierdurch konnten die in der Literatur genannten Wasserstoffverbräuche von 8 kg/100km – 10 kg/100km bestätigt werden.

Um das Verhalten des Gesamtsystems unter herausfordernden, jedoch realen Bedingungen zu testen, wurden Teilabschnitte realer Transitstrecken auf der österreichischen Autobahn implementiert und simuliert. Dabei hat sich herausgestellt, dass eine prädiktive Betriebssteuerung für den Antriebsstrang bei einem brennstoffzellenbetriebenen Sattelschlepper von großer Bedeutung ist. Mit dieser wäre es möglich das Brennstoffzellensystem sowie den Ladezustand der Pufferbatterie auf eine bevorstehende Steigungsstrecke vorzubereiten und dadurch ein Derating zu verhindern.

Trotz der Herausforderungen hat dieses Antriebskonzept ein großes Potential in Zukunft den Dieselmotor im Fernverkehr abzulösen und dadurch einen emissionslosen und CO₂ freien Gütertransport zu ermöglichen.

Abstract

The anthropogenic greenhouse effect leads to continuous global warming. The transport sector contributes a large part, because of the emitted greenhouse gases. To counteract this problem, the legislator continuously lowers the emission limits. These ambitious goals cannot be achieved by optimizing the internal combustion engine, any further. A promising and environmental friendly concept for a semitrailer with 40 tons maximum permissible total weight is the fuel cell electric powertrain. Several commercial vehicle manufacturer conduct research and development in this field.

To show the specific problems and the potential of this vehicle concept, a model for a longitudinal dynamics simulation in GT-Suite of a 40 ton semitrailer with a fuel cell powertrain was created. Energy flow including efficiencies and heat flow in the vehicle are the main focus of this paper. The individual components were dimensioned based on the legal requirements and the demand of the carrier. As the cooling system of the fuel cell is considered to be a critical component of the powertrain, special attention was paid in this regard.

The simulation turned out, that a high power demand at a low vehicle speed constitutes one of the main problems. This kind of load mainly occurs on longer inclined routes, which are often present at alpine pass crossings. Further intensification of this problem is contributed by higher air temperatures.

To evaluate the fuel cell powertrain in relation to the space requirement, a concept to arrange the individual components, based on a semitrailer in series production, was created. This process has shown, that the legal framework in the EU has to adjust in a way, that the fuel cell propulsion system can be competitive. With the current length restrictions it is not possible to store enough hydrogen in the vehicle for a shift with 720 km without the need of refuelling.

To evaluate the hydrogen consumption of the semitrailer, the Harmonized Vehicle Cycle (WHVC) and the Long Haul test cycle were consulted. Hereby the hydrogen consumption of 8 kg/100km – 10 kg/100km, which is stated in the literature, could be confirmed.

To test the behaviour of the whole system under challenging but real conditions, sections of real transit routes on the Austrian motorway were implemented and simulated. This has shown, that a predictive operation control for the propulsion system of the fuel cell electric semitrailer has a high importance. With this control

strategy it would be possible to prepare the fuel cell and the state of charge of the battery for an incoming inclined route. This could prevent derating of the system.

Despite the challenges this propulsion concept has a high potential to substitute the diesel engines in long haul applications. Thereby an emission and CO₂ free cargo transport is possible.

Literaturverzeichnis

1.	Einleitung.....	1
2.	Rahmenbedingungen Sattelschlepper 40 Tonnen	4
2.1.	Technische Regularien	4
2.1.1.	Physikalische Rahmenbedingungen	4
2.1.2.	Betriebliche Rahmenbedingungen	5
2.1.3.	Prüfzyklen	9
2.1.3.1.	WHVC	9
2.1.3.2.	VECTO (Long Haul).....	11
2.2.	Anforderungen durch das Transportunternehmen	13
2.2.1.	Einsatz	13
2.2.2.	Kosten.....	14
2.3.	Aktueller technischer Stand	15
2.3.1.	Aufbau	15
2.3.2.	Antriebsstrang.....	17
2.3.3.	Nebenaggregate	20
2.4.	Alternative Antriebe.....	23
2.4.1.	Alternative Kraftstoffe.....	24
2.4.2.	Verflüssigte & gasförmige Kraftstoffe.....	25
2.4.3.	Wasserstoff	27
2.4.3.1.	Brennstoffzelle	31
2.4.3.2.	Wasserstoffverbrennungsmotor	35
2.4.4.	Strom	37
2.4.4.1.	Hybrid (Oberleitung).....	37
2.4.4.2.	Batterieelektrisch	38
3.	Erstellung des Fahrzeugmodells	40
3.1.	Brennstoffzellensystem	40
3.1.1.	Brennstoffzellenstack.....	43
3.1.1.1.	Kühlung.....	49
3.1.1.2.	Brennstoffzellenstack-Modell	51
3.1.2.	Verdichter.....	56

3.1.2.1. Ladeluftkühlung.....	56
3.1.2.2. Verdichter-Modell.....	57
3.1.3. Rezirkulationsgebläse.....	59
3.1.3.1. Rezirkulationsgebläse-Modell.....	59
3.1.4. DCDC-Konverter.....	60
3.1.4.1. DCDC-Konverter Modell.....	61
3.1.5. Wasserstofftanks.....	62
3.2. Kühlkreislauf Brennstoffzelle.....	63
3.2.1. Wärmeüberträger.....	64
3.2.1.1. Bauarten / Typ, Abmessungen.....	65
3.2.1.2. Wärmeübergang.....	67
3.2.1.2.1. Kühlmittel → Kühler.....	68
3.2.2. Kühlmittelpumpe.....	71
3.2.3. Lüfter.....	71
3.3. Hochvoltbatterie.....	73
3.3.1. Aktueller Stand der Batterietechnologie.....	76
3.3.2. Batteriemodell.....	79
3.3.2.1. Leerlaufspannung (OCV).....	80
3.3.2.2. Innenwiderstand.....	81
3.3.2.3. SOC-Kompensation (H ₂ -Verbrauch).....	83
3.3.3. Batteriekühlung.....	83
3.4. Antriebsstrang.....	86
3.4.1. E-Maschine.....	86
3.4.1.1. Inverter.....	87
3.4.1.2. Leistung / Drehmoment.....	87
3.4.1.3. Wirkungsgrad.....	88
3.4.1.4. Kühlung.....	89
3.4.2. Getriebe.....	90
3.4.2.1. Bauarten.....	91
3.4.2.2. Getriebemodell.....	91
3.4.3. Differential.....	93

3.4.4. Achslager	94
3.4.5. Bremswiderstand	94
3.5. Packaging	95
3.6. Betriebsstrategie	98
3.6.1. Power Follower	98
3.6.2. SOC-basiert	100
4. Ergebnisse	103
4.1. Konstantfahrt.....	103
4.2. Fahrzyklen	105
4.2.1. WHVC.....	105
4.2.1.1. Systemleistungsbestimmung	111
4.2.2. Long Haul.....	111
4.3. Kühlsystem- / Betriebsstrategietest.....	119
4.3.1. Wärmeabgabe	119
4.3.2. Transitroute 1 (Knoten Steinhäusl → Knoten Vösendorf (A21)).....	120
4.3.3. Transitroute 2 (Hall in Tirol → Mittewald (It) (A12 → A13 → A22))	126
5. Zusammenfassung.....	133
6. Schlussfolgerung.....	134

Abkürzungsverzeichnis

CO ₂	Kohlendioxid
EU	Europäische Union
WLTP	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure
PKW	Personenkraftwagen
LKW	Lastkraftwagen
OECD	Organization of Economic Co-operation and Development
VECTO	Vehicle Energy Consumption Calculation Tool
PEM	Polymerelektrolytmembran (-Brennstoffzelle)
BZ-SZ	Brennstoffzellenbetriebener Sattelzug
RVS	Richtlinien und Vorschriften für das Straßenwesen
SOC	State Of Charge (Batterieladezustand)
NG	Natural Gas (Erdgas)
LPG	Liquefied Petroleum Gas
UN GTR	United Nations Global Technical Regulation
WHSC	World Harmonized Stationary Cycle
WHTC	World Harmonized Transient Cycle
WHVC	World Harmonized Vehicle Cycle
HILS	Hardware in the Loop Simulation
TCO	Total Cost of Ownership
THC	Total Hydro Carbon (gesamt unverbrannte Kohlenwasserstoffe)
CO	Kohlenmonoxid
NO	Stickoxid
NO _x	Stickoxide
SCR	Selektive Katalytische Reduktion
ND-AGR	Niederdruck-Abgasrückführung
HD-AGR	Hochdruck-Abgasrückführung
VTG	Variable Turbinengeometrie
FAME	Fettsäuremethylester
HVO	Hydrotreated Vegetable Oil
BTL	Biomass To Liquid
H ₂	Wasserstoff
O ₂	Sauerstoff
LNG	Liquefied Natural Gas
CNG	Compressed Natural Gas
NEC	N-Ethylcarbazol
BEV	Battery Electric Vehicle (batteriebetriebenes Fahrzeug)
H ₂ -Motor	Wasserstoffverbrennungsmotor
GDL	Gas-Diffusion-Layer

MEA	Membran-Elektroden-Assembly
OCV	Open Circuit Voltage
NVH	Noise Vibration Harshness
NMC	Nickel Mangan Kobalt Oxid
LFP	Lithium Eisen-Phosphat
BMS	Batterie Management System
KERS	Kinetic Energy Recovery System
COV	Coefficient Of Variance
BOP	Balance Of Plant

1. Einleitung

Der anthropogene Treibhauseffekt führt zur Erwärmung des Weltklimas. Dies hat Auswirkungen in Form von extremen Wetterphänomenen, welche für die Lebewesen auf der Erde schwerwiegende Folgen haben. Um diesem gegenzusteuern, ist es erforderlich den Treibhausgasausstoß deutlich zu reduzieren.

Der Transportsektor (Mobilität gesamt) ist für ungefähr 25 % des weltweiten Kohlendioxidausstoßes (CO₂) verantwortlich. [1]¹ In der Europäischen Union (EU) weist dieser Sektor einen Anteil von 30 % auf. [2] Die einzelnen Beiträge zum transportbedingten CO₂-Ausstoß in der EU sind in Abbildung 1 ersichtlich. Hier fällt der Straßenverkehr mit dem größten Beitrag auf.

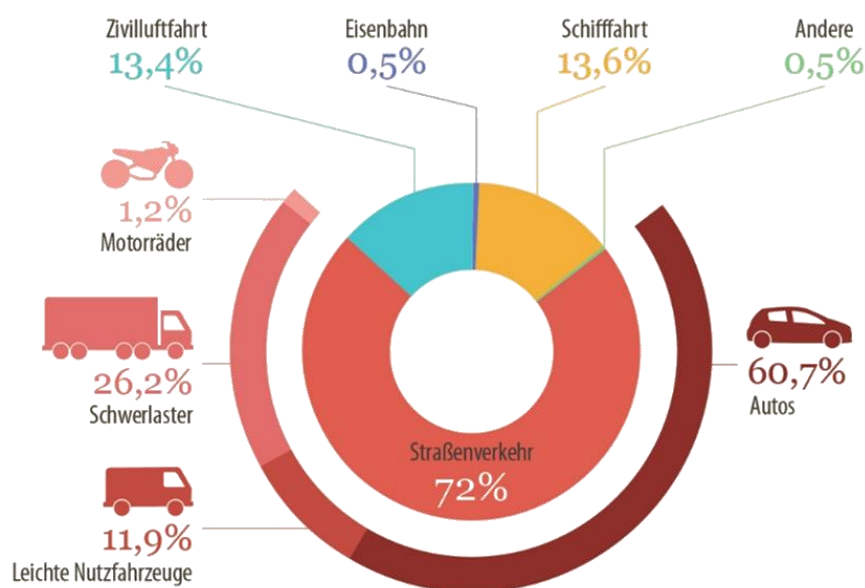


Abbildung 1: CO₂-Emissionen durch den Transportsektor in der EU aufgeschlüsselt nach den Verkehrssektoren im Jahr 2016 [2]

Mit der Verordnung Nr. 631/2019 der EU wird durch die kontinuierliche Absenkung des zulässigen Flottenverbrauches, basierend auf dem aktualisierten, realitätsnäheren Testzyklus, Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure (WLTP) (siehe UN-Regelung Nr. 154), bereits eine Reduktion des CO₂-Ausstoßes bei Personenkraftwagen (PKW) angestrebt. Durch die stetige Weiterentwicklung des Antriebsstranges konnte eine kontinuierliche Abnahme des Treibstoffverbrauches und somit des Ausstoßes von CO₂ bei den Kraftfahrzeugen erzielt werden. Die sich dadurch ergebende Reduktion der laufenden Kosten ist vor allem bei einem Lastkraftwagen (LKW) von großer Bedeutung. Durch die Fokussierung auf den Schadstoffausstoß konnten ab dem Jahr 1988 bei LKWs jedoch nur noch geringfügige Verbrauchsverbesserungen erzielt werden. [3]

Um den Prognosen der Organisation for Economic Co-operation and Development (OECD) von deutlich steigendem CO₂-Ausstoß durch erhöhtes Frachtvolumen und

¹ Datenstand von 2018

längeren Strecken für LKWs entgegenzuwirken (siehe [5]), müssen auch in diesem Sektor Maßnahmen zur weiteren Reduktion des Kraftstoffverbrauches bzw. des CO₂-Ausstoßes gesetzt werden. Dafür wurde von der EU eine Reduktion der CO₂-Emissionen für LKW und Busse bis 2030 um 30 % im Vergleich zum Jahr 2019, mit dem Zwischenziel von 15 % im Jahr 2025, beschlossen (vgl. Verordnung Nr. 1242/2019 der EU). Durch Sanktionen für die Hersteller in Form von Strafzahlungen bei Überschreitung der genannten Werte soll sichergestellt werden, dass die Verordnung auch umgesetzt wird. Dies stellt eine Herausforderung für den Hersteller dar, da der beste Kompromiss zwischen Entwicklungskosten und Produktkosten gefunden werden muss, um weiterhin am Markt konkurrenzfähig zu bleiben. Der CO₂ Ausstoß wird dabei durch das neu entwickelte Simulationstool, Vehicle Energy Consumption Calculation Tool (VECTO), berechnet. Dieses basiert auf einer Längsdynamik Simulation, bei welcher zahlreiche Fahrzeugdaten (z.B.: statisches Motorkennfeld bei Vollast) hinterlegt und abhängig vom Fahrzeug verschiedene Fahrprofile abgefahren werden. (siehe Kapitel 2.1.3.2) [4], [5], [6]

Schwere LKWs werden in der Regel von Dieselmotoren angetrieben. Durch die Abgasgesetzgebung und Senkung des CO₂-Ausstoßes müssen alternative Antriebsquellen eingesetzt werden, da, wie oben schon angedeutet, das Verbesserungspotential des Dieselmotors nicht ausreicht. Als Alternativen lassen sich hierbei auszugsweise die Verwendung alternativer Kraftstoffe, die Elektrifizierung des Antriebsstranges sowie der Einsatz von Brennstoffzellen zur Erzeugung der Antriebsenergie nennen. Im Kapitel 2.4 wird auf die alternativen Antriebstechnologien näher eingegangen.

Der reine Dieselantrieb stellt jedoch weiterhin den Benchmark dar. Die alternativen Antriebstechnologien können zwar eine Reduktion der CO₂-Emissionen bewirken, weisen aber generelle sowie individuelle Schwächen gegenüber dem Dieselantrieb auf. Die größten Herausforderungen ergeben sich durch die Nachteile der Energieträger / -speicher gegenüber von Diesel. Die gravimetrische und volumetrische Energiedichte des Treibstoffes sowie des Motors ermöglichen ein kompaktes Packaging. Um den Nutzen des Fahrzeuges für den Transporteur zu maximieren, werden die laut Gesetzgebung gültigen Abmessungen und Massen bereits jetzt ausgereizt. Dies führt beim Einsatz von Antriebssträngen mit niedrigerer Energiedichte zwangsläufig zu einem geringeren Transportleistungsvermögen.

Eine vielversprechende Lösung für den CO₂- und schadstofffreien Antrieb eines schweren LKWs stellt der Brennstoffzellenhybridantrieb dar. Dabei wird die elektrische Energie, welche als chemische Energie in Wasserstofftanks gespeichert ist, von einer Polymer Elektrolyt Membran Brennstoffzelle (PEM) erzeugt. Mit der elektrischen Energie wird eine Elektromaschine angetrieben. Dies sorgt für den Vortrieb. Um die dynamische Belastung der Brennstoffzelle zu senken, wird zusätzlich zwischen E-

Maschine und Brennstoffzelle eine Batterie² geschaltet, welche als Puffer dient. Da die Brennstoffzelle bei einem niedrigeren Temperaturniveau betrieben wird und das Abgas auch eine weitaus geringere Temperatur gegenüber einem Verbrennungsmotor aufweist, ergeben sich hohe Anforderungen an das Kühlsystem. In der nachfolgenden Arbeit wird auf das Systemverhalten, den Energieverbrauch, das Packaging sowie das Kühlsystem eingegangen. Dafür wurde ein Simulationsmodell in GT-Suite aufgebaut, mit welchem die geltenden Fahrzyklen abgefahren wurden, um den Energieverbrauch zu bestimmen und das Systemverhalten beurteilen zu können. Weiters wurden herausfordernde, reale Transitstrecken simuliert, um das Betriebsverhalten des Brennstoffzellensystems und der Kühlsysteme unter extremen Bedingungen zu untersuchen.

² Grundsätzlich ist der elektrische Energiespeicher ein Sekundärelement der elektrochemischen Speichersysteme und sollte als Akkumulator bezeichnet werden. Es hat sich jedoch auch in der Fachsprache der Begriff „Batterie“ etabliert.

2. Rahmenbedingungen Sattelschlepper 40 Tonnen

Diese Arbeit beschäftigt sich mit schweren LKWs in Form von Sattelschleppern. Um die Anforderungen an einen mit einer Brennstoffzelle betriebenen Sattelzug (BZ-SZ) nachvollziehen zu können, werden in den nachfolgenden Unterkapiteln zunächst auf die technischen Regularien, welche durch den Gesetzgeber festgelegt sind, die Anforderungen durch das Transportunternehmen, den aktuellen Stand der Technik sowie die alternativen Antriebstechnologien eingegangen.

2.1. Technische Regularien

Um einen sicheren, störungsfreien und umweltverträglichen Verkehr zu ermöglichen, müssen die Fahrzeuge, welche sich auf öffentlichen Verkehrsflächen bewegen, mehreren Richtlinien und Vorgaben entsprechen. Diese werden in den nachfolgenden Unterkapiteln näher erläutert.

2.1.1. Physikalische Rahmenbedingungen

Die Fahrbahn stellt den Ausgangspunkt für die physikalischen Rahmenbedingungen eines Fahrzeuges dar. Sie wird in Österreich durch die Richtlinien und Vorschriften für das Straßenwesen (RVS) in dessen Abmessungen sowie deren Verlauf geregelt. Um einen grenzübergreifenden Verkehr ermöglichen zu können, wurde die Richtlinie 96/53/EWG in der Europäischen Union beschlossen. Mit dieser Richtlinie werden die maximalen Abmessungen, Massen und Achslasten für Straßenfahrzeuge festgelegt. In [Abbildung 2](#) sind die zulässigen Abmaße und Massen für einen Sattelzug mit einem dreiachsigen Sattelaufleger dargestellt (Zugmaschine Klasse N3, Auflieger Klasse O4). [7]

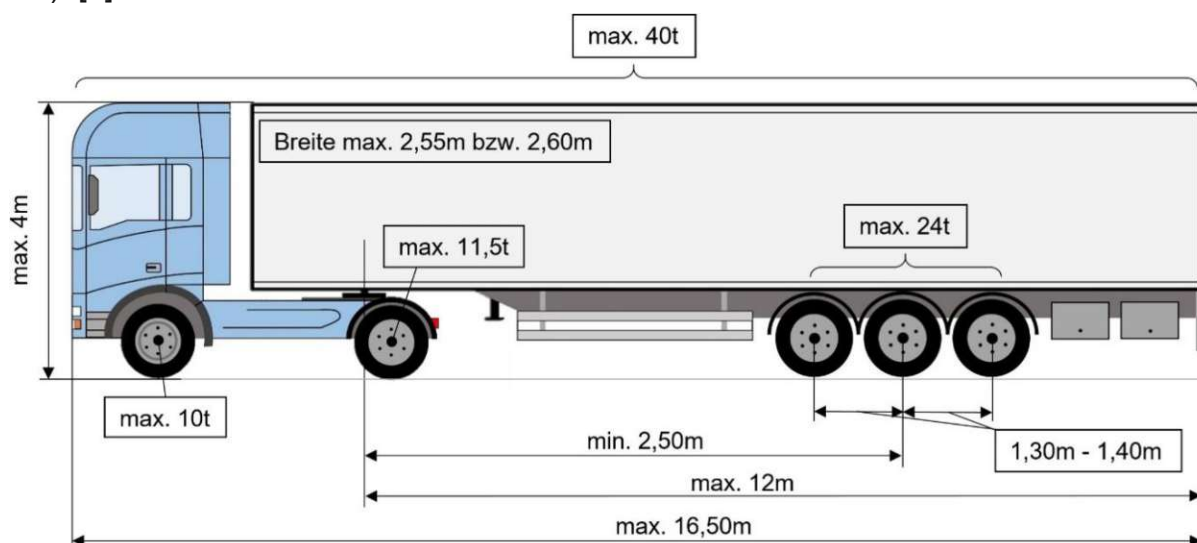


Abbildung 2: Abmessungen und Massen eines Sattelzugs laut Richtlinie 96/53/EWG [7], [8]

Zusätzlich zu den dargestellten Grenzwerten muss sich jedes Kraftfahrzeug im Fahrzustand in einer Kreisringfläche mit einem Außendurchmesser von 12,50 m und

einem Innendurchmesser von 5,30 m bewegen können. Diese Vorgabe ist notwendig, um eine Schleppkurve zu gewährleisten, welche das Be- und Durchfahren von Kreisverkehren und Kreuzungen ohne Abkommen von der Fahrbahn ermöglicht. Eine weitere Vorgabe betrifft den Überstand des Sattelauflegers über den Sattelzapfen zum Fahrerhaus. Dabei darf der Abstand des entferntesten Punktes des Sattelauflegers 2,06 m vom Sattelzapfen betragen. Hierbei wird gewährleistet, dass zwischen Fahrerkabine und Anhänger in jeder Fahrsituation ausreichend Platz vorhanden ist. Die Breite darf für klimatisierte Fahrzeuge (Frachtraum) von 2,55 m auf 2,60 m vergrößert werden. Das höchstzulässige Gesamtgewicht wird für Sattelzüge auf 40 t begrenzt. Ausnahmen bilden hier Sattelfahrzeuge, welche für die intermodalen Beförderungsvorgänge einen oder mehrere Container transportieren. Dabei darf das höchstzulässige Gesamtgewicht auf 44 t erhöht werden. [8]

Die physikalischen Grenzen erzeugen für einen BZ-SZ erhebliche Herausforderungen hinsichtlich Packaging, Leistungsfähigkeit und Reichweite. Wird das Fahrzeug jedoch mit alternativen Antriebstechnologien betrieben, darf das höchstzulässige Gesamtgewicht um 1 t und bei emissionsfreien (lokal) Fahrzeugen um 2 t erhöht werden. Zusätzlich darf zur Verbesserung der Energieeffizienz, vor allem wenn es sich dabei um eine aerodynamische Verbesserung handelt, und in Hinsicht der Sicherheit, die maximale Länge überschritten werden. Aus dieser erweiterten Länge darf jedoch kein größeres Ladevermögen resultieren. [8]

Um die Transportkosten pro Tonne zu reduzieren, fordern Logistikunternehmen die Längenbeschränkungen zu vergrößern und damit Gigaliner mit einer Länge von 25,25 m und einem höchstzulässigen Gesamtgewicht von 60 t zu erlauben. In Finnland und Schweden sind diese überlangen LKWs bereits im Einsatz. Bezüglich deren Nutzen für die Umwelt und der Verträglichkeit im Straßenverkehr herrscht jedoch Uneinigkeit. [9], [10]

Auf die für die Simulation verwendeten Abmessungen und Massen wird in Kapitel 3.5 eingegangen.

2.1.2. Betriebliche Rahmenbedingungen

Beim Betrieb eines Kraftfahrzeuges im öffentlichen Verkehrsraum werden durch das Begrenzen der Höchstgeschwindigkeit ebenfalls Grenzen vorgegeben. Diese unterscheiden sich nach Fahrzeugart und sind teilweise auch länderspezifisch. Für einen Sattelzug sind die jeweils geltenden erlaubten Höchstgeschwindigkeiten in Abbildung 3 eingetragen. Dabei ist zu erkennen, dass die erlaubte Höchstgeschwindigkeit größtenteils auf 80 km/h bzw. 90 km/h festgesetzt ist. Dies führt bei Sattelzügen, welche weitestgehend im Fernverkehr eingesetzt werden dazu, dass das gesamte Fahrzeug in diesem Geschwindigkeitsbereich auf höchste Effizienz und niedrigsten Energieverbrauch optimiert wird.

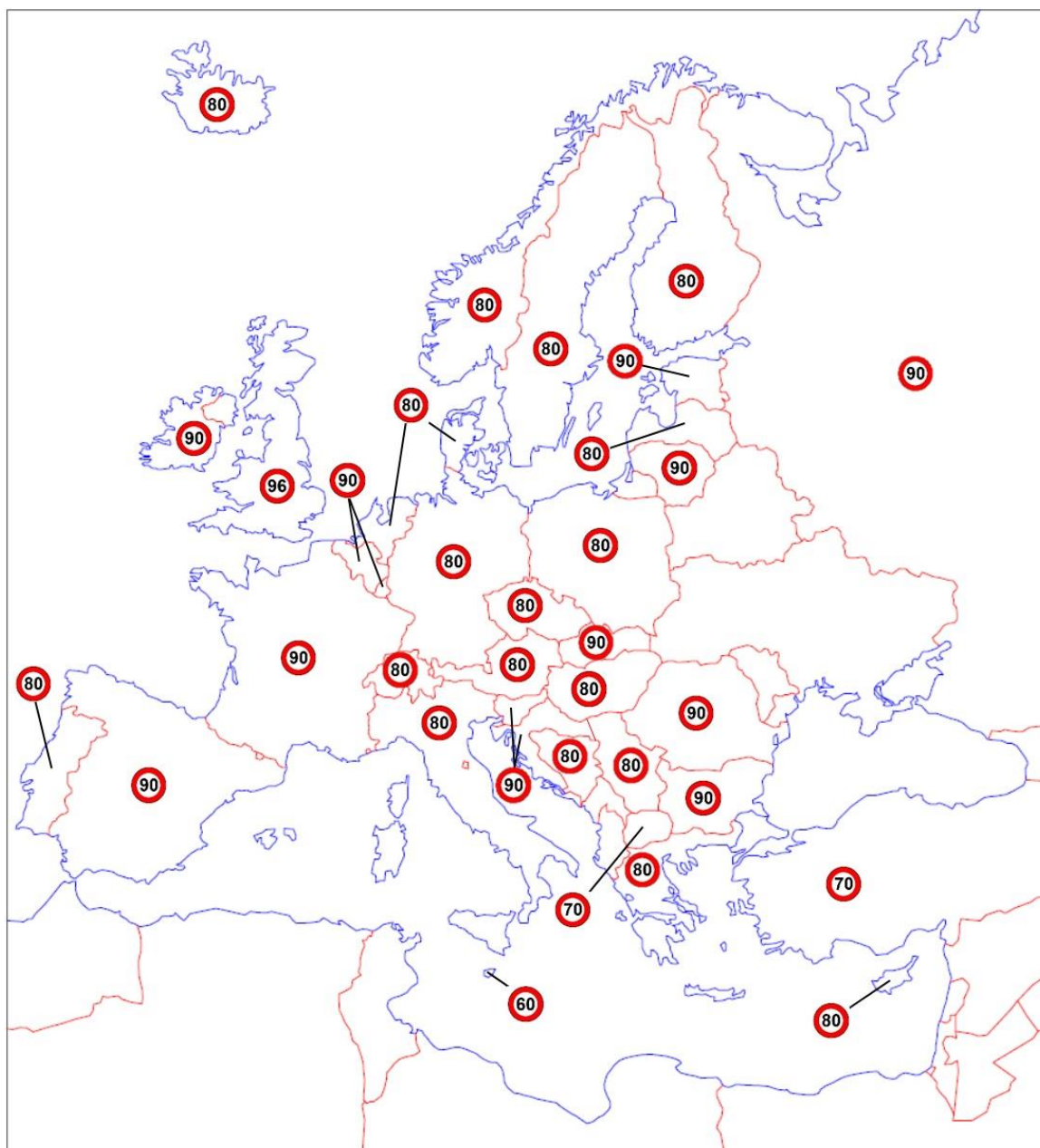


Abbildung 3: Standard Geschwindigkeitsbegrenzungen für Sattelzüge in Europa (in km/h) [11], [12]

Beim Betrieb des Fahrzeuges müssen Fahrwiderstände überwunden werden. Dabei kann zwischen dem Rollwiderstand, dem Luftwiderstand, dem Steigungswiderstand und dem Beschleunigungswiderstand unterschieden werden.

Formel (1) gibt den Kraftbedarf des Fahrzeuges wieder [7]. Dabei stellt der erste Summand den Rollwiderstand dar. Der Rollwiderstandsbeiwert sinkt mit steigender Radaufstandskraft und steigt mit höherer Geschwindigkeit. Für die Simulation wird jedoch ein konstanter Wert angenommen. Durch die unterschiedlichen Reifen für die verschiedenen Einsatzbedingungen und Anforderungen (Antriebsachse, Lenkachse, Anhängerachse) erstreckt sich das Spektrum des Rollwiderstandsbeiwertes von 0,005 bis 0,015. Auf einer ebenen Fahrbahn ist der Rollwiderstand bei einem 40 t Sattelzug bei 85 km/h für ungefähr 57 % des Gesamtwiderstandes verantwortlich. [7] Der zweite Summand stellt den Luftwiderstand dar. Dabei ist hervorzuheben, dass dieser mit dem

Quadrat der Geschwindigkeit ansteigt und sich dadurch bei hohen Geschwindigkeiten bemerkbar macht. Bei 85 km/h ist der Luftwiderstand für die restlichen 43 % des Gesamtwiderstandes verantwortlich. [7]

Der dritte Summand entspricht dem Steigungswiderstand. Da ein Sattelzug mit 40 t eine hohe Masse aufweist, wird bei Steigungen eine hohe Antriebs- und bei Gefällen eine hohe Bremsleistung erforderlich.

Der letzte Summand spiegelt den Beschleunigungswiderstand wider. Dabei werden die translatorische und die rotatorische Beschleunigung der rotierenden Bauteile mit dem Drehmassenzuschlagsfaktor berücksichtigt.

$$F_{An} = m * g * f_R + \frac{1}{2} \rho_L * c_W * A * v^2 + m * g * \sin(\alpha) + \lambda * m * \ddot{x} \quad (1)$$

F_{An}	Antriebskraft [N]
m	Fahrzeugmasse [kg]
g	Erdbeschleunigung [m/s^2]
f_R	Rollwiderstandsbeiwert [-]
ρ_L	Dichte der Luft [kg/m^3]
c_W	Luftwiderstandsbeiwert [-]
A	Stirnfläche [m^2]
v	Fahrgeschwindigkeit [m/s]
α	Neigung der Fahrbahn (Steigung positiv, Gefälle negativ) [$^\circ$]
λ	Drehmassenzuschlagsfaktor [-]
\ddot{x}	Fahrzeugbeschleunigung [m/s^2]

Um an längeren Steigungen einen stärkeren Abfall der Geschwindigkeit des LKWs zu verhindern, ist es, wie bereits erwähnt, erforderlich über eine ausreichende Antriebsleistung zu verfügen. Dabei wird eine Mindestleistung bzw. ein Nutzleistungsgewicht von 5,0 kW/t vorgeschrieben. Dies würde einer Mindestnutzleistung von 200 kW (272 PS) bei 40 t Gesamtgewicht entsprechen. Mit 211 kW (287 PS) Nutzleistung kann eine Dauergeschwindigkeit von 20 km/h bei einer Steigung von 8 % und 38 km/h bei 4 % erreicht werden. Durch Steigerung der Leistung lassen sich die Geschwindigkeiten deutlich erhöhen. Mit einer Nutzleistung von 424 kW (576 PS) steigt die Geschwindigkeit auf 41 km/h respektive 67 km/h. [13]

Daraus folgt, dass bei topografisch anspruchsvollen Fahrstrecken eine hohe Leistung erforderlich ist. Dies stellt eine Herausforderung für den BZ-SZ dar.

Nach einer Steigung folgt meistens ein Gefälle. Bei einem PKW ist die Motorbremswirkung und die Betriebsbremse bei sachgemäßem Einsatz ausreichend, um die Geschwindigkeit auch an steilen Gefällstrecken dauerhaft zu halten, bzw. auch auf null zu reduzieren. Bei einem LKW reicht die Betriebsbremse nicht aus, weshalb ab einer Höchstmasse von 16 t bzw. beim Ziehen eines Anhängers mit einer

zulässigen Gesamtmasse von mehr als 10 t (Klasse O4), zusätzlich eine Dauerbremsanlage verbaut werden muss. Die Dauerbremse muss nach Definition eine Bremswirkung erzeugen, welche über eine lange Zeitdauer ohne merklichen Abfall der Wirkung erfolgt [14]. Dabei muss die Geschwindigkeit von 30 km/h auf einem 6 km langen 7 % Gefälle gehalten werden können. Dies entspricht laut Formel (2) einer Bremsleistung von ungefähr 230 kW bei 40 t Gesamtgewicht. [7]

$$P_{Br} = GG * g * \frac{p}{100\%} * v \quad (2)$$

P_{Br}	Bremsleistungsbedarf [W]
GG	Gesamtgewicht des Fahrzeuges [kg]
g	Erdbeschleunigung [m/s^2]
p	Steigung [%]
v	Fahrgeschwindigkeit [m/s]

Als Dauerbremse werden unterschiedliche Systeme verwendet. Bei einem Verbrennungsmotor kann im Schubetrieb die Motorbremswirkung durch eine Motorstaubremse (ausgeführt als Auspuffklappe), durch welche die Ausschriebearbeit erhöht wird, gesteigert werden. Durch ein Dekompressionsventil, welches den Druck nach der Kompression im 3. Takt beim Schubetrieb reduziert und somit die verrichtete Verdichtungsarbeit in Anergie umwandelt, kann ebenfalls ein Dauerbremssystem realisiert werden. Ein großer Nachteil dieser Systeme ist, dass die Bremsleistung erheblich von der Motordrehzahl abhängig ist. Hohe Bremsleistungen lassen sich nur mit hoher Motordrehzahl realisieren. [3], [7]

Eine Option, eine Dauerbremsanlage unabhängig von der Bauart des Antriebsmotors zu realisieren, stellen die Retarder dar. Diese erzeugen die Bremswirkung durch die Dralländerung eines Fluides oder der elektromagnetischen Flussänderung. Dabei wird die Bewegungsenergie in Wärme umgewandelt. Diese muss wiederum von einem Kühlsystem abgeführt werden. Durch den Einsatz von Wasser als Arbeitsfluid kann der Retarder direkt mit dem Kühlsystem des Motors gekoppelt werden. Die Bremsleistung eines Retarders kann entweder nach dem Getriebe, wodurch die Bremsleistung raddrehzahlabhängig ist und dadurch erst bei höheren Geschwindigkeiten signifikante Werte annimmt, oder vor dem Getriebe eingebracht werden, wodurch die Bremsleistung motordrehzahlabhängig ist und damit schon bei niedrigen Geschwindigkeiten effektiv ist. Die Übersetzung des Getriebes führt jedoch zu einer nachlassenden Bremsleistung mit höheren Gangstufen. [7], [15]

Eine Möglichkeit bei elektromotorisch betriebenen Fahrzeugen eine Dauerbremse zu realisieren, besteht durch den Betrieb der E-Maschine als Generator. Hierbei kann Energie in eine Pufferbatterie rekuperiert werden. Dabei gilt es jedoch zu beachten, dass die Bremsleistung auch bei hohen Batterieladezuständen (SOC) noch erzeugt

werden kann. Da die Leistungsaufnahme der Batterie bei hohen Ladezuständen jedoch auf bis zu null absinkt, ist es erforderlich Bremswiderstände einzusetzen. Diese wandeln die von der E-Maschine erzeugte elektrische Energie in Wärmeenergie um. Für die Bremswiderstände ist dabei auf eine ausreichende Kühlung zu achten.

2.1.3. Prüfzyklen

Um den Schadstoffausstoß, CO₂-Emissionen und den Energieverbrauch ermitteln und vergleichen zu können, bedarf es einheitlicher und genormter Prüfverfahren. Hierbei werden Prüfzyklen, welche das Lastprofil im normalen Betrieb abbilden sollen, definiert. Bei PKWs werden die Prüfzyklen auf dem Rollenprüfstand absolviert und erfassen somit das gesamte Fahrzeug. Diese fahrzeugindividuelle Prüfung ist aufgrund der zahlreichen Kombinationen von Aufbauvarianten, Getrieben sowie Motoren bei LKWs nicht möglich. Deshalb werden die Prüfzyklen grundsätzlich am Motorenprüfstand durchfahren, bzw. mithilfe von Simulationstools absolviert. [16]

2.1.3.1. WHVC

Für Kraftfahrzeuge mit einer Auslegungsgeschwindigkeit von mehr als 25 km/h und einem höchstzulässigen Gesamtgewicht von mehr als 3,5 t, welche durch einen Verbrennungsmotor mit Selbstzündung oder Fremdzündung (Erdgas (NG), Liquefied Petroleum Gas (LPG)) oder einem Hybridantrieb angetrieben werden, wurde die United Nations Global Technical Regulation No. 4 (UN GTR No. 4) zur Emissionsmessung beschlossen. Die Bestimmung der Emissionen bei Verbrennungsmotoren erfolgt durch den stationären Testzyklus, World Harmonized Stationary Cycle (WHSC), sowie den Transienten, World Harmonized Transient Cycle (WHTC). Diese Testzyklen sind in der technischen Verordnung als normierte Drehzahl und Drehmomentverläufe enthalten. Der WHTC ist in Abbildung 4 schematisch dargestellt. [17]

Die Verläufe müssen zunächst mit den Leistungsdaten des zu prüfenden Motors denormiert werden, um sie anschließend am Motorprüfstand abfahren zu können. Die Emissionen werden dabei entweder über die kontinuierliche Rohgasmessung oder über ein Abgasverdünnungssystem bestimmt. Für die Ermittlung der spezifischen Emissionen wird zusätzlich die Zyklusarbeit durch Integration der Motorleistung über den gesamten Zyklus berechnet. [17]

Die Vorgehensweise mit der Testung am Motorprüfstand ist für Hybridantriebsstränge nicht sinnvoll möglich, weshalb ein sekundlicher Geschwindigkeits- und Steigungsverlauf vorgegeben ist. Dieser Testzyklus, bekannt als World Harmonized Vehicle Cycle (WHVC), basiert auf den Basisdaten des WHTC. Die Basisdaten setzen sich aus 12 kleineren Abschnitten zusammen. Jedes Teilstück entspricht dabei einem anderen Fahrzeug mit jeweils unterschiedlichem Leistungsgewicht. Dies wird beim WHVC mithilfe der Steigungen implementiert, wodurch in jedem Minizyklus eine

unterschiedliche Beladung für das zu testende Fahrzeug simuliert wird. Dies führt dazu, dass die gefahrenen Zyklen mit unterschiedlichen Fahrzeugen vergleichbar werden. Die Geschwindigkeit ist dabei eindeutig vorgegeben. Die Steigung muss in Abhängigkeit von der Leistung des Fahrzeuges für jeden Zeitschritt berechnet werden. Dafür muss die Systemleistung bestimmt bzw. überprüft werden. Eine genauere Beschreibung dazu ist in Kapitel 4.2.1.1 gegeben. Ist die Leistung im Vergleich zu den Basisdaten zum Beispiel zu gering, ergeben sich in der Beschleunigungsphase negative Steigungen, wodurch das Fahrzeug durch das Gefälle zusätzlich angetrieben wird. Für eine korrekte Berechnung der Arbeit über einen Minizyklus muss beim Verzögern die Steigung invertiert werden. [18]

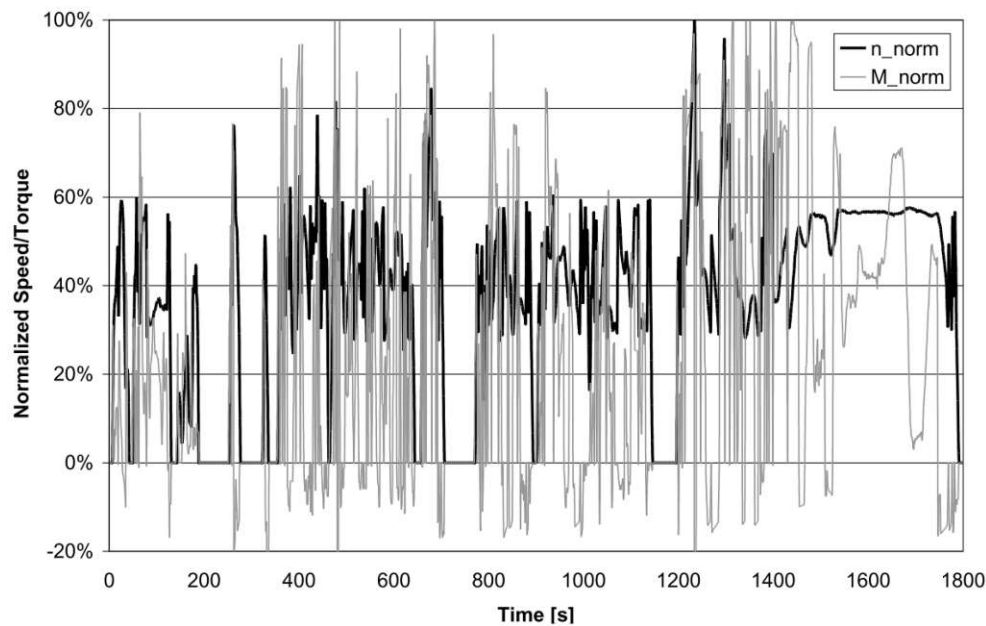


Abbildung 4: Schematische Darstellung der normierter Drehzahl und des Drehmoments des WHTC [17]

In [Abbildung 5](#) ist der WHVC für eine Systemleistung von 300 kW dargestellt. Wenn man [Abbildung 4](#) und [Abbildung 5](#) vergleicht, kann man die Ähnlichkeit der Basisdaten erkennen. Zusätzlich sieht man in [Abbildung 5](#), dass die Steigungen jeweils in den Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen wirksam sind, das Vorzeichen wechseln und abhängig vom Minizyklus und der Beschleunigung den Betrag ändern.

Da wie bereits beschrieben für LKWs eine Prüfung am Rollenprüfstand zu aufwendig wäre, wird für die Absolvierung des Zyklus eine Kombination aus Hardware, welche normalerweise im Fahrzeug verbaut ist, und Software eingesetzt. Dies nennt sich Hardware in the Loop Simulation (HILS). Das Fahrzeug wird als physikalisches Simulationsmodell beschrieben, wobei die Daten des zu testenden Fahrzeuges in ein geeignetes Längsdynamik-Modell eingetragen werden. Ein Simulationscomputer übernimmt die Kommunikation zwischen den im realen Fahrzeug eingesetzten Steuergeräten und dem Fahrzeugmodell in der Software. Dabei wird mit einem Fahrermodell der in [Abbildung 5](#) dargestellte Geschwindigkeitsverlauf nachgefahren. [18]

Dieser Zyklus wird unter anderen in dieser Arbeit zur Bestimmung des Energie- und damit dem Kraftstoffverbrauch verwendet.

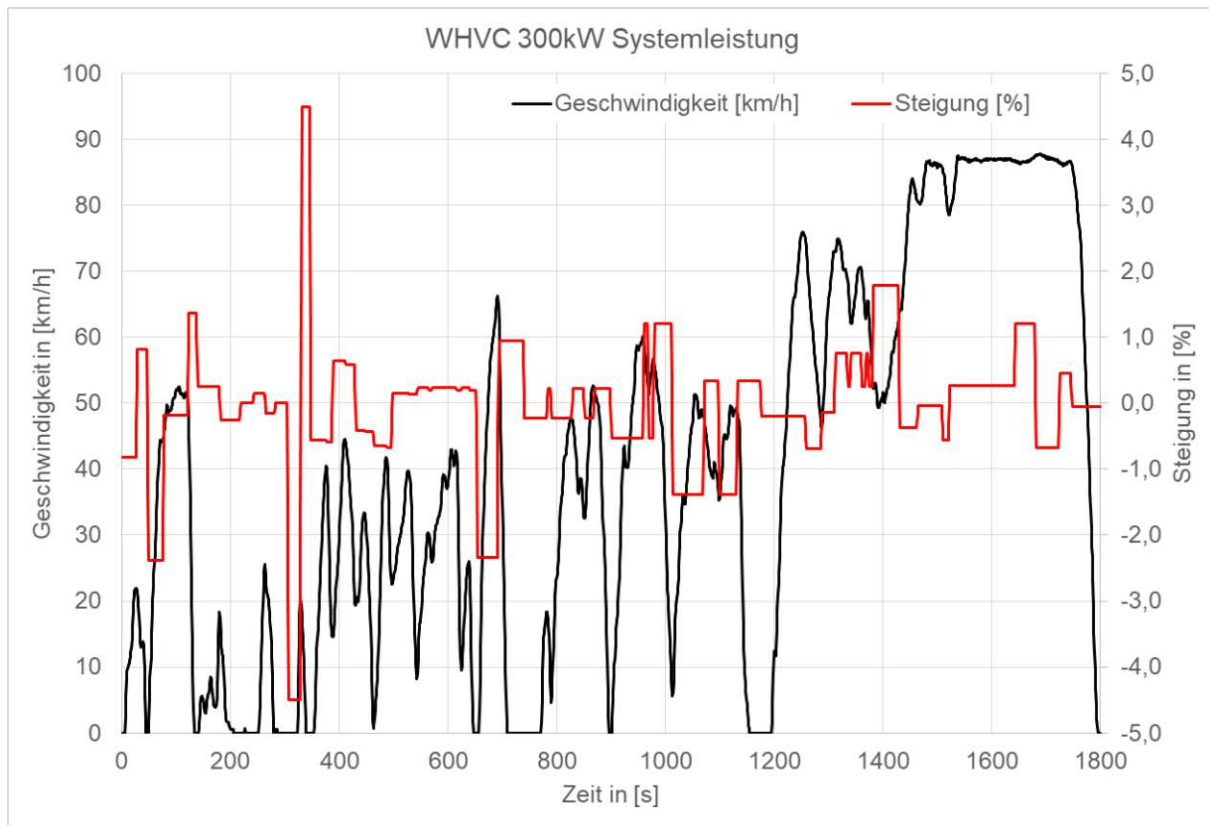


Abbildung 5: Geschwindigkeits- und Steigungsverlauf des WHVC für ein Fahrzeug mit 300 kW Systemleistung

2.1.3.2. VECTO (Long Haul)

Wie bereits in Kapitel 1 erwähnt, wurden CO₂ Reduktionsziele für LKWs in der EU beschlossen. Da der WHTC bzw. WHVC nur die spezifischen Emissionen erfasst, musste zur Bestimmung der CO₂-Emissionen und des Kraftstoffverbrauches des Gesamtfahrzeuges ein neues Prüfverfahren entwickelt werden. Hierbei wurde das Simulationstool VECTO kreiert. Es ist seit 1. Jänner 2019 für LKWs und Busse mit einem höchstzulässigen Gesamtgewicht von mehr als 3,5 t für die Typenzulassung vorgeschrieben. [16], [19]

Dieses Tool ist grundsätzlich eine rückwärtsrechnende Längsdynamiksimulation mit einzelnen vorwärtsrechnenden Komponenten, welche für eine realitätsnahe Bestimmung des Energieverbrauches notwendig sind. Bei der Simulation werden eine Zielgeschwindigkeit abhängig vom zurückgelegten Weg und die für den jeweiligen Wegabschnitt definierte Steigung vorgegeben. Dieses Geschwindigkeitsprofil gibt keine realistischen Beschleunigungen wieder. Diese müssen durch ein Fahrermodell, welches durch geschwindigkeitsabhängige Beschleunigungen begrenzt wird, bestimmt werden. [20]

Für eine genauere Beschreibung des Längsdynamikmodells des VECTO-Tools wird auf die Dissertation von Luz, R. ([20]) verwiesen.

Um das zu testende Fahrzeug simulieren zu können, bedarf es Eingaben des Nutzers. Diese sind beispielsweise die Stirnfläche, der c_w -Wert, ein stationäres Kraftstoffverbrauchsfeld, die Volllastkurve, die Anzahl der Gänge sowie deren Übersetzungen. Der Kraftstoffverbrauch und die CO_2 -Emissionen über den gesamten Zyklus, kilometerbasiert sowie als Momentankennwert, stellen die wichtigsten Ergebnisse der Simulation dar. [16]

Da VECTO einen realitätsnahen Energieverbrauch darstellen soll, bedarf es für die verschiedenen Fahrzeuge, welche unter den unterschiedlichsten Einsatzbedingungen eingesetzt werden, angepasste Zyklen. In Abbildung 6 sind zwei Zyklen auszugsweise dargestellt. Der Long Haul-Zyklus entspricht dabei einem typischen Geschwindigkeitsverlauf für einen Sattelzug. Deshalb wird dieser Zyklus für die Berechnung des Energieverbrauchs in dieser Arbeit herangezogen.

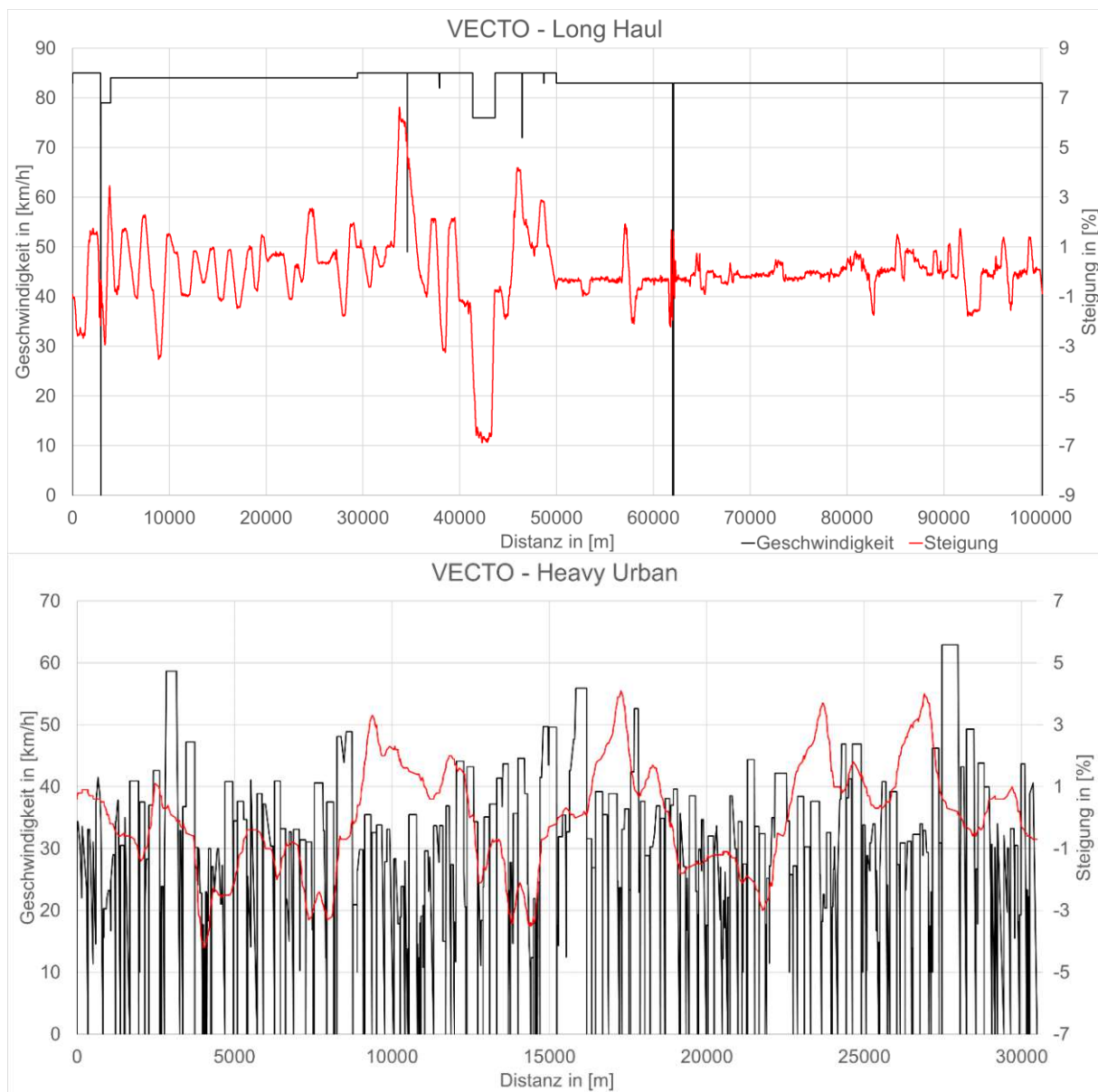


Abbildung 6: Long Haul und Heavy Urban VECTO Zyklus [19]

2.2. Anforderungen durch das Transportunternehmen

Zusätzlich zu den technischen Rahmenbedingungen müssen Sattelzüge die Anforderungen durch das Transportunternehmen erfüllen. Dies ist für den Betrieb ebenso wichtig, da das Nutzfahrzeug über dessen Einsatzzeitraum eine positive Wirtschaftsleistung erbringen muss. Um dem gerecht zu werden, spielen sowohl die einsatzspezifischen Eigenschaften, als auch die verschiedenen Kosten eine Rolle.

2.2.1. Einsatz

Sattelzüge können sowohl für den Transport von schweren Gütern im Verteilerbetrieb, als auch im Fernverkehr mit maximaler Beladung eingesetzt werden. Im Fernverkehr wird eine Durchschnittsgeschwindigkeit von bis zu 80 km/h erreicht. Dadurch ergibt sich, in Kombination mit der erlaubten täglichen Lenkzeit von 2 mal 4,5 h für einen Fahrer, eine zurückgelegte Distanz von ungefähr 720 km pro Schicht. Diese Distanz sollte ein LKW ohne Tankstopp absolvieren können, um zumindest eine Tagesschicht ohne Unterbrechung, abgesehen von der vorgeschriebenen 45-minütigen Fahrtunterbrechung, absolvieren zu können. Die zusätzliche Einschränkung von 90 h Lenkzeit innerhalb von 2 Wochen führt zu einer möglichen Jahreskilometerleistung von knapp 190.000 km mit einem Fahrer. [7], [21]

Die gefahrenen Strecken innerhalb der Laufleistung eines Sattelschleppers hängen von der jeweiligen Transportaufgabe ab. Ein Großteil des Weges wird im Fernverkehr auf Autobahnen zurückgelegt. Dabei werden sowohl Abschnitte ohne bzw. mit nur geringer Steigung befahren. Aber auch Alpenpassüberquerungen, welche eine hohe Leistungsfähigkeit vom Antriebsstrang und Kühlsystem fordern, müssen bewältigt werden. Zusätzlich muss für den Rangierbetrieb eine hohe Zugkraft bei niedrigen Geschwindigkeiten bereitgestellt werden.

Von einem Sattelzug wird eine hohe Zuverlässigkeit und Robustheit vorausgesetzt. Verspätet sich zum Beispiel der Abschluss einer Transportaufgabe auf Grund eines technischen Gebrechen, kann das Transportgut im schlimmsten Fall unbrauchbar und der Folgeauftrag nicht absolviert werden. Dies würde zu einem erheblichen Verdienstentgang und damit zu zusätzlichen Kosten führen. Zusätzlich sind in diesem Sektor Malus Zahlungen bei Verspätungen üblich. Deshalb wird vom Antriebsmotor im Fernverkehr eine B10-Lebensdauer von mehr als 1.000.000 km erwartet. Dies bedeutet, dass mindestens 90 % der Motoren diese Distanz ohne Ausfälle absolvieren. [3], [22]

Durch die Abgasgesetzgebung, welche in regelmäßigen Abständen eine Verschärfung der Grenzwerte vorsieht, wird die Fahrzeugflotte kontinuierlich aktualisiert. In Abbildung 7 sind dazu die Neuzulassungen von Sattelzugmaschinen nach Emissionsklasse in Deutschland dargestellt. Durch die Abhängigkeit der LKW-Maut von der Abgasklassifizierung wird zusätzlich dafür gesorgt, dass alte Fahrzeuge mit

einem hohen Schadstoffausstoß nicht mehr wirtschaftlich betrieben werden können und deshalb vom Frächter freiwillig ausrangiert werden.

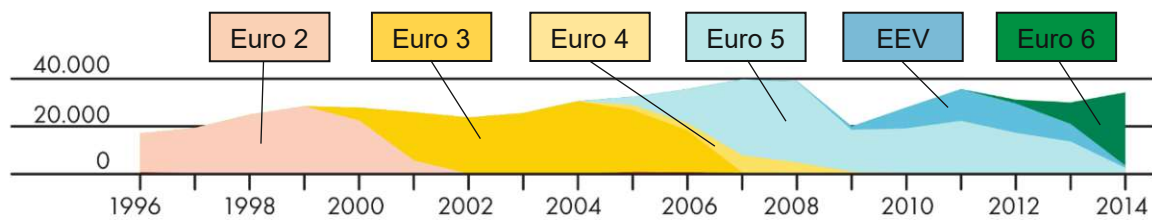


Abbildung 7: Neuzulassungen von Sattelzugfahrzeugen in Deutschland abhängig von der Abgasnorm (EEV Enhanced Environmentally Friendly Vehicle, Abgasnorm zwischen Euro 5 und Euro 6) [23]

2.2.2. Kosten

Der Betrieb eines Sattelzugs verursacht Kosten. Die Aufteilung auf die einzelnen Bereiche ist in Abbildung 8 einzusehen. Auffällig dabei ist, dass die Personalkosten sowie die Kraftstoffkosten den größten Anteil an den Total Cost of Ownership (TCO) aufweisen. Dies folgt aus der hohen Kilometerleistung und langen Betriebsdauer des Fahrzeuges. Abbildung 8 macht auch deutlich, dass ein niedriger Kraftstoffverbrauch einen hohen Stellenwert in der Wirtschaftlichkeit im Fernverkehr einnimmt. [7]

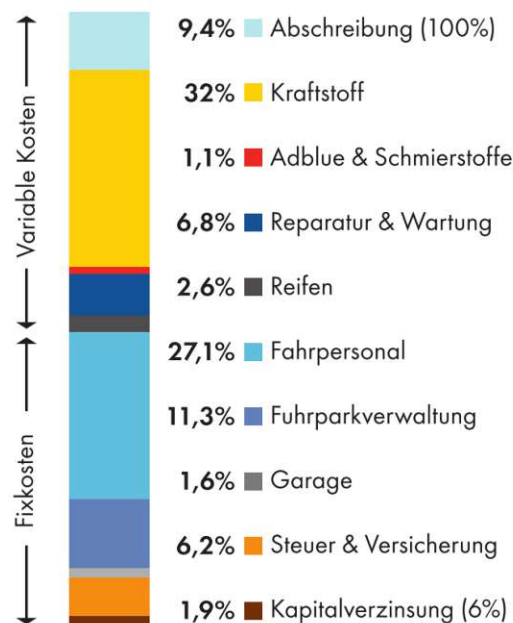


Abbildung 8: Kostenaufteilung bei einem Fernverkehrs-LKW bei einer Jahresfahrleistung von 135.000 km und einem Nettodieselpreis von 1 €/l [23]

Die Kilometerkosten für eine Sattelzugmaschine betragen zwischen 0,72 € und 0,75 € bei einer Kilometerleistung von 125.000 km im Jahr. [24], [25], [26] Hierzu müssen noch die Kosten für den Auflieger von ungefähr 0,04 € bis 0,06 € hinzugerechnet werden. [27] Die Kosten des Fahrpersonals sind hierbei nicht enthalten. Derzeit ist der dieselbetriebene Sattelzug noch die günstigste Antriebsart. Dies soll sich im Lauf der Zeit aufgrund von Forschung und Entwicklung sowie durch die CO₂-Besteuerung ändern.

2.3. Aktueller technischer Stand

Um die Herausforderungen und die Ausgangslage für den Einsatz von alternativen Antrieben, vor allem der Brennstoffzellentechnologie erfassen zu können, wird in den nachfolgenden Unterkapiteln näher auf den aktuellen technischen Stand des Aufbaus der Zugmaschine, des Aufliegers sowie des Antriebsaggregats eingegangen.

2.3.1. Aufbau

Wie bereits in Kapitel 2.1.3 erwähnt, gibt es LKWs mit verschiedenen Aufbauten, um die individuelle Aufgabe erfüllen zu können. Dies trifft auch auf Sattelzugmaschinen zu. Hier wird grundsätzlich zwischen Zugmaschinen für den Kurzstreckenbetrieb und den Fernverkehr unterschieden. Diese zwei Typen differenzieren sich durch das Fahrerhaus. Bei regionalen Transportaufgaben wird weniger Platz im Fahrerhaus benötigt, da die Freizeit nach Ende der Lenkzeit zumeist in privaten Unterkünften verbracht werden kann. Im Fernverkehr erstrecken sich die Transportaufgaben jedoch teilweise über mehrere tausend Kilometer, sodass die Ruhezeiten entlang der Route eingelegt werden müssen. Diese können bequem in der Fahrerkabine, ausgestattet mit bis zu zwei Betten, eingehalten werden. In [Abbildung 9](#) sind beispielhaft die Fahrerhäuser von Sattelzugmaschinen von einem Hersteller für die verschiedenen Transportaufgaben dargestellt.



Abbildung 9: Fahrerhäuser von Volvo Sattelzugmaschinen für den regionalen Einsatz (links) bis hin zum Einsatz im internationalen Fernverkehr (rechts) [28]

Bei Fernverkehr-LKWs spielt die Aerodynamik des Fahrerhauses und des gesamten LKW-Zuges, wie bereits in Kapitel 2.1.2 angedeutet, eine bedeutende Rolle. Der c_w -Wert der Fahrzeugkombination beträgt zwischen 0,48 bis 0,78. [7] Eine große Rolle spielt hierbei die Form der Zugmaschine sowie die Schnittstelle zwischen Auflieger und Kabine. Dies ist in [Abbildung 10](#) eindeutig zu erkennen. Die Fahrerkabine A stellt dabei eine serienmäßige Geometrie dar. Bei der Form B ist die Aerodynamik optimiert. [29] Die Hersteller versuchen dabei dieser Form möglichst nahe zu kommen. Dabei wird das Fahrerhaus mit größeren Rundungen ausgeformt. Zusätzlich bedient man sich definierter Abrisskanten sowie Luftleitbleche, die die Umströmung optimieren. [30] Mit steigendem Abstand s ist ein höherer c_w -Wert festzustellen. Dabei ist der Mindestabstand zwischen Kabine und Auflieger durch die vorgegebenen max.

Abmaße in Kapitel 2.1.1 auf 0,45 m festgelegt. Durch seitliches Verschließen dieses Zwischenraums, einer Verkleidung des Unterbodens sowie der gesamten Seitenfläche des Sattelzuges inklusive der Räder, kann der c_w -Wert zusätzlich gesenkt werden. Diese Maßnahmen sind teilweise schon heute am Serienfahrzeug zu finden. Extremere Maßnahmen, wie der Einzug des Hecks, werden zwar in der Norm für die Abmessungen mit einer erlaubten Längenüberschreitung gefördert, haben sich aber in der Serie noch nicht durchgesetzt. [29]

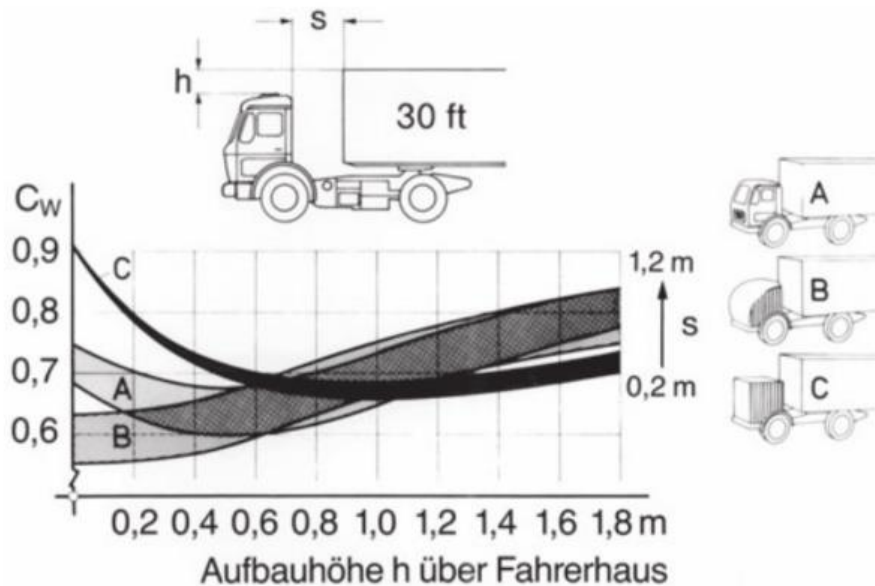


Abbildung 10: Luftwiderstandsbeiwert abhängig von Fahrerhausgeometrie (A, B, C), dem Anhängerhöhenüberstand (h) sowie dem Abstand zwischen Kabinenrückseite und Anhänger (s) [29]

Durch die große Seitenfläche entsteht bei Kurvenfahrt, bzw. bei Seitenwind ein zusätzlicher Luftwiderstand. Dieser wird durch den c_{τ} -Wert ausgedrückt. In der ausgeführten Simulation wird dieser jedoch nicht berücksichtigt. Der c_w -Wert wurde für die Simulation auf 0,5 festgesetzt. Dies entspricht einer hochmodernen Aerodynamik ohne dabei auf extremere Maßnahmen zurückgreifen zu müssen. [7], [31]

Ein weiterer Faktor beim Luftwiderstand ist die Stirnfläche. Diese wird grundsätzlich durch die voll ausgenutzten Außenabmessungen vorgegeben. Dabei würde sich für einen Sattelschlepper mit Planenaufleger ohne Berücksichtigung der Rückspiegel und der freien Strömungsfläche unter dem Fahrzeug eine Fläche von 10,2 m² ergeben (Sattelzug mit klimatisiertem Aufleger 10,4 m²). Bei einer Bodenfreiheit von 0,275 m und der Berücksichtigung von Zwillingsreifen sowie der Rückspiegel wird in der Simulation von einer Fläche von 10 m² ausgegangen. [7]

Mit dem Ersatz der Spiegel durch Kameras und Bildschirmen im Inneren des Fahrzeuges kann die Stirnfläche und somit der Luftwiderstand gesenkt werden. Zusätzlich können Assistenzfunktionen zur Steigerung der Sicherheit implementiert werden. [9] Bei einigen Herstellern sind diese elektronischen Rückspiegel schon in der Serie im Einsatz.

Das Fahrerhaus ist über Federelemente mit dem Fahrgestell, bestehend aus zwei Längsträgern in C Querschnitt, verbunden. Diese werden untereinander mit Querträgern verbunden. Dadurch entsteht ein verwindungssteifer Rahmen, welcher die Kräfte im Fahrbetrieb aufnimmt. Die Achsen werden entweder über Blatt- bzw. Parabelfedern oder über ein Luftfahrwerk an den Rahmen angebunden. Zwischen den Längsträgern unter der Fahrerkabine findet der Antriebsmotor Platz. Der Motorkühler befindet sich direkt hinter der Fahrzeugfront vor dem Motor. Dadurch wird das Kühlsystem mit frischer Luft versorgt. Bei geringem Kühlungsbedarf können zur Verbesserung der Aerodynamik Kühlerjalousien geschlossen werden.

Ein weiterer wichtiger Aspekt kommt den Reifen zu. Diese stellen den Kontakt zur Fahrbahn her und übertragen dadurch auch die Antriebs-, Brems-, sowie Seitenführungskräfte. Nutzfahrzeugreifen unterscheiden sich, wie bereits in Kapitel 2.1.2 erwähnt, aufgrund deren Einsatzaufgabe. Dabei wird zwischen Reifen für die Antriebsachse, Lenkachse und Aufliegerachse unterschieden. [7] An der Hinterachse, die für gewöhnlich allein für die Übertragung der Antriebskräfte verantwortlich ist, werden zumeist Zwillingsreifen mit einer Dimension von 315/70xR22,5 eingesetzt. Dadurch können höhere Antriebskräfte ohne Verlust der Bodenhaftung übertragen werden. Dabei muss immer ein Schlupf vorhanden sein. Dieser wird jedoch in der Simulation aufgrund von Rechenaufwand nicht berücksichtigt. Für die Aufliegerachse und die Lenkachse können dieselben Reifen verwendet werden. Dabei wird eine Einzelbereifung mit einer typischen Dimension von 385/65xR22,5 eingesetzt.

Für das Modell wurde der Rollwiderstandsbeiwert über die Auswahl typischer Reifen und deren Reifenlabel auf 0,007 für die Antriebsreifen, 0,006 für die Reifen an der Lenkachse und 0,005 für die Anhängerreifen festgelegt. [32], [33]

2.3.2. Antriebsstrang

Als Antriebsmotor hat sich über die Zeit der abgasturboaufgeladene Dieselmotor etabliert. Dies ist vor allem auf den höheren Wirkungsgrad im Vergleich zum Ottomotor und damit auf einen geringeren Kraftstoffverbrauch zurückzuführen. [3] Grundsätzlich werden für Sattelzugmaschinen Motoren mit einem Hubraum von 9 dm³ bis 16,1 dm³ aufgeteilt auf 6 bis 8 Zylindern in Reihen- bzw. V-Bauform eingesetzt. Die Motoren erzeugen dabei ein Drehmoment von 1700 Nm bis 3700 Nm und eine Leistung von 206 kW (280 PS) bis 566 kW (770 PS). [28], [34], [35], [36] Um die notwendige Zugkraft bei langsamen Geschwindigkeiten und gleichzeitig eine niedrige Drehzahl bei der Auslegungsgeschwindigkeit zu erreichen, ist der Verbrennungsmotor über eine schaltbare Kupplung an ein mehrstufiges Schaltgetriebe angebunden. Dieses wiederum überträgt die Leistung und das Drehmoment weiter an das Ausgleichsgetriebe an der Hinterachse. Bei Fahrzeugen, die auch abseits von befestigten Straßen eingesetzt werden, kommen zusätzlich Planetenradsatzgetriebe zum Einsatz.

Durch die Weiterentwicklung der LKW-Motoren konnte der Kraftstoffverbrauch kontinuierlich bis zur Einführung der Emissionsgrenzwerte in Europa ab dem Jahr 1988 gesenkt werden. [3] Die Verbrauchswerte haben sich dabei bei vollbeladenem LKW auf 32,2 l/100km – 34,1 l/100km Diesel bei Praxismessungen³ eingependelt. [24], [25], [26] Dies korreliert auch mit dem Durchschnittswert (33,1 l/100km) beim Long Haul-Zyklus. [37]

Durch die unvollständige Verbrennung im Dieselmotor, kommt es zu nicht erwünschten Emissionen. Diese werden durch Abgasnormen gesetzlich beschränkt. Seit Ende 2012 gilt die Abgasnorm Euro 6 im Europäischen Raum. Die Grenzwerte sind in Tabelle 1 abzulesen. Um diese Grenzwerte einhalten zu können, müssen motorinterne Maßnahmen sowie eine Abgasreinigung nach dem Motor durchgeführt werden. Die unverbrannten Kohlenwasserstoffe (THC) und das Kohlenmonoxid (CO) können mithilfe eines Oxidationskatalysators oxidiert werden. Zusätzlich wandelt er Stickoxid (NO) in NO₂ um (gesamt Stickoxide NO_x). Dieses oxidiert Rußpartikel und senkt somit die Partikelmasse und Partikelzahl. Weiters kann die nachgeschaltete selektive katalytische Reduktion (SCR), welche die Stickoxide mithilfe von Harnstoff (in Betriebsmittel Adblue enthalten) reduziert, beschleunigt werden. [7]

Der durchschnittliche Adblue Verbrauch beträgt basierend auf den oben erwähnten praxisnahen Verbrauchsmessungen zwischen 2,3 % bis 4,5 % des verbrauchten Dieselmotorkraftstoffes. [24], [25], [26]

Tabelle 1: Emissionsgrenzwerte der Euro 6 Abgasnorm [7]

	WHSC-Prüfung	WHTC-Prüfung
NO _x	0,46 g/kWh	0,4 g/kWh
NH ₃	10 ppm	10 ppm
Partikelmasse	0,01 g/kWh	0,01 g/kWh
Partikelzahl	8 x 10 ¹¹	6 x 10 ¹¹
CO	1,5 g/kWh	4 g/kWh
THC	0,13 g/kWh	0,16 g/kWh

Der Spitzenwirkungsgrad des Dieselmotors erreicht über 46 %. In Abbildung 11 ist das Wirkungsgradkennfeld eines in der Serie eingesetzten LKW Dieselmotors zu sehen. Dabei ist zu erkennen, dass der Wirkungsgrad über einen großen Bereich über 44 % beträgt.

³ Der Verbrauch ist stark abhängig von der Topografie der zurückgelegten Fahrstrecke. Die Werte beziehen sich dabei auf eine Mischstrecke aus Autobahn, Landstraße und Schnellstraße mit einer Gesamtlänge von 181 km und einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 72,4 km/h bis 76,1 km/h.

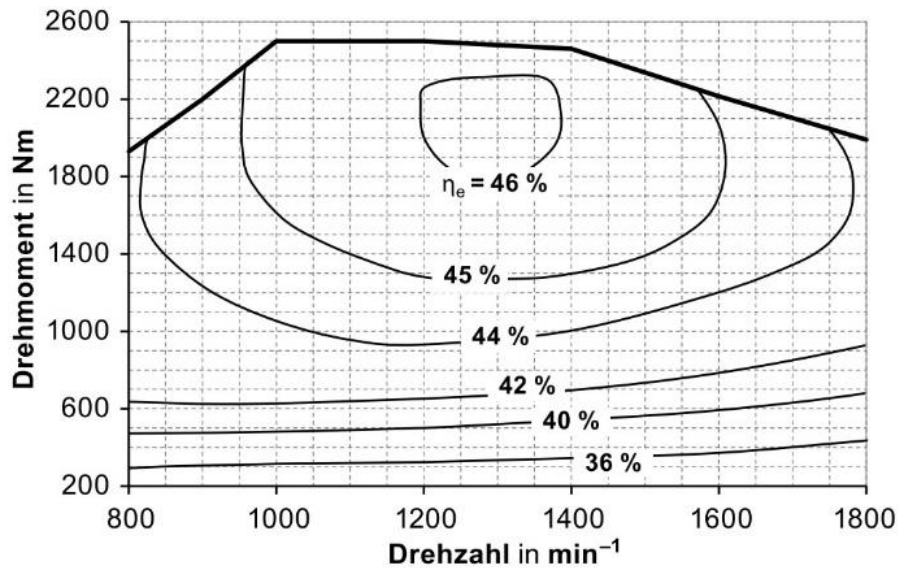


Abbildung 11: Wirkungsgradkennfeld Mercedes Benz OM 471 Euro 5 (BJ 2012) / 375 kW bei 1800 U/min, 2500 Nm bei 1100 U/min [3]

Durch zusätzliche Maßnahmen könnte der Wirkungsgrad in Zukunft weiter gesteigert werden. Zu nennen sei hier der Einsatz eines Niederdruck-Abgasrückführungssystems (ND-AGR) anstelle eines Hochdrucksystems (HD-AGR). Durch diese ND-AGR wird im Vergleich zur HD-AGR der gesamte Abgasmassenstrom über die Turbine des Abgasturboladers geleitet. Dadurch kann ein größerer Anteil der Enthalpie des Abgases genutzt werden, wodurch sich die Effizienz des Abgasturboladers erhöht. Zusätzlich spricht dieser schneller auf transiente Betriebszustände an und verbessert dadurch den Gaswechsel. Weiters wäre der Einsatz eines elektrisch unterstützten Turboladers möglich. Dadurch kann die Turbinengeometrie für einen hohen Wirkungsgrad optimiert werden, ohne Nachteile hinsichtlich der Fahrbarkeit im transienten Betrieb zu erzeugen. Eine Alternative zu den heute standartmäßig eingesetzten Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie (VTG) stellt die 2-stufige Aufladung dar. Dabei wird ein großer Turbolader, welcher für hohe Lasten (große Abgasmassenströme) optimiert ist, von einem kleineren Abgasturbolader bei niedrigerer Last unterstützt. Durch die intelligente Steuerung kann somit für jeden Betriebspunkt ein hohes Drehmoment bereitgestellt und gleichzeitig bei hohen Lasten der Wirkungsgrad gesteigert werden. Mit einem variablen Verdichtungsverhältnis könnte der Kompromiss bei Festlegung der Motorspezifikationen zwischen niedrigem Verbrauch in der Teillast und hoher Leistung sowie hohem NO_x Ausstoss aufgelöst werden. Durch das Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses in der Teillast kann der Wirkungsgrad verbessert werden. Ein Steigern der Spitzendruckfähigkeit des Motors ist dadurch nicht erforderlich, da bei höherer Last das Verdichtungsverhältnis zurückgefahren werden kann. Gleichzeitig bleiben die NO_x Rohemissionen auch bei hoher Last beherrschbar. Ein variabler Ventiltrieb kann durch Ermöglichen des Miller- oder Atkinson-Zyklus den thermischen Wirkungsgrad erhöhen. Zusätzlich kann die Abgastemperatur mit einem geringeren Kraftstoffverbrauch zum herkömmlichen

Verfahren gesteigert werden, um den Light-Off der Abgasnachbehandlung schneller zu ermöglichen. Auch das notwendige Dauerbremssystem lässt sich so darstellen, ohne der Notwendigkeit eines Dekompressionsventils. Dem stehen die hohen Kosten für das System gegenüber. Auch Verbesserungen in der Motormechanik durch Optimierung der Laufbuchsenform, Reduzierung der Kolbenringspannung, Austausch der Gleitlager der Nockenwelle durch Wälzlager und Einsatz einer Ölpumpe mit variabler Fördermenge können den Kraftstoffverbrauch senken. Zusätzlich kann der Einsatz bedarfsgesteuerter Nebenaggregate den Wirkungsgrad des gesamten Fahrzeuges steigern. [6], [7], [38]

Die Energie aus dem Kraftstoff, die vom Motor nicht in mechanische Leistung umgewandelt wird, liegt nach der Verbrennung als thermische Energie vor. Die wird zum Teil mit dem Abgas über die Abgasanlage abgeführt. Der restliche Anteil muss mithilfe eines Kühlsystems an die Umgebung abgegeben werden. Für die Motorkühlung wird dabei eine Wasser-Luftkühlung eingesetzt. Die Kühlmitteltemperatur schwankt im Betrieb zwischen 80 °C bis 105 °C. Dafür muss das Kühlsystem unter Druck stehen, da sonst das Kühlwasser verdampfen würde. Die Temperatur wird dabei mithilfe eines Thermostates, welches den Kühlmittelmassenstrom zwischen Kurzschlusskreislauf und Kühlerkreislauf aufteilt, geregelt. Da der Kühler bei niedrigen Geschwindigkeiten kaum von Luft durchströmt wird, muss ein Lüfter eingesetzt werden. Dieser wird direkt über die Kurbelwelle angetrieben und mittels Viskokupplung temperaturgeregelt in der Drehzahl variiert. Die Antriebsleistung kann dabei bis zu 15 kW betragen. [7]

2.3.3. Nebenaggregate

Der Betrieb eines LKWs erfordert zusätzlich zum Antriebsmotor Nebenaggregate. Diese können teilweise einen signifikanten Energieverbrauch aufweisen. In Abbildung 12 ist hierfür eine Aufteilung der verrichteten Motorarbeit auf die Fahrwiderstände und den einzelnen wichtigen Nebenaggregaten gegeben. Besonders auffällig sind hierbei der Luftkompressor, der Generator und die Servopumpe für die Lenkunterstützung.

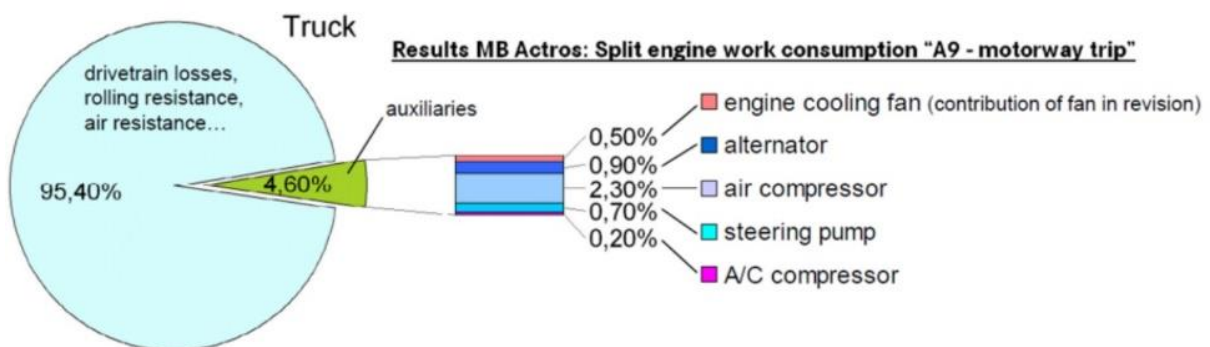


Abbildung 12: Verrichtete Arbeit an den Nebenaggregaten anteilig von Motorarbeit eines Mercedes Benz Actros auf der Autobahn [20]

Ändert sich der Fahrzyklus zu niedrigeren Geschwindigkeiten, wird transienter und erfordert eine größere Anzahl an Richtungsänderungen, so nimmt der Energieverbrauch der Nebenaggregate im Vergleich zu den Fahrwiderständen zu.

Der Luftkompressor wird für die Betätigung der Bremse sowie einer eventuell verbauten Luftfederung benötigt. Zusätzlich wird das Überlandhorn und etwaige Aktuatoren, wie zum Beispiel für eine Auspuffstauklappe, mit Druckluft betrieben. Der Luftkompressor wird bei einem Verbrennungsmotor typischerweise über Zahnräder oder einen Riemen mechanisch angetrieben. Ist der Betriebsdruck von ungefähr 8 bar in den Luftbehältern erreicht, läuft der Kompressor frei mit, ohne einen Druck aufzubauen. Dies führt zu Verlusten aufgrund des Schleppmoments. Durch Einsatz eines auskoppelbaren oder bedarfsgesteuerten E-Kompressors kann der Energieverbrauch gesenkt werden. [39] Die maximale Leistungsaufnahme beträgt zwischen 3,4 kW – 3,95 kW. [6], [40], [41] Im Überlandbetrieb erfordert der Luftkompressor durchschnittlich 2,3 kW Antriebsleistung bei starrem Antrieb durch den Verbrennungsmotor. [41] Für die elektrische Antriebsleistung werden 1,5 kW durchschnittliche Antriebsleistung angenommen. Dies ist mit dem Wegfall des Leerlaufs begründet.

Der Generator eines PKWs erfordert eine mittlere Antriebsleistung von 1,2 kW, wobei bis zu 6,5 kW vom Verbrennungsmotor bereitgestellt werden müssen. [41] Da dieser für einen brennstoffzellenbetriebenen LKW nicht erforderlich ist, wird auf diesen nicht näher eingegangen.

Um die Lenkkräfte für den Fahrer gering zu halten, wird eine Lenkunterstützung benötigt. Hierfür wird typischerweise eine Hydraulikpumpe angetrieben, die einen Arbeitsdruck aufbaut mit dem die Lenkbewegungen unterstützt werden. Die Pumpe kann dabei von einem Elektromotor unabhängig vom Verbrennungsmotor angetrieben werden. Die maximale Aufnahmeleistung wird mit 2,9 kW für schwere LKWs angegeben. [42], [43] Als durchschnittliche Leistung wird 1 kW angenommen.

Jedes Fahrzeug, das auf öffentlichen Verkehrsflächen betrieben wird, benötigt eine Beleuchtung. Die notwendigen Leuchtmittel werden dabei von der Richtlinie 48 der Europäischen Union vorgeschrieben. Daraus ergibt sich eine maximale Leistungsaufnahme am Tag von 0,35 kW, welche sich mit abgeschätzter Einschaltdauer der jeweiligen Lampen auf 0,05 kW absenkt. Bei Dunkelheit steigt die Leistungsaufnahme auf 1,13 kW bzw. durchschnittlich 0,35 kW (siehe 1A: Beleuchtung). Diese geringe Leistung wirkt sich kaum auf den Betrieb des Fahrzeuges aus und bewegt sich im Bereich der Rechengenauigkeit des Simulationsmodells. [44]

Die Temperatur in der Fahrerkabine muss im Sommer sowie im Winter auf einem akzeptablen Niveau gehalten werden. Für einen Berufskraftfahrer ist ein angenehmes Raumklima essenziell, da dadurch die körperliche Belastung reduziert werden kann. In Abbildung 13 sind dabei die Wohlfühltemperaturen für verschiedene

Körperabschnitte dargestellt. Die äquivalente Temperatur entspricht dabei der homogenen Temperatur in einem windstillen Raum mit mittlerer Strahlungstemperatur entsprechend der Luft. Dabei ist zu erkennen, dass die Wohlfühltemperaturen zwischen Sommer und Winter unterschiedlich sind. Dies ist auf die unterschiedliche Kleidung zurückzuführen. Auch zwischen den einzelnen Körperteilen gibt es Unterschiede für die jeweiligen Wohlfühltemperaturen. Grundsätzlich kann man aber sagen, dass eine Temperatur zwischen 22 °C und 26 °C als optimal gilt. [45] Der Heizleistungsbedarf wird grundsätzlich durch die Abwärme vom Verbrennungsmotor bereitgestellt. Bei der Brennstoffzelle wird ebenfalls Wärme frei, wodurch die Heizleistung von dieser abgedeckt werden kann. Für eine schnellere Erwärmung der Fahrerkabine nach einem Kaltstart kann jedoch auch ein elektrischer Zusatzheizer verbaut sein. Dieser muss nicht unbedingt die gesamte Luft in der Kabine erwärmen. Durch Einbringung der Wärme über das Lenkrad, den Sitz und Infrarotheizflächen kann mit geringerem Strombedarf ebenfalls ein akzeptables Raumklima bei niedrigen Temperaturen erzeugt werden. Der Temperaturunterschied sollte jedoch zwischen den einzelnen Körperpartien nicht zu groß sein und lange andauern, da sonst der Komfort merklich sinkt. [45], [46]

Zusätzlich kann durch die Betriebsstrategie des Antriebssystems des Brennstoffzellen-LKW ebenfalls eine schnellere Aufheizung erreicht werden.

Die benötigte Heizleistung hängt stark von der Umgebungstemperatur ab. In einem PKW werden in Europa durchschnittlich 4,5 kW an Heizenergie im Winter benötigt. Durch die ähnlichen Kabinenvolumina und Glasflächen wird ein ähnlicher Heizbedarf für LKW angenommen. Diese Annahme deckt sich auch mit den verfügbaren Standheizungen für LKW. [47], [48]

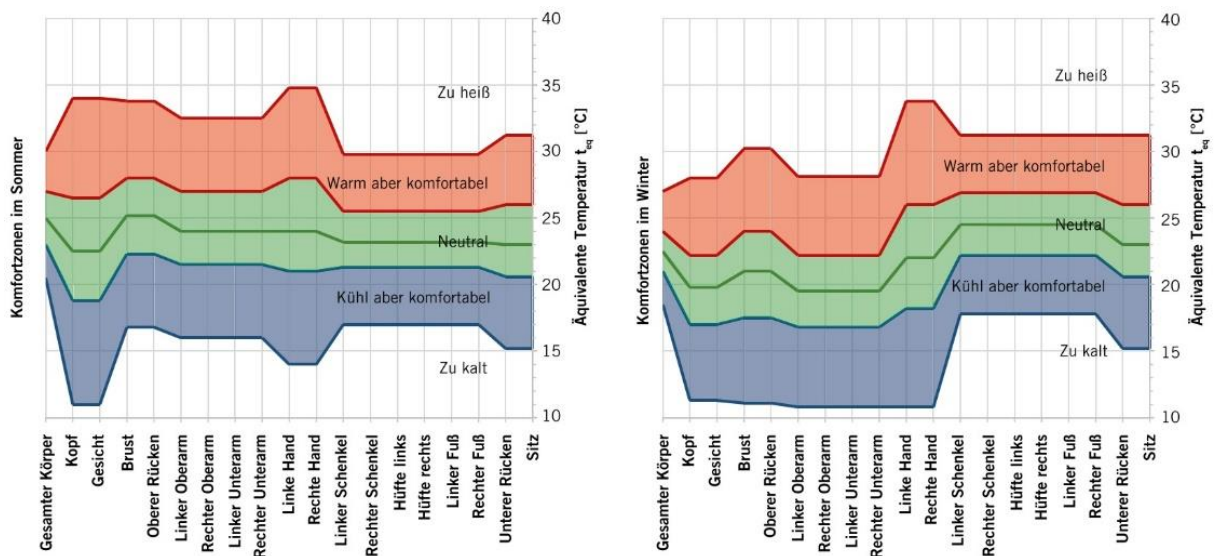


Abbildung 13: Wohlfühltemperaturen im Fahrzeug für verschiedene Körperteile unterschieden zwischen Sommer und Winter [46]

Die Temperierung im Sommer erfolgt durch eine Klimaanlage. Dabei treibt der Verbrennungsmotor einen Kältemittelkompressor an. Dieser Kompressor steigert den

Druck des Kältemittels, um nach einer Zwischenkühlung und anschließender Entspannung des Mediums Wärme aufnehmen zu können. Hier muss beim BZ-SZ der Klimakompressor mit einem eigenen Elektromotor angetrieben werden. Die Leistungsaufnahme eines PKW-Klimakompressors beträgt im Mittel zwischen 2,3 kW bis 3 kW. In Extremfällen kann der Leistungsbedarf auf 7 kW ansteigen. Wie schon zuvor bei der Heizleistungsbestimmung wird beim LKW von ähnlichen Werten ausgegangen. [41], [47]

Die Leistungsaufnahme von Kühlmittelpumpe und Lüfter wird in Kapitel 3.2.2 und Kapitel 3.2.3 behandelt.

Bei verderblichem Transportgut wird der Frachtraum im Auflieger mittels Kühlaggregat gekühlt. Die Energie für die Erzeugung der benötigten Kühlleistung kann entweder per im Kühlmodul integriertem Dieselmotor, per Elektromotor und als Hybridlösung zugeführt werden. Bei der Hybridlösung wird während der Fahrt die Energie vom Dieselmotor eingebracht. Während der Ruhepausen kann der Auflieger am Rastplatz an die stationäre Stromversorgung angeschlossen werden. Beim BZ-SZ wäre es möglich, die elektrische Energie vom Zugfahrzeug an das Kühlaggregat weiterzugeben. Die maximale Leistungsaufnahme eines Sattelaufliiegerkühlaggregats beträgt bis zu 28,5 kW. Die durchschnittliche Leistungsaufnahme hängt wiederum von der Außentemperatur und der eingestellten Kühltemperatur ab. Als Durchschnittswert wurde 17,5 kW angenommen. [49]

Tabelle 2: Leistungsdaten Nebenaggregate

	Ø Leistungsaufnahme	max. Leistungsaufnahme	Quelle
Luftkompressor	1,5 kW	~4 kW	[39], [40], [41]
Servolenkung	1 kW	~2,9 kW	[42], [43]
Beleuchtung	0,05 kW / 0,35 kW	~0,35 kW / ~1,13 kW	[44]
Heizung	4,5 kW	-	[47], [48]
Klimaanlage (Fahrerhaus)	2,3 kW – 3 kW	7 kW	[41], [47]
Kühlaggregat (Anhänger)	17,5 kW	28,5 kW	[49]

2.4. Alternative Antriebe

Um die Umweltbelastung zu reduzieren und die bereits erwähnten vorgegebenen CO₂-Ziele bei schweren LKWs einhalten zu können, bedarf es alternativer Antriebe. Das einsetzbare Spektrum an Technologien reicht vom Einsatz eines umweltfreundlicheren Kraftstoffes im Verbrennungsmotor über die Hybridisierung des konventionellen Antriebsstrangs bis hin zur Brennstoffzelle zur Erzeugung des benötigten Stroms zum Antrieb eines Elektromotors. Auch der Einsatz eines rein batterieelektrischen Antriebs

ist möglich. Beim Vergleich unterschiedlicher Technologien muss jedoch auf die gesamte Umweltbilanz des Fahrzeugs geachtet werden. Ein Elektrofahrzeug erzeugt den größten Anteil seiner Emissionen und Energieverluste im „Well-to-Tank“ Abschnitt, während der herkömmliche Dieselantrieb diese im „Tank-to-Wheel“ Abschnitt erzeugt. In den nachfolgenden Unterkapiteln werden dafür die einzelnen Alternativen näher erläutert. [50]

2.4.1. Alternative Kraftstoffe

Eine interessante Alternative zum erdölbasierten Diesel stellen synthetische Kraftstoffe bzw. Kraftstoffe erzeugt aus Biomasse dar. Durch Schließen des CO₂ Kreislaufes könnte eine CO₂-Emissionsneutralität erreicht werden. Die ebenfalls hohe Energiedichte dieser Kraftstoffe führt zu keinen Einbußen in der Reichweite sowie der gravimetrischen bzw. volumetrischen Zuladung. Auch die bestehende Infrastruktur (Tankstellen) könnte weiterverwendet werden. Ein Nachteil wären der relativ hohe Primärenergieverbrauch sowie die weiter bestehende Emissionsproblematik beim Betrieb. Bei Biokraftstoffen kommt zusätzlich noch die Nahrungsmittel-Treibstoff Problematik hinzu (Generation 1). Diese wird sich in Zukunft durch Verwendung der Abfallprodukte der Pflanzen lösen lassen (Generation 2 bzw. 3). Kommerziell spielen die Biokraftstoffe der 2. und 3. Generation jedoch noch keine Rolle. [23], [51]

Ein Vertreter der Biokraftstoffe ist Fettsäuremethylester (FAME). Bei diesem Kraftstoff wird das Pflanzenöl verestert (kontrollierte Reaktion mit Methanol), wodurch die Eigenschaften des reinen Pflanzenöls verbessert werden. Um die CO₂-Emissionen zu senken, wird FAME dem fossilen Diesel beigemischt. Dabei wird der Anteil auf 7% begrenzt, da hohe Anteile bzw. reines FAME zu Problemen beim Verschleiß des Motors und der Einspritzanlage führen können. Zusätzlich werden größere Mengen an NO_x erzeugt und es kommt zu einer vermehrten Bildung von Asche im Partikelfilter. Aufgrund der geringeren Stabilität von FAME gegenüber von Diesel können Ablagerungen im Tanksystem entstehen. [23], [52]

Eine Verbesserung stellt Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) dar. Hier wird das Pflanzenöl bei hohen Temperaturen und Druck mit Wasserstoff hydriert, wodurch langkettige unverzweigte Kohlenwasserstoffe entstehen. Dieser Kraftstoff hat eine große Ähnlichkeit mit herkömmlichen Diesel. Durch das Fehlen von Schwefelverbindungen und Aromaten erreicht man eine sauberere Verbrennung. Nur die Dichte ist im Vergleich zu Diesel deutlich geringer. Eine wirtschaftliche Erzeugung ist derzeit aber nicht möglich. [52]

Bei Biomass To Liquid (BTL) kann der Ertrag pro Fläche erhöht werden, da hier die gesamte Pflanze zur Produktion des Kraftstoffes verwendet wird. Gleichzeitig steigt aber auch der Prozessaufwand. Mit einem Hektar Ackerfläche können ungefähr 4000 l Treibstoff erzeugt werden. Bei einem Fernverkehrssattelschlepper würde für eine

Jahresfahrleistung von 160.000 km eine Fläche von 12 Hektar benötigt werden. Auch BTL ist gegenwärtig nicht wirtschaftlich herstellbar. [52]

Mit Power-to-X lässt sich synthetischer Diesel herstellen. Dabei wird mittels Elektrolyse Wasser in Wasserstoff (H_2) und Sauerstoff (O_2) gespalten. Mit einer nachgeschalteten Synthese kann unter Zuführung von CO_2 oder CO synthetischer Diesel hergestellt werden. Sinnvoll ist diese Vorgangsweise nur, wenn überschüssiger Strom zur Wasserstoffherzeugung und eine konzentrierte Quelle von CO_2 oder CO verwendet wird. [23]

2.4.2. Verflüssigte & gasförmige Kraftstoffe

Eine weitere Alternative zu Dieselmotoren stellen die verflüssigten und gasförmigen Kraftstoffe dar. Bei deren Einsatz sind jedoch größere Änderungen beim Verbrennungsmotor und vor allem beim Tanksystem notwendig. Als Kraftstoffe sind hier LPG, Liquefied Natural Gas (LNG) und Compressed Natural Gas (CNG) zu nennen. LPG kann keine Abhilfe bei der Klimaproblematik liefern. Es besteht aus einem Gemisch von Butan und Propan, welches als Nebenprodukt bei der Raffination von Erdöl anfällt. Da der Anteil von Kohlenstoff im Methan, dem Hauptbestandteil von Erdgas, wesentlich geringer ist als bei Diesel, wird bei der Verbrennung weniger CO_2 bei gleicher Energiefreisetzung erzeugt. Dadurch sind LNG und CNG umweltfreundlichere Alternativen im Betrieb. Zusätzlich sinken die NO_x , CO und Partikel Emissionen. [52], [53]

Grundsätzlich wird zwischen zwei Typen des Erdgasmotors für NFZ unterschieden. Einerseits der nach dem Gas-Diesel-Mischbetrieb arbeitende und andererseits nach dem ottomotorischen Prinzip. Ein exotischer Typ, welcher derzeit nicht verwendet wird, stellt der Einsatz einer Gasturbine dar. Ford stellte in diesem Zusammenhang 1964 einen gasturbinenbetriebenen Schwerlast-LKW vor, welcher jedoch mit Diesel betrieben wurde. [52], [54]

Der Gas-Diesel-Mischbetriebsmotor arbeitet nach dem Dieselprinzip. Das Aggregat kann deshalb von einem Dieselmotor abgeleitet werden. Die wichtigsten Modifikationen des Motors stellen Einblasventile für das Erdgas im Ansaugtrakt dar. Der Motor saugt ein Erdgas Luft Gemisch an und verdichtet dieses. Da Erdgas nicht durch Selbstzündung kontrolliert verbrennt werden kann, wird Diesel direkt in den Brennraum eingespritzt. Dieser entzündet sich und löst dadurch die Verbrennung des Erdgases aus. Ein reiner Erdgasbetrieb ist dadurch nicht möglich. Durch die geringen Änderungen am Verbrennungsmotor ist jedoch der Dieselbetrieb möglich. Die Regelung des Motors und das Verhindern einer unkontrollierten Selbstzündung stellen die Hauptprobleme dar. Auch eine Abgasnachbehandlung vergleichbar zu einem Dieselmotor ist erforderlich. Derzeit ist dieses Motorkonzept nicht serienmäßig in Nutzfahrzeugen verbaut. [52], [53]

Der Gasmotor nach ottomotorischem Prinzip wird serienmäßig eingesetzt. Durch die unterschiedliche Arbeitsweise zum Dieselmotor sind größere Änderungen am Motor notwendig. Dafür müssen Kolben (Verringerung des Verdichtungsverhältnisses), Zündung und Kraftstoffzufuhr umgebaut werden. Der Motor wird grundsätzlich mit $\lambda = 1$ betrieben, wodurch die Abgasnachbehandlung zum Erreichen der Euro 6 Abgasnorm im Vergleich zum Dieselmotor vereinfacht werden kann. Es reicht ein 3-Wege Katalysator aus. Durch das Motorprinzip verringert sich jedoch der Wirkungsgrad im Vergleich zum Dieselmotor. Dies erzeugt einen um 10 % - 20 % höheren energetischen Kraftstoffverbrauch. Auch der Einsatz von Direkteinblasung, Abgasrückführung und variablen Steuerzeiten könnte den Verbrauchsnachteil reduzieren und die Leistungsdichte auf das Niveau des Dieselmotors bringen. Durch die ottomotorische Arbeitsweise ist der effektive Mitteldruck im Vergleich zum Dieselmotor geringer, weshalb bei gleichem Hubraum ein geringeres Drehmoment erzeugt wird. Die geringeren Spitzendrücke führen aber gleichzeitig auch zu einer reduzierten Geräuschemission. Der Vorteil im CO_2 -Ausstoß fällt dadurch mit 5 % - 15 % eher gering aus, wobei im Praxisvergleich eher der niedrigere Wert erreicht wird. [53], [55], [56]

Dieser Antrieb geht auch mit erhöhten Anschaffungskosten einher. Um diese Alternative für den Transporteur attraktiv zu machen, werden geringere Steuern auf den Kraftstoff sowie der kilometerbezogenen Maut eingehoben. Dadurch ergeben sich Betriebskosten für die Zugmaschine von ungefähr 0,54 € pro Kilometer (vgl. Kapitel 2.2.2). Mit Stand 2014 bzw. 2015 waren knapp über 9000 mittelschwere und schwere Nutzfahrzeuge in der Europäischen Union sowie beinahe 800.000 weltweit im Einsatz. [53], [55], [56]

Durch die geringere Speicherdichte von LNG sowie CNG gegenüber von Dieselmotorkraftstoff ist die Reichweite geringer. Zusätzlich kommen bei LNG bei langen Standphasen, aufgrund der tiefkalten Speicherung bei niedrigem Druck, Verdampfungsverluste hinzu. Mit LNG sind zurzeit Fahrzeuge mit einer Reichweite von bis zu 1600 km verfügbar. Durch die nochmals geringere Speicherdichte von CNG sind, wie in Abbildung 14 ersichtlich, nur 650 km möglich. Der Speicherdruck für CNG beträgt 200 bar, da bei diesem Druck der Realgasfaktor ein Minimum und die Speicherdichte ein Optimum bei Berücksichtigung der Verdichtungsarbeit erreicht. Für eine Steigerung der Reichweite müssten die in Kapitel 2.1.1 beschriebenen maximalen Abmessungen erweitert werden, sodass auch hinter der Fahrerkabine Druckbehälter für das komprimierte Erdgas verbaut werden können. [55], [57]

Bei der zusätzlichen Betrachtung des „Well-to-Tank“ Abschnittes fällt auf, dass der Energieverlust sowie das Treibhausgasäquivalent sowohl niedriger, als auch höher als bei Diesel ausfallen können. Dabei spielen vor allem der Ursprungsort und die Entfernung zum Verbraucher eine entscheidende Rolle. [55]



Abbildung 14: Auszug von verfügbaren Tankkonfigurationen für LNG bzw. CNG bei einem IVECO S-Way [57]

2.4.3. Wasserstoff

Wasserstoff ist universell als Kraftstoff einsetzbar. Dieser Treibstoff kann in einem Verbrennungsmotor verbrannt werden oder in einer Brennstoffzelle Strom für eine E-Maschine als Antriebsmotor erzeugen. Auch Wasserstoff weist aufgrund seiner Eigenschaften spezifische Probleme auf.

Wie in Tabelle 3 zu sehen ist, weist Wasserstoff eine etwa dreimal so große gravimetrische Energiedichte wie Diesel und Benzin auf. Die volumetrische Energiedichte ist abhängig vom Wasserstoffspeicherverfahren aber 4- bis 12-mal geringer. Gleichzeitig ist das Speichersystem im Vergleich zu einem Dieseltank wesentlich komplexer, benötigt einen größeren Bauraum und weist ein deutlich höheres Gewicht auf.

Tabelle 3: Energiedichten ausgewählter Kraftstoffe [3], [58], [59]

	Gravimetrische Energiedichte	Volumetrische Energiedichte
Diesel	42,9 MJ/kg	35,8 MJ/dm ³
Benzin	41,4 MJ/kg	31,7 MJ/dm ³
LPG	46,1 MJ/kg	25,3 MJ/dm ³
LNG	32MJ/kg - 45 MJ/kg	21 MJ/dm ³
CNG (200 bar)	32MJ/kg - 45 MJ/kg	7,2 MJ/dm ³
H ₂ (1 bar)	119,6 MJ/kg	0,01 MJ/dm ³
H ₂ (350 bar)	119,6 MJ/kg	2,9 MJ/dm ³
H ₂ (700 bar)	119,6 MJ/kg	4,8 MJ/dm ³
H ₂ (flüssig)	119,6 MJ/kg	8,5 MJ/dm ³

Wasserstoff lässt sich auf unterschiedliche Arten speichern. Die derzeit weitverbreitetste Variante für den Straßenverkehr stellt die gasförmige Hochdruckspeicherung dar. Sie wird im Toyota Mirai, Mercedes F-Cell und Hyundai

ix35 FECV eingesetzt. Zu Beginn wurden Speichersysteme mit 350 bar entwickelt. Durch Einsatz von hochfesten kohlefaserverstärkten zylindrischen Behältern wurde der Speicherdruck auf 700 bar gesteigert. Dadurch kann der Energiegehalt in einem konstanten Volumen mit lediglich 10 % mehr Verdichtungsarbeit um 55 % gesteigert werden. Eine weitere Steigerung des Druckes bringt jedoch keinen Vorteil mehr, da Wasserstoff ein deutlich abweichendes Verhalten zum idealen Gas aufweist und dadurch die Dichte bei steigendem Druck weniger stark ansteigt. Zu beachten gilt es auch, dass die Energiedichte bei Betrachtung des gesamten Speichersystems weiter sinkt. In Tabelle 4 sind dafür die Speicherdichten von Kraftfahrzeugtanks bis $0,5 \text{ m}^3$ dargestellt. Zusätzlich muss auch die benötigte Arbeit für die Verdichtung des Wasserstoffs von ungefähr 12,5 % des gespeicherten Wasserstoffes berücksichtigt werden. [59], [60]

Tabelle 4: Speicherdichte von ausgewählten Wasserstoffspeichern [59], [61]

	kg H ₂ /kg	kg H ₂ /m ³
Druckgasspeicher (druckabhängig)	0,04 - 0,06	15 - 26
Flüssiger Wasserstoff	0,09 - 0,13	50 - 60
Metallhydrid	0,02	55

Um die geforderte Schichtkilometerleistung von 720 km mit einem vollbeladenen Sattelschlepper absolvieren zu können, wird eine Speicherkapazität von 70 kg bis 80 kg benötigt. Bei einem erwarteten Verbrauch von 8 kg/100km bis 10 kg/100km sind dadurch sogar bis zu 1000 km möglich, wodurch auch bei anspruchsvolleren Transportaufgaben die Schichtkilometerleistung erreichbar sein sollte. Um diese große Menge an Wasserstoff in einem akzeptablen Zeitraum nachtanken zu können, muss der Massenstrom an der Tankstelle von derzeit max. 60 g/s (für PKWs) auf 180 g/s (für LKWs) gesteigert werden. Dies entspricht der Vorgangsweise bei den Dieseltankstellen. Mit dieser erhöhten Förderleistung könnte die geforderte Kraftstoffmasse in 10 min – 15 min nachgetankt werden. Zu beachten gilt es hier jedoch, dass der Wasserstoff zusätzlich vorgekühlt werden muss, da sich aufgrund des Joule-Thompson-Effekts der Wasserstoff bei Expansion erwärmt. Dies ist das gegenteilige Verhalten von Luft. Würde man nicht vorkühlen, könnte die Speicherkapazität des Drucktanks nicht vollständig ausgenutzt werden. [4], [58]

Eine weitere Möglichkeit stellt die tiefkalte flüssige Speicherung dar. Dieses System wurde von BMW für den mit wasserstoffverbrennungsmotorbetriebenen Hydrogen 7 eingesetzt. Hier wird der Wasserstoff auf -253 °C gekühlt und in isolierten Tanks bei niedrigem Druck gespeichert. Steigt der Druck im Inneren des Tanks aufgrund der Verdampfung des Wasserstoffs durch den geringen Wärmeeintrag, muss er durch Abblasen wieder gesenkt werden. Dies ist vor allem ein Problem, wenn über längere Zeit kein Wasserstoff entnommen wird. Dadurch macht dieses Speichersystem nur bei

kontinuierlicher Nutzung Sinn. Durch die höhere Speicherdichte des Tanksystems würden geringere Anforderungen an das Packaging im Vergleich zum hochverdichteten Wasserstoff gestellt. Zu beachten gilt es bei diesem System, dass für die Entnahme des Wasserstoffs Wärme zugeführt werden muss, um den Wasserstoff zu verdampfen. Zusätzlich muss auch der Energieaufwand zur Verflüssigung von bis zu 33 % des gespeicherten Wasserstoffs berücksichtigt werden. [58], [59]

In Abbildung 15 sind zwei schematische Sankey Diagramme zum Vergleich der Energieverluste zwischen flüssiger und gasförmiger Wasserstoffspeicherung mit einem Brennstoffzellenantrieb dargestellt. Dabei ist erkennbar, dass aus energetischer Sicht die Speicherung des Wasserstoffs in Druckbehältern vorzuziehen ist.

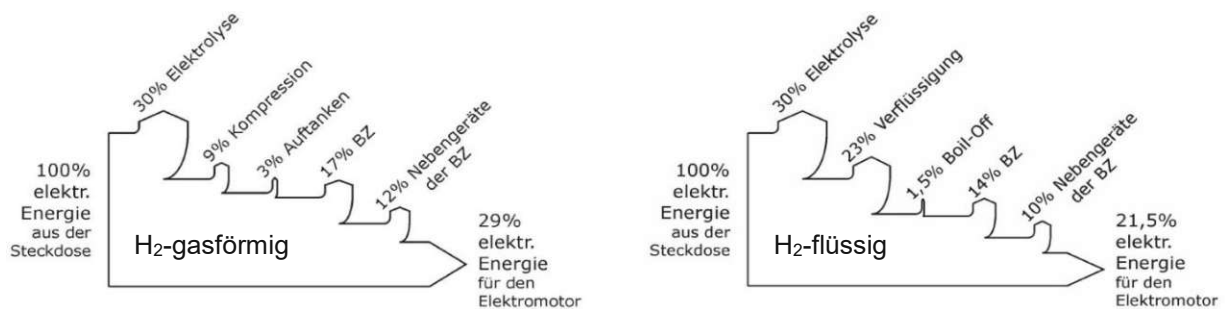


Abbildung 15: Sankey Diagramm für Brennstoffzellenfahrzeug mit gasförmiger und flüssiger Speicherung des Wasserstoffs [62]

Wasserstoff lässt sich auch in Metallhydriden speichern. Dies wurde von Mercedes in den 1980er Jahren unter realen Testbedingungen im PKW unter Beweis gestellt. Die Kühlung des Speichers, Energiezufuhr bei Wasserstoffentnahme und die geringe Energiedichte machen die derzeit erprobten Verbindungen wenig attraktiv. Durch weitere Forschung könnte sich das jedoch ändern.

Eine weitere Möglichkeit wäre es, den Wasserstoff in einem flüssigen Träger zu speichern. Zu nennen wäre hier zum Beispiel N-Ethylcarbazol (NEC). Hier können unter Umgebungsbedingungen 53 g Wasserstoff pro kg NEC gespeichert werden. Bei einem Verbrauch von 8 kg/100km könnten mit 1600 l flüssigem Wasserstoffträger ungefähr 1000 km Reichweite erzielt werden. Dieses Speichersystem würde eine hohe Sicherheit aufweisen. Gleichzeitig ist auch die Betankungszeit vergleichbar mit Dieselfahrzeugen. Für die Freisetzung werden jedoch Temperaturen von über 200 °C an einem edelmetallbeladenen Katalysator benötigt. Zusätzlich muss das entladene Trägermedium im Fahrzeug gespeichert werden. Das größte Problem ist jedoch, dass große Leistungen (im 100 kW Bereich) aus heutiger Sicht noch nicht möglich sind. [63], [64]

Wasserstoff kann auf mehreren Wegen erzeugt werden und wird bezüglich dessen Umweltfreundlichkeit des Herstellungsprozesses in grauen, blauen und grünen Wasserstoff eingeteilt. Aktuell wird Wasserstoff unter anderem als Abfallprodukt der chemischen Industrie erzeugt. Dies macht etwa 41 % der Weltproduktion aus. Über

die Erdgasreformierung wird ungefähr 45 % des weltweiten Wasserstoffs produziert. Dabei wird Erdgas mit Wasserdampf mithilfe eines Katalysators bei hohen Temperaturen und hohem Druck zu einem Synthesegas umgewandelt. Dieses Gas wird anschließend in reinen Wasserstoff und CO₂ getrennt. Formel (3) stellt die chemische Umwandlung dar. [58], [65]



Dieser so produzierte Wasserstoff wird als grauer Wasserstoff bezeichnet, da die CO₂-Bilanz schlecht ausfällt. Wird das Kohlendioxid bei der Herstellung gespeichert, sodass es nicht in die Atmosphäre gelangt, wird der Wasserstoff als blau bezeichnet. [66] Eine weitere Möglichkeit stellt die Elektrolyse von Wasser dar. Dabei wird Wasser mittels Strom in Wasserstoff und Sauerstoff aufgespalten. Hierbei ist es von entscheidender Bedeutung mit welcher Technologie der benötigte Strom erzeugt wurde. Gesamtheitlich betrachtet ergibt die Wasserstoffproduktion nur Sinn, wenn erneuerbare Energien verwendet werden. Dann handelt es sich um grünen Wasserstoff. Weltweit macht der so produzierte Wasserstoff jedoch unter 1 % aus. Dies ist auf die Herstellkosten zurückzuführen. Grauer Wasserstoff kostet pro kg 0,75 €. Grüner Wasserstoff ist dabei mit 4,5 €/kg bis 9 €/kg deutlich teurer. [59], [65], [66] Ein Problem bei der Wasserstofftechnologie stellt die Bereitstellung des Wasserstoffs dar. In Abbildung 16 ist ersichtlich, dass abhängig von Produktionsort und Speichertechnologie der Wirkungsgrad variiert. Am effizientesten wäre die lokale Produktion des Wasserstoffs aus erneuerbaren Quellen, wodurch Transportverluste vermieden werden können. Betrachtet man die gesamte „Well-to-Wheel“ Bilanz sieht man, dass zwischen 30 % und 50 % der Primärenergie in diesem Abschnitt verloren geht.

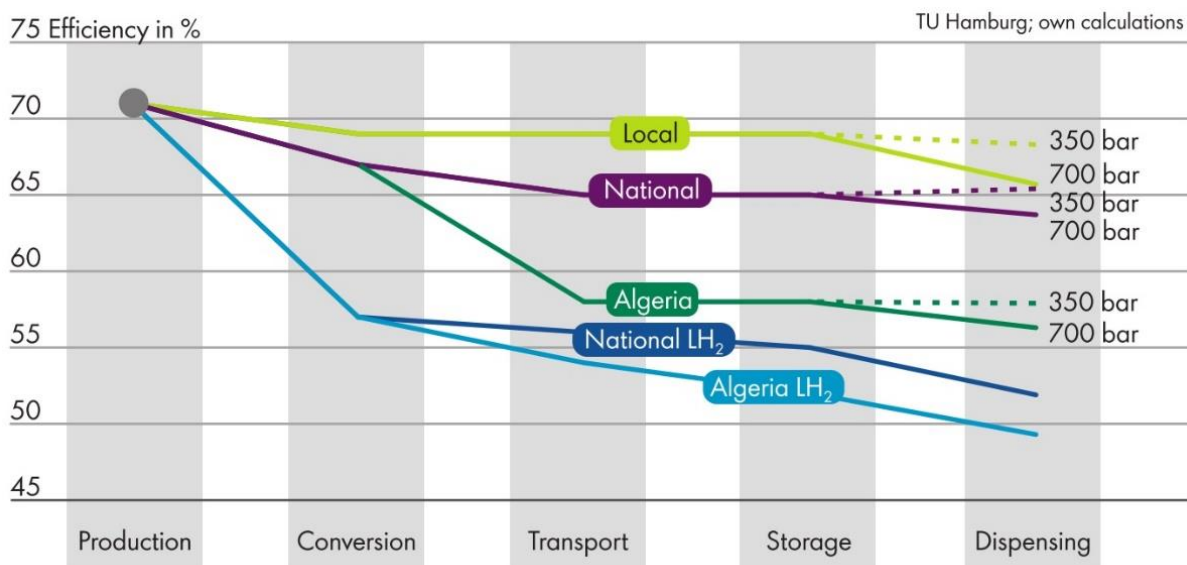


Abbildung 16: Wirkungsgrad der Wasserstofflieferkette bei unterschiedlichen Szenarien [58]

2.4.3.1. Brennstoffzelle

Die Brennstoffzelle ist ein Energiewandler. In der Automobilindustrie hat sich von den verschiedenen Typen nur die Polymer-Elektrolyt-Membran Brennstoffzelle etabliert. Diese wandelt die chemische Energie, welche durch den gespeicherten Wasserstoff bereitgestellt wird, mithilfe von Luft ohne bewegte Bauteile in elektrische Energie um. Als Nebenprodukt entstehen Wärme und Wasser, wodurch ein emissionsfreies Fahrzeug darstellbar ist. Eine genaue Beschreibung des Brennstoffzellensystems wird in Kapitel 3.1 gegeben. Für den Vortrieb reicht ein Energiewandler alleine nicht aus, weshalb als Antriebsaggregat ein Elektromotor benötigt wird. Um die Dynamik des Brennstoffzellensystems gering zu halten, wird zusätzlich eine Pufferbatterie eingesetzt. Abhängig vom Fahrzeugkonzept variiert die Kapazität der Batterie. Bei einer Batterie mit einer höheren nutzbaren Kapazität kann eine Brennstoffzelle mit niedrigerer Leistung eingesetzt werden bzw. ist die Dynamikanforderung an die Brennstoffzelle geringer. Dieses Konzept entspricht einem Range Extender. Die Brennstoffzelle sollte jedoch mindestens die Leistung inklusive der Verluste entlang der Wirkungskette erbringen, die für das Halten einer definierten Geschwindigkeit für das jeweilige Fahrzeug notwendig ist. Im PKW Segment wird zurzeit vorzugsweise die Variante mit niedriger Kapazität der Batterie und höherer Leistung und Dynamikanforderung an die Brennstoffzelle eingesetzt. Durch die Batterie wird zusätzlich das Rekuperieren ermöglicht. Dies steigert den Gesamtwirkungsgrad des Fahrzeuges. Dieser liegt aufgrund des hohen Wirkungsgrades der Brennstoffzelle (bis zu 60 %) und des hohen Wirkungsgrades von Elektromotor (über 90 %) über dem eines dieselbetriebenen Fahrzeuges. [23], [61]

Der große Vorteil des Brennstoffzellenantriebs für schwere Nutzfahrzeuge ergibt sich jedoch aus der höheren Energiedichte des Energiespeichersystems im Vergleich zur Batterie. Dadurch ist die Nutzlast im Vergleich zu batterieelektrischen LKWs (BEV) nicht eingeschränkt. In Abbildung 17 ist dafür der Vergleich der Masse zwischen den verschiedenen Antriebsstrangtypen dargestellt. Zusätzlich erfolgt der Nachtankprozess in ähnlicher Geschwindigkeit wie bei einem dieselbetriebenen LKW. Auch die Reichweite kann noch praxisnah dargestellt werden. [61], [67], [68]

Ein wichtiger Faktor stellt die Leistungsdichte dar. In einem begrenzten Bauraum muss bei einem LKW eine relativ hohe Leistung verbaut werden. In Abbildung 18 ist die Entwicklung der Leistungsdichte der letzten Jahre dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass diese einen deutlich steigenden Trend aufweist und zurzeit zwischen 3 kW/l bis 4 kW/l liegt. Dadurch ist der Einbauraum des Brennstoffzellenaggregats vergleichbar mit dem eines Dieselmotors. Durch die zusätzlichen Komponenten, wie der Batterie und dem Elektromotor, und der wesentlich geringeren Energiedichte des Tanksystems im Vergleich zum Dieseltreibstofftank, ergeben sich jedoch Herausforderungen in Bezug auf das Packaging, welche in Kapitel 3.5 näher betrachtet werden. [69]

Powertrain Weight (HD Long Haul)

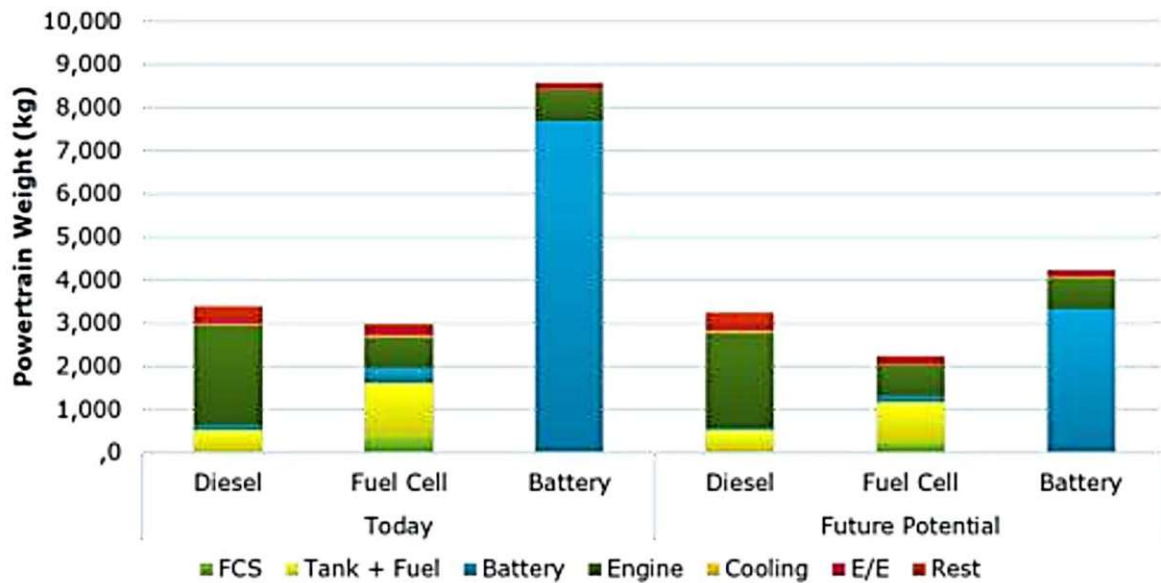


Abbildung 17: Vergleich des Dieselantriebsstrangs zum Brennstoffzellenantriebstrang und batterieelektrischen Antriebstrang bezüglich des Gewichts mit aktueller Technik und Prognose für schwere Nutzfahrzeuge [68]

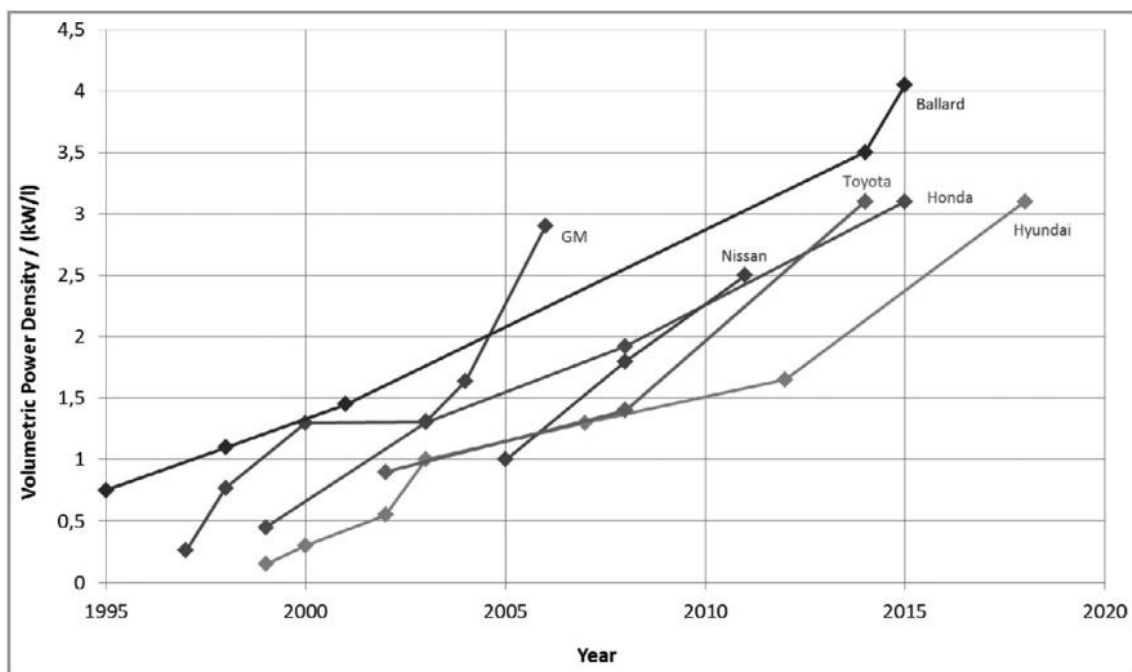


Abbildung 18: Entwicklung der Leistungsdichte von Brennstoffzellen in den letzten Jahren [69]

Weiters müssen die Kosten vergleichbar mit denen eines dieselbetriebenen Fahrzeugs sein, um für den Einsatz in einem Nutzfahrzeug attraktiv zu sein. Ein Vergleich dafür ist in [Abbildung 19](#) dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass zu Beginn die Kosten für ein Brennstoffzellenfahrzeug noch deutlich höher sein werden. Ein wichtiger Aspekt bei den Mehrkosten ist dabei der Treibstoffpreis, der für mit erneuerbaren Energien erzeugten Wasserstoff auf 4 €/kg bis 6 €/kg sinken muss, um konkurrenzfähig zu sein. Ein weiterer Aspekt ist die Lebensdauer und die Weiterentwicklung der Brennstoffzelle.

Hier hat man in den letzten Jahren mit Brennstoffzellenbussen in den USA bewiesen, dass lange Betriebszeiten von bis zu 29.000 h möglich sind. Im Vergleich dazu ist bei schweren LKW eine Lebensdauer von 20.000 h bis 30.000 h gefordert, um die gleiche Kilometerleistung wie ein Dieselmotor zu erreichen. Es gilt jedoch zu beachten, dass einerseits die Leistung der Brennstoffzelle mit der Zeit um bis zu 10 % abnimmt und diese langen Betriebszeiten mit Brennstoffzellenaggregaten meist nur mit einer geringeren Leistungsdichte erreicht werden. Ein weiterer wichtiger Aspekt ist, dass der Wasserstoff in hochreiner Form vorliegen muss, da es sonst zu einer Vergiftung der Brennstoffzelle kommt. Dies hätte zur Folge, dass die Leistungsfähigkeit deutlich und dauerhaft gesenkt ist. [68], [70]

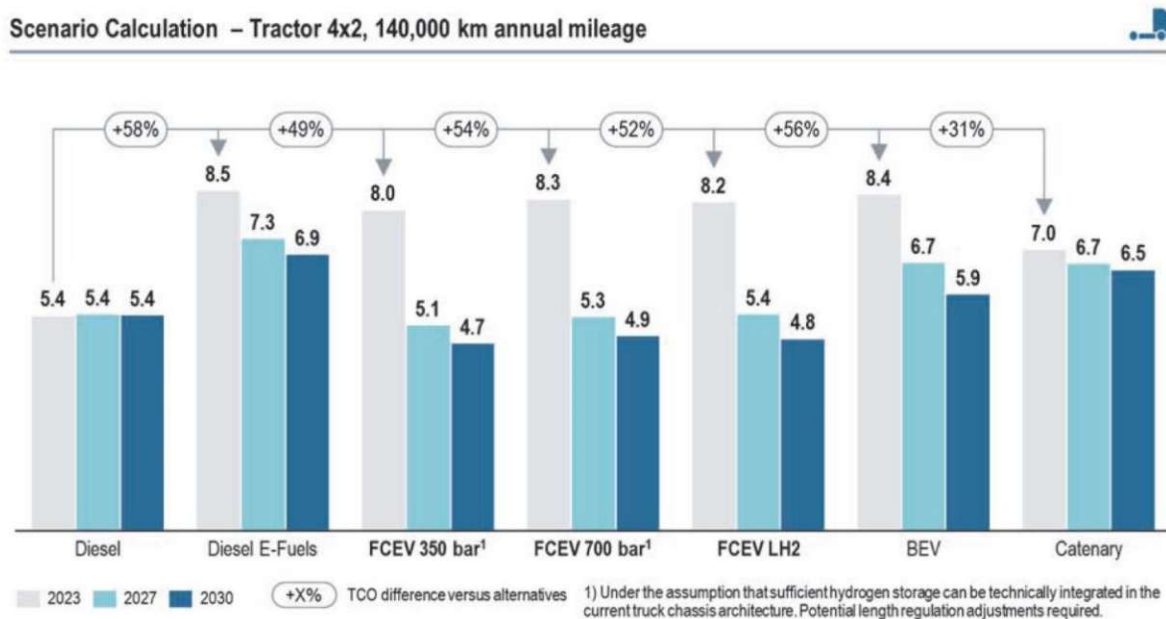


Abbildung 19: Kostenvergleich zwischen verschiedenen Antriebskonzepten für eine typische Sattelzugmaschine. (Cent/Tonne km) [71]

Passend zum Fahrzeugkonzept wird das Brennstoffzellensystem unterschiedlich betrieben. Bei einem Range Extender Konzept wird die Brennstoffzelle mit möglichst wenig Ein- und Ausschaltvorgängen belastet. Zusätzlich ist der bevorzugte Lastpunkt möglichst nahe am Wirkungsgradoptimum des Brennstoffzellensystems eingestellt. Wird eine langanhaltende hohe Leistungsanforderung vom Antrieb festgestellt, muss die Leistungsabgabe der Brennstoffzelle erhöht werden, sodass der Ladezustand der Batterie gehalten werden kann (charge sustaining). Falls die Leistungsanforderung zu hoch ist und die Brennstoffzelle die Last nicht alleine abdecken kann, wird die Batterie entleert. Dies kann zu einem Leistungseinbruch (Derating) bei leerer Batterie führen. Durch das Range-Extender Konzept kann die Dynamik des Brennstoffzellensystems gering gehalten werden, wodurch die Lebensdauer steigt. Durch die geringere Dynamik ist die notwendige Befeuchtung der Brennstoffzellenmembran einfacher zu gewährleisten und das Wassermanagement der Brennstoffzelle leichter umzusetzen.

Daraus lässt sich ableiten, dass für Nutzfahrzeuggrennstoffzellensysteme eine Betriebsstrategie mit möglichst wenigen Lastsprüngen verwendet werden sollte. [72] Im PKW Segment ist die Anforderung an die Lebensdauer mit ca. 6000 h deutlich geringer, wodurch ein Betrieb mit höherer Dynamik und damit auch eine kleinere Pufferbatterie eingesetzt werden kann. [73]

Eine Strategie um Kosten zu sparen und die Entwicklungsarbeit im PKW Sektor auf die Nutzfahrzeuge zu übertragen, stellen modulare Brennstoffzellenaggregate dar. Dabei werden mehrere Aggregate in einem Fahrzeug kombiniert, um die hohe Leistung für schwere LKWs bereitstellen zu können. Ein weiterer Vorteil dieser Ausführung ist, dass durch die Redundanz das Risiko für einen Komplettausfall deutlich reduziert wird. Werden Probleme bei einem Aggregat festgestellt, kann das andere übernehmen und das Gesamtsystem mit verminderter Leistung und vermindertem Wirkungsgrad betrieben werden. Bei sehr niedrigen Leistungsanforderungen, wie zum Beispiel der Leistungsbereitstellung für ein Kühlaggregat während der Ruhepause, kann auch nur ein Brennstoffzellenmodul in Betrieb genommen werden um den Wirkungsgrad und die Lebensdauer des Gesamtsystems zu steigern. Ein Nachteil dieses Konzepts ist jedoch, dass dadurch Abstriche hinsichtlich Bauraumbedarf des Brennstoffzellensystems gemacht werden müssen. [73], [74]

Eine Herausforderung stellt die Kühlung dar. Durch die niedrige Abgastemperatur muss die Verlustenergie der Brennstoffzelle beinahe vollständig durch ein Kühlsystem abgeführt werden. Zusätzlich ist die Betriebstemperatur der Brennstoffzelle mit bis zu 90 °C niedriger als bei einem Verbrennungsmotor. Deshalb muss die Kühlfläche der Wasserkühlung im Vergleich zu einem Dieselmotor mit äquivalenter Leistung beinahe verdreifacht werden. Dies erfordert viel Platz für Wärmeübertrager, wodurch das Packaging nochmals kritischer wird. [67], [68]

Da, wie schon erwähnt, Wasser als Nebenprodukt kontinuierlich anfällt, muss dieses auch abgeführt werden. Dies kann bei tiefen Temperaturen zu Problemen durch Vereisung der Straßen führen. Auch beim Abstellen sollte mit der Betriebsstrategie darauf geachtet werden, dass das Wasser aus der Brennstoffzelle entfernt wird, um Schäden zu vermeiden. Die Betriebsstrategie muss auch beim Kaltstart dafür sorgen, dass die Brennstoffzelle möglichst rasch auf Betriebstemperatur gebracht wird, da bei niedrigen Temperaturen kaum Leistung von der Brennstoffzelle abverlangt werden kann.

Trotz der Herausforderungen für einen Brennstoffzellenantrieb in einem schweren Nutzfahrzeug haben einige Hersteller Prototypen gebaut, bzw. Modelle in Zukunft in Aussicht gestellt. Mercedes Benz ist hierzu zurzeit mit einem Prototypen auf der öffentlichen Straße für Testzwecke unterwegs. In Abbildung 20 ist die Designstudie sowie der fahrbereite Prototyp dargestellt. Anhand dieser Bilder kann man erkennen, dass das Packaging ein ernsthaftes Problem darstellt und deshalb hinter der

Fahrerkabine Raum für die benötigten Aggregate erforderlich ist. Zusätzlich sieht man auch, dass mit dem fahrbereiten Prototypen auf das Kühlproblem eingegangen wurde. Der LKW kann eine Nutzlast von 25 t transportieren und weist dabei eine Gesamtmasse von 40 t auf. Die Brennstoffzelle hat eine Leistung von 300 kW und treibt damit zwei E-Maschinen mit insgesamt 460 kW Dauer- und 660 kW Spitzenleistung an. Der Pufferakku verfügt über eine Speicherkapazität von 70 kWh und kann eine Leistung von bis zu 400 kW liefern. Der Wasserstoff wird im Prototypen noch gasförmig in Hochdrucktanks gespeichert. Später soll auf Flüssigwasserstoff umgestiegen werden. Ab 2027 ist die Serienproduktion vorgesehen. [75], [76], [77]



Abbildung 20: Mercedes Benz GenH2 Sattelzugmaschine (links: Designstudie inkl. Brennstoffzellenaggregat; rechts: fahrbereiter Prototyp) [76], [77]

Mit Nikola hat sich auch ein erst 2015 gegründetes Start-up dem BZ-SZ verschrieben. In Kooperation mit Iveco sollen jedoch zunächst batterieelektrische LKW entstehen. Mitte 2023 soll dann der erste BZ-SZ vom Band laufen. Es wird dabei eine Reichweite von über 500 Meilen (805 km) und eine kontinuierliche Motorleistung von 474 kW (645 PS) angegeben. Die Nachtankzeit soll bis zu 20 Minuten betragen. Bis jetzt wurde von dem Unternehmen jedoch noch kein fahrtüchtiges Brennstoffzellenfahrzeug der Öffentlichkeit vorgestellt. [78], [79]

Auch die Hyundai Motor Company beschäftigt sich mit Brennstoffzellenantrieb in schweren Nutzfahrzeugen. Seit 2020 liefert das Unternehmen Gliederzüge an Kunden in der Schweiz aus. Mit einem Gesamtgewicht von 36 t, zwei Brennstoffzellensystemen mit jeweils 95 kW Leistung und einer Batterie mit einer Kapazität von 73,2 kWh wird eine E-Maschine mit 350 kW angetrieben. Mit 34,5 kg Wasserstoff, welcher bei 350 bar gasförmig gespeichert wird, ist dabei eine Reichweite von ungefähr 400 km möglich. In Zukunft soll eine 3-Achsige Sattelzugmaschine mit bis zu 40 t Gesamtgewicht verfügbar sein. [80], [81]

2.4.3.2. Wasserstoffverbrennungsmotor

Mit der Verbrennung von Wasserstoff in einem Verbrennungsmotor kann ebenfalls ein Fahrzeug angetrieben werden. Der Vorteil gegenüber der Brennstoffzelle besteht dadurch, dass ein Großteil der Motorkomponenten eines Dieselmotors weiter eingesetzt werden können, wodurch sich Kostenvorteile ergeben. Zusätzlich verlangt

der Verbrennungsmotor eine geringere Reinheit des Wasserstoffs, wodurch der Treibstoff günstiger hergestellt werden kann. Durch die gleiche Betriebstemperatur von Wasserstoffverbrennungsmotor (H_2 -Motor) und Dieselmotor werden wesentlich geringere Anforderungen vom H_2 -Motor an das Kühlsystem im Vergleich zu einem Brennstoffzellenantrieb gestellt. Der Brennstoff kann sowohl in den Ansaugtrakt, als auch direkt in den Brennraum eingeblasen werden. Die Auslegung der Einspritzung ist dabei von wesentlicher Bedeutung, um Frühzündungen sowie Rückzündungen in den Ansaugtrakt zu vermeiden, da sonst eine Beschädigung des Motors möglich wäre. Da der H_2 -Motor für den Betrieb Schmieröl benötigt und dieses in kleinen Mengen in den Verbrennungsraum gelangt, erzeugt der Motor geringe Mengen an CO und HC. Diese sind aber so niedrig, dass der Motor in dieser Hinsicht immer noch als Zero Emission Motor gilt. Ein größeres Problem stellen die Stickoxide dar. Um die hohen Stickoxidemissionen zu vermeiden und die Verbrennung zu stabilisieren muss daher mit einem relativ hohen Luft-Kraftstoffverhältnis von mindestens 2,4 über das gesamte Kennfeld gefahren werden. Dies führt zu sehr hohen Anforderungen an das Ansaug- und Aufladungssystem, welche diese Mengen an Frischluft bereitstellen müssen. Die nicht vermeidbaren NO_x Rohemissionen müssen dann noch mithilfe einer Abgasnachbehandlung in Form eines SCR-Katalysators reduziert werden, wodurch diese im WHTC auf unter ein Hundertstel g/kWh abgesenkt werden können. Als Reduktionsmittel kann dabei auch Wasserstoff verwendet werden. [82], [83], [84]

In Abbildung 21 sind die NO_x Rohemissionen und der thermische Wirkungsgrad dargestellt. Hier erkennt man, dass der Wirkungsgrad schon nahe an einen Dieselmotor herankommt.

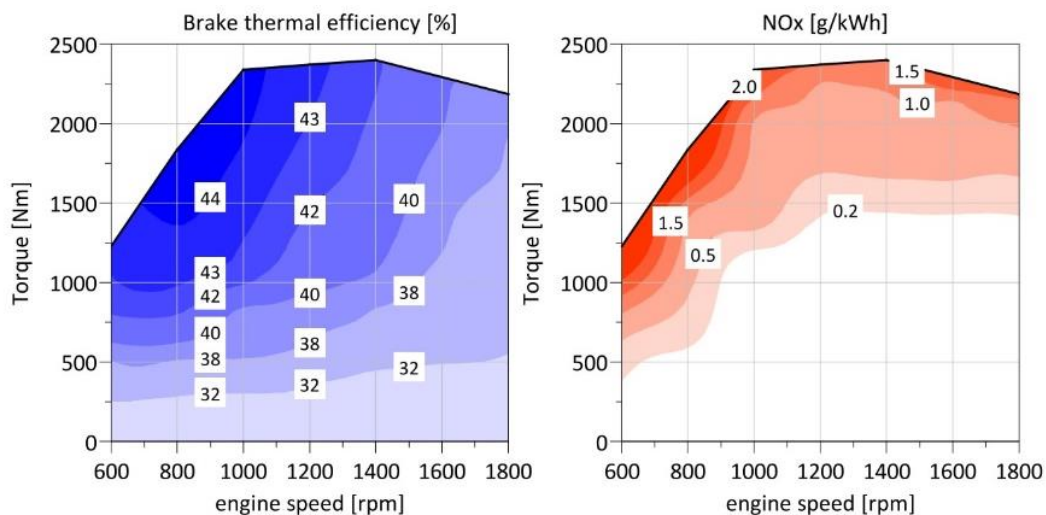


Abbildung 21: Thermischer Wirkungsgrad und NO_x Rohemissionen eines Wasserstoffverbrennungsmotors (MAN H4576, 6-Zylinder 16,8 l Hubraum, 368 kW / 2300 Nm) [83]

Bei hohen Lasten, welche bei schweren Nutzfahrzeugen häufig auftreten, bewegt sich der Wirkungsgrad des Wasserstoffverbrennungsmotors in einem ähnlichen Bereich im Vergleich zu einer Brennstoffzelle. Bei niedrigeren Lasten fällt der H_2 -Motor in Hinsicht des Wirkungsgrades jedoch deutlich hinter die Brennstoffzelle zurück. Zusätzlich ist

eine Energierückgewinnung mit einem Wasserstoffverbrennungsmotor ohne einer geeigneten Hybridisierung nicht möglich, wodurch der Gesamtfahrzeugwirkungsgrad im Vergleich zum Brennstoffzellenantrieb weiter abfällt.

Als führende Konzerne im Bereich der Wasserstoffverbrennungsmotoren haben sich BMW, MAN, Deutz und Keyou etabliert.

2.4.4. Strom

Eine weitere Energieform mit welcher ein Fahrzeug betrieben werden kann, stellt der elektrische Strom dar. Hier kann man zwischen einer Unterstützung des Antriebs als Hybridlösung und einem rein elektrischen Fahrzeug unterscheiden. Bei schweren LKWs gibt es grundsätzlich zwei Konzepte. Der Strom kann einerseits von außen über eine Stromschiene auf den LKW übertragen, oder im Fahrzeug in einer Batterie gespeichert werden. Dabei entstehen unterschiedliche Vor- und Nachteile, welche im Folgenden näher betrachtet werden.

2.4.4.1. Hybrid (Oberleitung)

Dem Einsatz eines konventionellen Hybridantriebsstranges in 40 t Sattelzügen wird wenig Kraftstoffeinsparpotential und Nutzen eingeräumt. Für diese Fahrzeugklasse sieht man, wenn überhaupt, nur einen niedrigen Hybridisierungsgrad, wie in Abbildung 22 zu sehen.

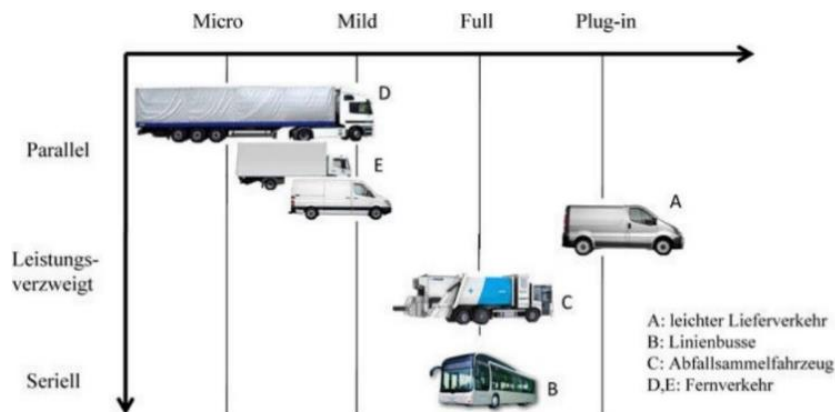


Abbildung 22: Sinnvolle Hybridisierung von Nutzkraftfahrzeugen [7]

Dies ändert sich jedoch mit dem Konzept eines Oberleitungs-LKW, welcher in Abbildung 23 dargestellt ist. Dabei wird an Steigungs- und Gefällstrecken eine Oberleitung für die rechte Spur auf der Autobahn mit hohem LKW Verkehrsaufkommen installiert. Dabei muss die Oberleitung 2-polig sein, da der Rückfluss über die Straße wie bei einem Schienenfahrzeug nicht möglich ist. Der LKW hat zusätzlich zu seinem Dieselmotor eine E-Maschine verbaut, welche mit dem Strom der Oberleitung den Dieselmotor unterstützen kann. An Gefällen könnte Energie rekuperiert und als Strom wieder ins Netz gespeist werden. Dieser Strom kann wie bei der Eisenbahn die entgegenkommenden, an der Steigung fahrenden Fahrzeuge, antreiben. Der große Vorteil dieses e-Highways ist der etwa doppelte Wirkungsgrad

im Vergleich zum Verbrennungsmotor, wodurch Energie gespart und die lokale Luftverschmutzung gesenkt werden kann. Ein Nachteil ist das zusätzliche Gewicht, welches abseits des e-Highways zu erhöhtem Verbrauch führt. Dies macht das System klimapolitisch fragwürdig. Zusätzlich erhöht das System die Anschaffungskosten für einen LKW. Die größten Nachteile sind jedoch die enormen Kosten für die Errichtung und die lange Umsetzungsdauer des Oberleitungssystems. Dabei wird von 10,2 bis 12,2 Milliarden Euro Investitionskosten für ein 4000 km langes Netz ausgegangen. Zusätzlich wären rund 2 % dieser Kosten jährlich für den Betrieb erforderlich. [9], [52], [85]



Abbildung 23: e-Highway mit Oberleitungs-LKW [85]

Das System wäre jedoch auch zur Unterstützung an Steigungen für batteriebetriebene und Brennstoffzellen-LKW geeignet. Hier wären als zusätzliche Bauteile nur der Stromabnehmer mit einem Inverter notwendig.

Für eine ausführliche Darstellung sei auf die Machbarkeitsstudie zur Ermittlung der Potentiale des Hybrid-Oberleitungs-Lkw verwiesen. [86]

2.4.4.2. Batterieelektrisch

Im PKW Sektor wird derzeit mit großem Druck der Wechsel vom Verbrennungsmotor auf das BEV forciert. In diesem Sektor kann die geringere Speicherdichte durch Steigerung des Fahrzeuggesamtgewichts kompensiert und die trotzdem noch geringere Reichweite toleriert werden. Bei schweren LKWs muss die Transportaufgabe mit den spezifischen Eigenschaften des batterieelektrischen Antriebs übereinstimmen. Für kurze Strecken, mit der Möglichkeit Strom während des Be- und Entladevorgangs nachzuladen, kann der batterieelektrische LKW eine attraktive Lösung für die Reduktion der Emissionen darstellen. Mit einer Batteriekapazität von 144 kWh ergibt sich im Vergleich zu einer dieselbetriebenen Sattelzugmaschine ein Mehrgewicht von 400 kg. Der Energiegehalt deckt jedoch nur geringe Reichweiten ab. Berücksichtigt man, dass der spezifische Energieverbrauch eines BEV weniger als die Hälfte beträgt, berechnet sich der durchschnittliche

Verbrauch zu 133,5 kWh/100km (1 l Diesel = 8,9 kWh; 30 l/100km Verbrauch). Für eine Reichweite von 1000 km wäre eine Batterie mit 10 Tonnen erforderlich. Dies wäre nicht mit den vorherrschenden technischen Regelungen bezüglich Masse und Abmessungen vereinbar. Bei Einhaltung dieser Vorschriften würden sich erhebliche Einschränkungen hinsichtlich Ladevolumen und Nutzlast ergeben. [23], [87]

Vorteilhaft beim batterieelektrischen Antrieb sind der geringe Wartungsaufwand, das Entfallen vieler Bauteile, sowie das Elektrifizieren der Nebenaggregate, wodurch der Energieverbrauch weiter sinkt. Eine Antriebstechnik kann sich jedoch nur etablieren, wenn sie sich die Investition innerhalb von 2 Jahren amortisiert. [52], [88]

Trotz der grundlegenden Nachteile eines batterieelektrischen LKWs beschäftigen sich einige Hersteller mit diesem Antriebsstrang. MAN hat mit seinem eTGM einen batterieelektrischen LKW für den städtischen Verteilerverkehr mit maximal 26 t im Programm. Bei gleicher Nutzlast wie bei einem verbrennungsmotorbetriebenen LKW ist eine Reichweite von bis zu 190 km möglich. [89]

Mercedes hat ein Modell in der gleichen Gewichtsklasse im Angebot mit einer höheren Akkukapazität und einer Reichweite von bis zu 400 km. Gleichzeitig darf dieser auch als Gliederzug mit bis zu 40 t gefahren werden. Ab 2024 soll eine Sattelzugmaschine mit batterieelektrischen Antrieb folgen. [90]

Auch Tesla hat mit seinem Semi einen sehr leistungsstarken Sattelschlepper für den amerikanischen Markt in Aussicht gestellt. Für die angepriesene Reichweite von 300 Meilen (483 km) bzw. 500 Meilen (805 km) und einem ausgeschriebenen Verbrauch von <2 kWh/Meile wäre jedoch eine Batteriekapazität von 600 kWh bzw. 1000 kWh erforderlich. [91]

Nikola will ebenfalls mit einem batterieelektrischen Sattelschlepper mit 753 kWh und einer Reichweite von bis zu 350 Meilen (563 km) in den Markt für schwere LKWs einsteigen. Das höchstzulässige Gesamtgewicht wird mit knapp 37,2 t angegeben. Die Fertigung der LKW soll Ende 2021 in Deutschland beginnen. [92]

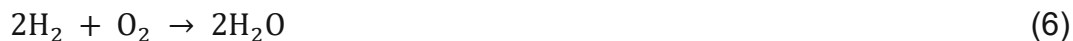
Durch Verbauen einer E-Maschine im Sattelanhängen könnte bei Bremsvorgängen, oder an Gefällen mehr Energie zurückgewonnen werden. Diese Energie könnte für den Betrieb eines Kühlaggregats dienen oder auch vom Antriebsmotor beim Beschleunigen wieder genutzt werden. Es ist jedoch fraglich, ob dieses Konzept Verbrauchsvorteile mit sich bringt. [52]

3. Erstellung des Fahrzeugmodells

In den nachfolgenden Kapiteln wird auf die Erstellung des Fahrzeugmodells eingegangen. Dabei werden ausgehend von den grundlegenden Eigenschaften der einzelnen notwendigen Systeme zur Darstellung eines BZ-SZ, Formeln und Zusammenhänge entwickelt, die mithilfe der Simulationssoftware GT-Suite zu einem Simulationsmodell zusammengefügt wurden. GT-Suite ist eine 1D/3D Multi-Physik Simulationssoftware von Gamma Technologies, die in der Industrie weit verbreitet ist. Die Software baut auf einer Bibliothek von Templates zur Beschreibung verschiedenster physikalischer Systeme auf. Durch Verschalten und Hinzufügen von userdefinierten Formeln, Zusammenhängen und Daten kann so ein physikalisches Simulationsmodell generiert werden.⁴

3.1. Brennstoffzellensystem

Wie bereits erwähnt ist die Brennstoffzelle ein Energiewandler in Form einer galvanischen Zelle, der Wasserstoff und Sauerstoff zu Wasser umwandelt und dabei elektrische Energie erzeugt. Die grundlegenden chemischen Reaktionen in der PEM-Brennstoffzelle stellen dabei Formel (4), Formel (5) und Formel (6) dar. [93]



Die in Formel (4) dargestellte Oxidation von Wasserstoff an der Anode und Reduktion von Sauerstoff an der Kathode in Formel (5) finden räumlich getrennt und ohne äußere Einwirkung statt. Dadurch unterliegt die Brennstoffzelle nicht wie ein Verbrennungsmotor der Carnot Wirkungsgradgrenze. In Abbildung 24 ist der ideale Wirkungsgrad einer Brennstoffzelle und der Carnot-Prozess im Vergleich dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass der ideale Wirkungsgrad der Brennstoffzelle bei niedriger Temperatur auf hohem Niveau und damit weit über dem des Carnot-Prozesses liegt. [93]

Diese hohen Wirkungsgrade sind im Betrieb nicht erreichbar, da kein Prozess ideal ablaufen kann und immer mit Verlusten verbunden ist. Zusätzlich werden für den Betrieb sowie der Erzeugung der notwendigen Leistungsdichte Zusatzaggregate erforderlich. Diese benötigen Energie, wodurch der Wirkungsgrad des Gesamtsystems abnimmt. Der Wirkungsgrad für die Brennstoffzelle ohne Nebenaggregate bewegt sich

⁴ In 16A: GT-Suite Modell in Abbildung 134 ist ein Überblick über das erzeugte Simulationsmodell des BZ-SZ in der Simulationssoftware GT-Suite gegeben.

zwischen 51 % bis 60 %. Bei Betrachtung des Systems sinkt er auf ca. 41 % bis 53 %.
[73]

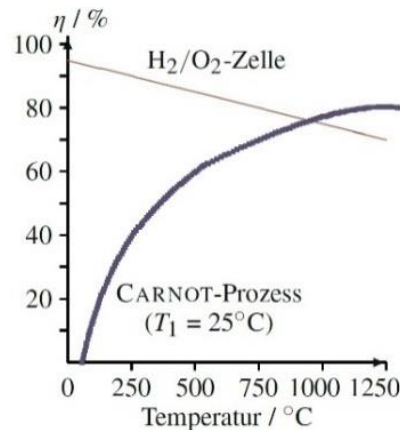


Abbildung 24: Wirkungsgradvergleich einer Idealen Brennstoffzelle mit einem idealen Verbrennungsmotor [93]

In [Abbildung 25](#) ist eine schematische Darstellung eines Brennstoffzellensystems gezeigt. Das Herzstück stellt dabei der Brennstoffzellenstack dar. Der Verdichter versorgt den Stack über die Luftversorgung (in Grün dargestellt) mit Umgebungsluft. Dabei muss die Luft gefiltert werden, da die Brennstoffzelle sehr empfindlich gegenüber Verunreinigungen in der Luft in Form von Partikeln oder Schadstoffen wie beispielsweise Schwefel, Kohlenwasserstoffen, Kohlenmonoxid, Stickoxiden oder Ammoniak ist. Diese Stoffe können teilweise zu einem kurzzeitigen Leistungsverlust, irreversiblen Langzeitschäden oder sogar zu einem Totalschaden führen. Die feine Filterung führt dazu, dass das Abgas der Brennstoffzelle einen positiven Effekt auf die Feinstaubbelastung in Ballungszentren haben kann. [81], [94], [95]

Zusätzlich ist die Feuchte der Luft von großer Bedeutung für die Funktion der Brennstoffzelle. Durch die Erhöhung des Drucks mithilfe des Verdichters steigt die Temperatur und gleichzeitig fällt die relative Luftfeuchtigkeit. Deshalb muss die verdichtete Luft mithilfe eines Wärmetauschers gekühlt und mithilfe eines Befeuchters mit Wasser angereichert werden. Die Feuchtigkeit wird dabei vom Abgas gewonnen. Mit einem Druckregelventil wird der Druck im Stack eingestellt. Auf der Wasserstoffseite (in Türkis dargestellt) wird mit einem Regelventil der Druck vom Wasserstoffbehälter über zwei Stufen auf den Betriebsdruck von 1 - 3 bar reduziert. Wie bereits erwähnt, erwärmt sich der Wasserstoff durch den Joule Thomson Effekt bei der Druckminderung, weshalb ein Wärmetauscher notwendig ist, um den Wasserstoff abzukühlen. Um den Verbrauch von Wasserstoff zu reduzieren, wird der nicht verbrauchte Brennstoff über einen Wasserabscheider mithilfe eines Kompressors auf die Stackeinlassseite gefördert. Um die PEM-Brennstoffzelle über eine lange Zeit betreiben zu können, muss der zugeführte Wasserstoff eine hohe Reinheit aufweisen. [94]

Da wie bereits erwähnt bei der Reaktion Wärme frei wird, muss ein Kühlsystem implementiert werden. Dabei ist in Rot das vom Stack und den Wärmetauschern für

die Luft- und die Wasserstoffseite erwärmte Kühlmittel dargestellt. In Blau ist dann das vom Kühlmittelkühler gekühlte Kühlmittel dargestellt. Grundsätzlich ist der Kühlkreislauf einer Brennstoffzelle wie für einen Verbrennungsmotor aufgebaut. Der Unterschied ist durch den benötigten Ionentauscher gegeben. Zusätzlich ist das Temperaturniveau des Kühlkreislaufes niedriger, da die PEM-Brennstoffzelle zwischen 65 °C bis 90 °C betrieben wird. Der erzeugte Strom der Brennstoffzelle wird mit einem DCDC-Konverter auf die Spannungslage des Fahrzeuges transformiert. [67], [94]

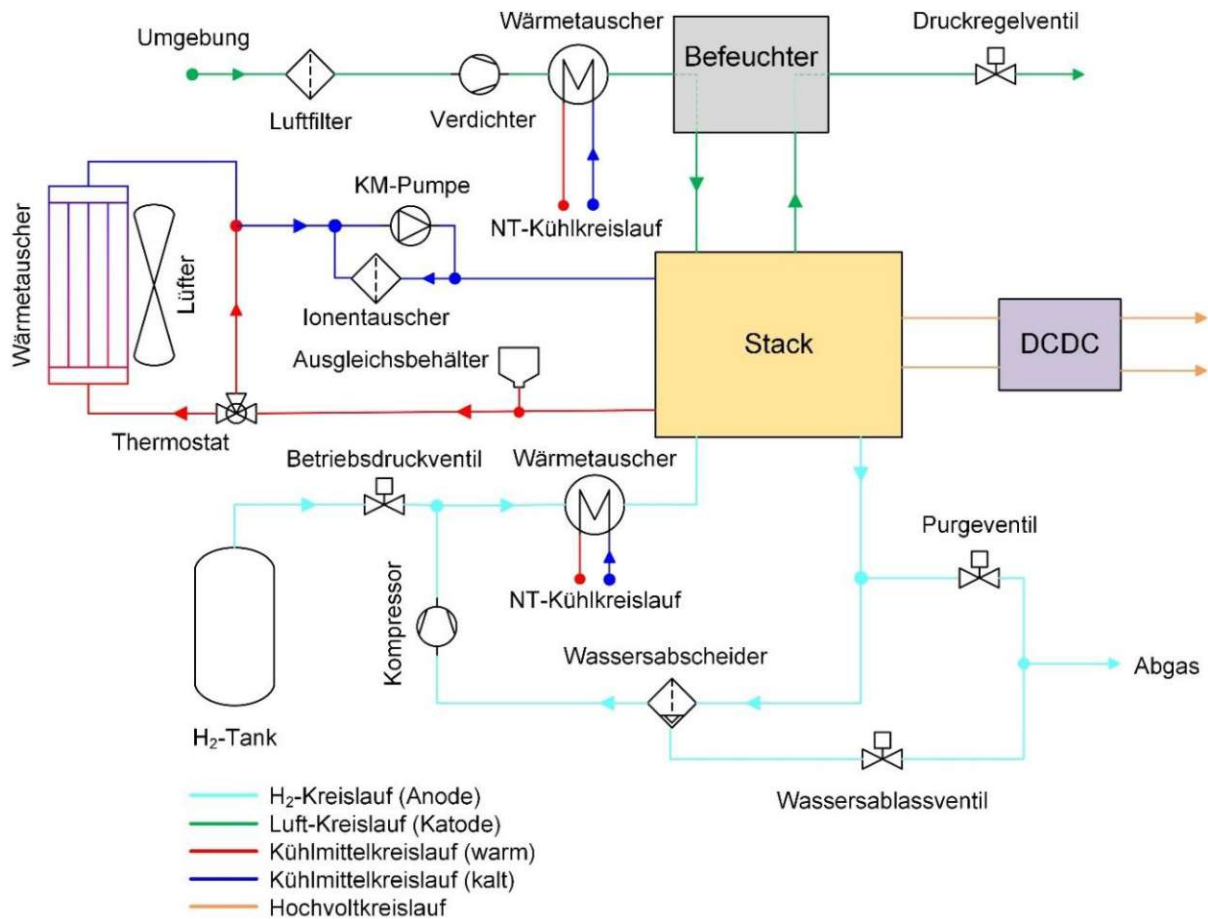


Abbildung 25: Schematische Darstellung eines Brennstoffzellensystems [61], [96]

Um einen reibungsfreien und effizienten Betrieb des Brennstoffzellensystems zu gewährleisten, müssen die Einzelkomponenten aufeinander abgestimmt sein. Zusätzlich muss die Leistung des Systems den Anforderungen durch das Fahrprofil des Fahrzeuges gerecht werden. Für die Abschätzung der Brennstoffzellenleistung wurden mehrere Aspekte berücksichtigt. Einerseits benötigt ein 40t-Sattelschlepper knapp 100 kW Motorleistung bei 85 km/h auf der ebenen Fahrbahn. Andererseits sollte auch eine typische Steigung auf Autobahnen die Geschwindigkeit des BZ-SZ nicht zu stark reduzieren, um ein Verkehrshindernis darzustellen, weshalb die Leistung der Brennstoffzelle deutlich höher angesetzt werden sollte. Es muss jedoch auch darauf geachtet werden, dass die Kosten des Systems gering gehalten werden. Zusätzlich muss auch auf das Packaging und den verfügbaren Bauraum sowie die

Wärmeableitung geachtet werden, wodurch die einsetzbare Leistung begrenzt wird. Durch die Vorgabe der Mindestnutzleistung von 200 kW bei einem 40t-Sattelschlepper und den technischen Daten von Sattelschlepperprototypen, wurde die Brennstoffzellenstackleistung auf 300 kW für das Simulationsmodell festgelegt. Trotz der parasitären Leistung der Nebenaggregate wird dadurch die Mindestnutzleistung auch bei leerer Batterie erfüllt. [7], [13]

3.1.1. Brennstoffzellenstack

Der Brennstoffzellenstack stellt das Herzstück des Brennstoffzellensystems dar. Er ist aus mehreren Einzelzellen aufgebaut, da die Spannung einer Einzelzelle für den Einsatz in einem Fahrzeug zu niedrig ist. Theoretisch beträgt die Spannung bis zu 1,23 V. In der Realität reicht das Spannungsspektrum von ungefähr 1 V bei Leerlauf bis 0,6 V bei Nennleistung. Um eine Spannung von mehreren 100 V zu erreichen, müssen hunderte Zellen in Serie geschaltet werden. In [Abbildung 26](#) ist zur Veranschaulichung ein Brennstoffzellenstapel dargestellt. [93]

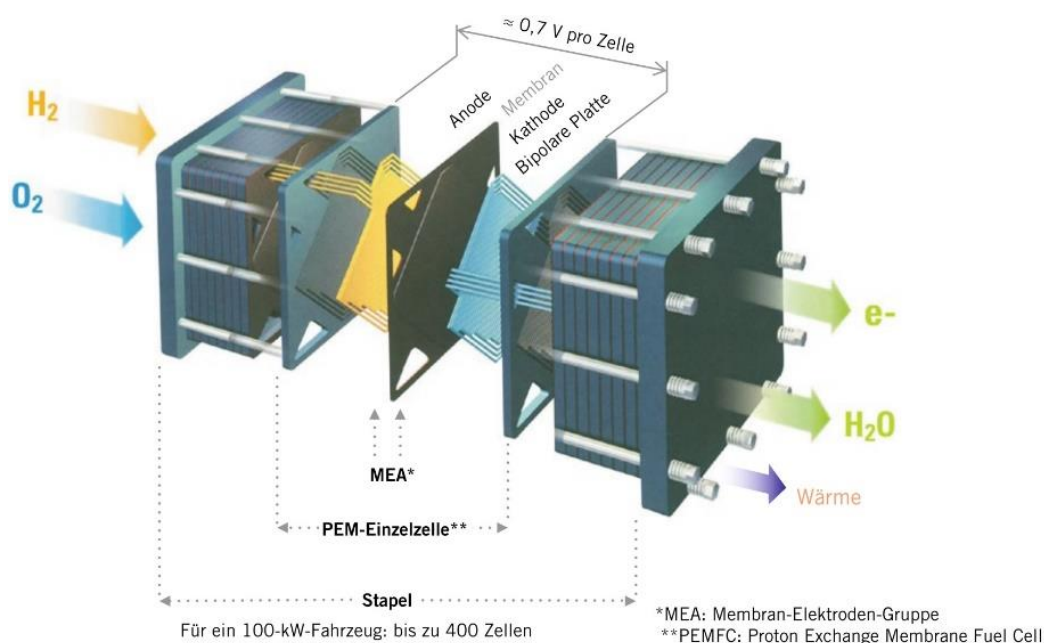


Abbildung 26: Funktionsdarstellung eines Brennstoffzellenstapels [97]

Eine Einzelzelle besteht aus mehreren Komponenten. In [Abbildung 27](#) ist für die Erklärung eine schematische Darstellung angeführt. Wie bereits erwähnt, entspricht die Brennstoffzelle einer galvanischen Zelle. Diese ist aus zwei Elektroden, der Anode und der Kathode und einer Trennschicht, der Membran, aufgebaut. Über die Kanäle der Anodenplatte wird der Wasserstoff großflächig zum Gas-Diffusion-Layer (GDL) gefördert. Dort wird durch die Porosität dieser Schicht eine gleichmäßige Verteilung des Wasserstoffs auf die reaktive Fläche der Elektrode gewährleistet. Der Zusammenbau aus dem reaktiven Teil der Elektroden sowie der Membran ist verpresst und wird als Membran-Elektroden-Assembly (MEA) bezeichnet. Der GDL hat zusätzlich die Aufgabe Abwärme und Reaktionswasser zur Anodenplatte abzuführen

und eine elektrische Verbindung zu gewährleisten. An der mit Platin beschichteten Anode wird der Wasserstoff, unter Abgabe von 2 Protonen und 2 Elektronen, wie in Formel (4) dargestellt, oxidiert. Die Elektronen werden über den GDL zur Anodenplatte geleitet. Die Protonen können durch die Membran unter Beisein von Wasser diffundieren. [93], [98]

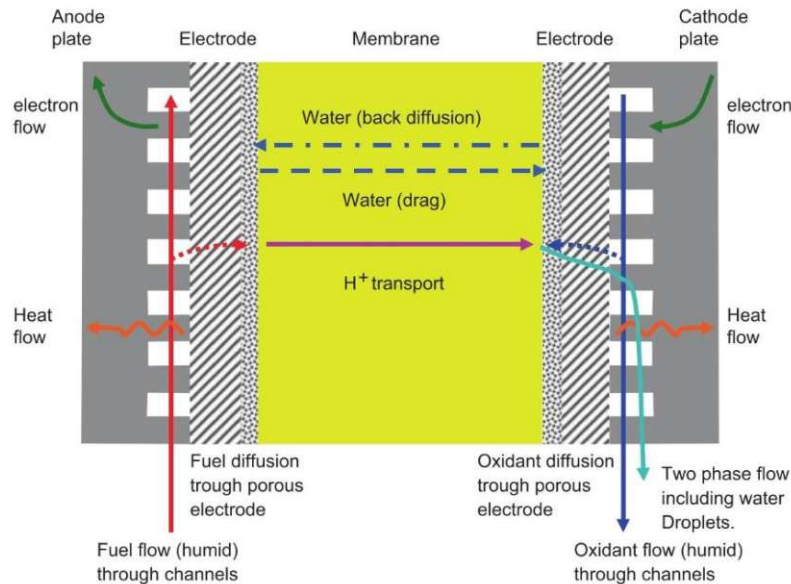


Abbildung 27: Schematische Darstellung einer PEM-Brennstoffzelle [98]

Über die Kanäle in der Kathodenplatte wird Luftsauerstoff zum GDL an der Kathodenseite gefördert. Hier hat der GDL die gleiche Aufgabe, das Gas gleichförmig über die Elektrode zu verteilen. An der mit Platin beschichteten aktiven Katalysatoroberfläche reagiert der Luftsauerstoff mit den Protonen und den Elektronen, welche über den Verbraucher geleitet wurden, zu Wasser (Formel (5)). Da die Reaktion an der Kathode wesentlich langsamer abläuft, wird die Luftseite überstöchiometrisch betrieben. Zusätzlich kann dadurch der über die einzelne Zelle abnehmende Sauerstoffgehalt aufgrund des Verbrauches kompensiert und somit die Leistungsabgabe über die Zelle vereinheitlicht werden. Auch etwaige Auswirkungen durch eine unregelmäßige Verteilung des Luftsauerstoffs in der Zelle können so abgeschwächt werden. [98], [99]

Für den Transport der Reaktanten ist eine relative Feuchtigkeit der Kathodenluft von bis zu 80 % für die MEA essentiell. Weißt die Luft eine zu niedrige Feuchtigkeit auf, trocknet die Membran aus. Dadurch steigen der Widerstand beim Protonentransport und damit die Verluste, wodurch wiederum die Leistung sinkt. Das Wassermanagement stellt damit eine Schlüsselaufgabe bei der PEM-Brennstoffzelle dar. Kann das Wasser jedoch nicht ausreichend vom Reaktionsort und aus den Kanälen entfernt werden, kommt es zur Blockade von reaktiver Fläche, wodurch die Leistung der Zelle ebenfalls sinkt. [103]

Durch Temperaturschwankungen in der Zelle ändert sich die Aufnahmefähigkeit der Luft von Wasser, folglich ändert sich die relative Luftfeuchtigkeit. Steigt die Temperatur

an, sinkt die relative Luftfeuchte ab. Sinkt hingegen die Temperatur, reduziert sich auch die Speicherfähigkeit von Wasser in der Luft. Dies kann bei einem langsamen Thermomanagement zu Problemen durch kondensierendes Wasser und damit zur Blockade von der Versorgung führen. Aufgrund des Effekts der Elektro-Osmose wird Wasser von den Protonen angezogen und durch deren Wanderung von Anode zur Kathode transportiert. Zusätzlich wird auf der Kathodenseite viel Wasser produziert. Dadurch bildet sich ein starker Konzentrationsgradient zwischen Anode und Kathode aus, wodurch es es zu einer Wasser-Rückdiffusion zur Anode kommt. Gleichzeitig diffundiert auch Stickstoff auf die Anodenseite, wodurch die Konzentration des Wasserstoffes sinkt. Dies führt wiederum zu einer abnehmenden Leistung, weshalb der Anodenkreislauf periodisch gespült werden muss. Dabei wird das Purge-Ventil geöffnet und der mit Störgasen angereicherte Wasserstoff aus dem Anodenkreislauf ausgeblasen. Dabei muss beachtet werden, dass der Druckunterschied zwischen Anodenseite und Kathodenseite nicht zu groß ist, da sonst die Membran stark belastet wird und unter Umständen sogar mechanischen Schaden nehmen kann. Zusätzlich darf auch der Druckunterschied zum Kühlkreislauf nicht zu groß sein, da die dünnen Bipolarplatten sonst ebenfalls beschädigt werden können. Dies führt dazu, dass beim Purgen der Druck an der Luftseite und beim Kühlkreislauf im gleichen Maße abgesenkt werden muss, sowie der Druck im Anodenkreislauf fällt. Zwischen den Elektroden wird dabei eine Druckdifferenz von max. 0,5 bar toleriert. Typischerweise wird der Anodenkreislauf ca. alle 30 s gespült, wodurch es zu Spülverlusten zwischen 2 % bis 8 % kommt. Ausschlaggebend für den Purgeprozess ist dabei die Zelle mit der niedrigsten Spannung im Brennstoffzellenstapel. Der Großteil des überschüssigen Wassers wird über den GDL zur Kathodenplatte gefördert. Mit der überschüssigen Luft an der Kathodenseite wird das Reaktionswasser (dampfförmig und flüssig) aus der Zelle über die Luftkanäle abtransportiert. Die Reaktionswärme wird wiederum über den GDL zur Kathodenplatte geleitet. [61], [98], [99], [100], [101], [102], [104]

Da mehrere Zellen in Serie geschaltet werden und der dadurch entstehende Stapel kompakt ausgeführt sein soll, werden die Anodenplatte und Kathodenplatte zur Bipolarplatte zusammengefasst. Diese übernimmt die Aufgaben der einzelnen Elektrodenplatten und erzeugt dadurch gleichzeitig die Serienschaltung der Zellen. Stand der Technik bei den Bipolarplatten stellen geprägte Folien aus Edelstahl oder Titan dar. Dadurch kann ein kompakter Brennstoffzellenstapel realisiert werden. Durch die Serienschaltung der Zellen ergibt sich der Nachteil, dass die schwächste Einzelzelle die Leistung des Stapels bestimmt. Die Anzahl der Einzelzellen in Serienschaltung bestimmt die Nennspannung des Stacks. Durch die Konstruktion und die verwendeten Materialien lässt sich die Stromdichte einstellen. Dadurch kann die Stromstärke der Zelle aus der Variation der aktiven Fläche generiert werden. Bei vorgegebener Spannungslage kann somit über die Fläche die Nennleistung des Stapels eingestellt werden. [69]

In [Abbildung 28](#) ist dafür die Zellspannungskurve einer Brennstoffzelle dargestellt. Mithilfe dieser Kurve können auch die Hauptverluste in einer Brennstoffzelle visualisiert werden. Das theoretische Maximum wird durch die schwarze Linie, der Thermoneutralspannung, mit 1,48 V erreicht. Dies stellt das Spannungsniveau bei Standardbedingungen dar und leitet sich aus dem Brennwert des Wasserstoffes ab. Durch die Umgebungsbedingungen ist es nicht möglich, das volle Potential auszuschöpfen und es muss um den Temperatur-Entropieterm verringert werden. Deshalb reduziert sich die Spannung auf das Standardpotential, den bereits erwähnten 1,23 V. Durch die Abweichung vom Standardzustand wird die Spannung weiter auf die Nernstspannung reduziert. Sie hängt von der Temperatur und der Aktivität der Reaktanten ab. Durch elektrische Verluste und die Bildung eines Mischpotentials an den Elektroden kommt es zum Absinken der Spannung auf die offene Zellspannung (OCV). Hauptgründe sind hier Oxidationsvorgänge an Verunreinigungen und Platinpartikeln auf der Kathodenseite sowie der wandernden Wasserstoffmoleküle. Die Leerlaufspannung beträgt dabei zwischen 0,9 V bis 1 V. [61], [105]

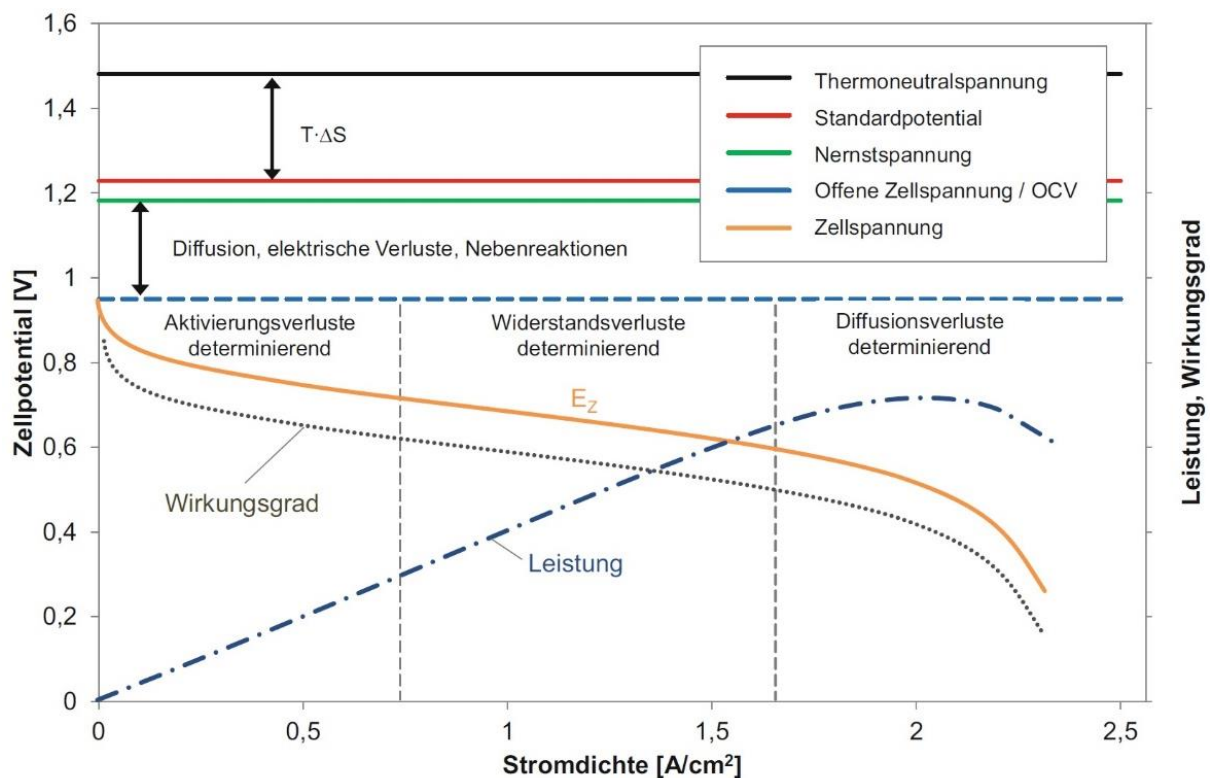


Abbildung 28: Spannungs-Stromdichtekurve inklusive Leistungs- und Wirkungsgradkurve einer Brennstoffzelle [61]

Die bis jetzt erwähnten Spannungsverluste sind unabhängig von der Stromstärke und somit der Leistung der Zelle. Die Charakteristik der Brennstoffzelle ergibt sich durch drei Hauptverluste. Sie sind abhängig von der geforderten Stromstärke mehr oder weniger dominant. Diese irreversiblen Verluste machen sich als Spannungsabfall gegenüber der OCV bemerkbar und werden auch als Überspannungen bezeichnet. Bei geringer Stromdichte sind die Aktivierungsüberspannungen dominant, wodurch die

Spannung exponentiell absinkt. Hervorgerufen wird dieser Effekt durch die kinetische Hemmung an den Phasengrenzflächen der Elektroden. Dies tritt durch die endliche Ladungsdurchtrittsgeschwindigkeit der Elektronen bzw. Ionen auf. Die beteiligten Reaktanten, der Elektrolyt sowie der Katalysator kann diese dabei beeinflussen. Das Spannungsverhalten lässt sich mit der Butler-Volmer-Gleichung beschreiben. Bei höherer Stromdichte sind die Aktivierungsverluste annähernd konstant und die Widerstandsverluste werden dominant. In diesem Bereich sollte die Brennstoffzelle vorwiegend betrieben werden. Die Spannung der Zelle nimmt in diesem Bereich linear mit steigender Stromdichte ab. Verantwortlich für die Überspannung sind die Ohm'schen Widerstände in der Brennstoffzelle, wobei der Elektrolyt die dominierende Komponente darstellt. Bei noch höherer Stromdichte fällt die Spannung rapide ab, da die benötigten Reaktanten nicht schnell genug in der erforderlichen Menge an den Reaktionsort transportiert werden können. Hier spricht man von Diffusionsverlusten. [61], [105]

Dieses Strom-Spannungsverhalten erzeugt den für eine Brennstoffzelle charakteristischen Wirkungsgradverlauf, der mit steigender Last abnehmende Werte aufweist. Durch das Produkt aus Spannung und Strom ergibt sich der Leistungsverlauf. Die Nennleistung wird dabei bei ca. 0,6 V erreicht. Dies ist darauf zurückzuführen, dass dieser Betriebspunkt bei einem Wirkungsgrad von 50 % definiert ist. Dies bedeutet, dass 50 % der Energie im Wasserstoff in Wärme umgewandelt werden. Die Leistung einer Brennstoffzelle lässt sich über den Nennpunkt hinaus nur noch geringfügig steigern. Dies ist aber auch mit erheblichen Wirkungsgradverlusten verbunden und beschleunigt die Degradation der Zelle. [61], [106], [107]

Einen großen Einfluss auf die Spannungs-Stromdichtekurve hat die Luftversorgung der PEM-Brennstoffzelle und wie bereits oben erwähnt die Feuchtigkeitsregulierung der Membran. Durch einen höheren Sauerstoffpartialdruck kann die Spannung und der Wirkungsgrad der Zelle gesteigert werden. Diese Erhöhung kann man durch Steigerung des Drucks erzielen. Im linken Diagramm der Abbildung 29 ist die Polarisationskurve bei variiertem Kathodendruck dargestellt. Dabei ist deutlich die Steigerung der Spannung mit zunehmendem Druck ersichtlich. Der Effekt schwächt sich jedoch mit höherem Druck zunehmend ab. Zusätzlich muss beachtet werden, dass der Druck erst erzeugt werden muss, wodurch bei Berücksichtigung des Energieverbrauchs des Luftverdichters der Wirkungsgrad des Brennstoffzellensystems bei höherem Druck niedriger ausfallen kann. Durch die Erhöhung des stöchiometrischen Luftverhältnisses lässt sich ebenfalls der Sauerstoffpartialdruck erhöhen. Der Effekt bei der Spannungssteigerung, wie im rechten Diagramm der Abbildung 29 zu sehen ist, ist jedoch wesentlich geringer ausgeprägt. Auch hier muss man den Mehrwert durch die Steigerung der Spannung mit der erhöhten Leistungsaufnahme des Luftverdichters gegenrechnen. [98], [100]

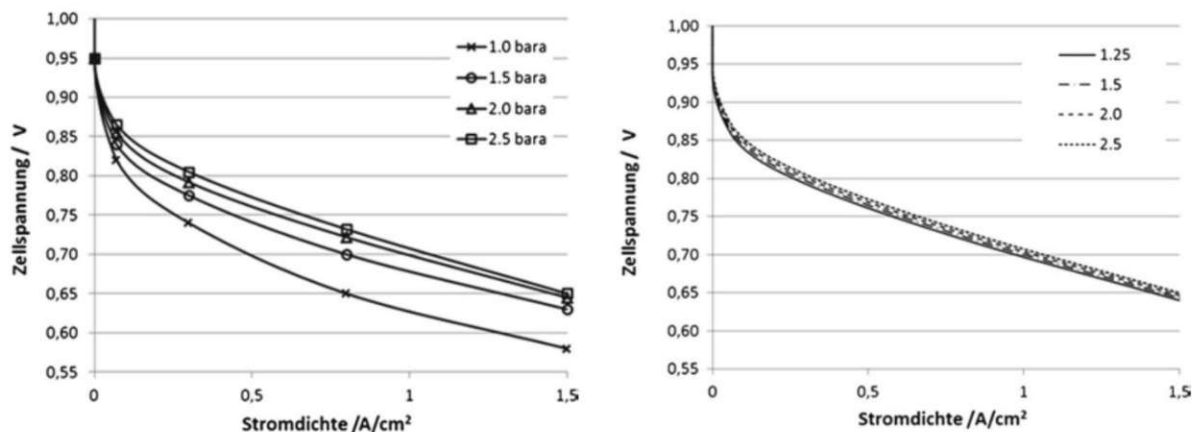


Abbildung 29: Abhängigkeit der Spannungs-Stromdichtekurve einer PEM-Brennstoffzelle vom Druck (links) und Stöchiometrie (rechts) der Luftseite [98]

In [Abbildung 30](#) ist der Effekt des steigenden Widerstandes bei der Protonenleitung in der Membran bei sinkender Feuchtigkeit der Versorgungsgase zu sehen. Dies lässt sich aus der Änderung der Steigung der Polarisationskurve ableiten. Der Haupteinfluss stellt die Feuchtigkeit der Katodenluft dar. Durch die Variation der Feuchtigkeit des Wasserstoffs auf der Anodenseite gibt es nur geringfügige Spannungsänderungen. [108]

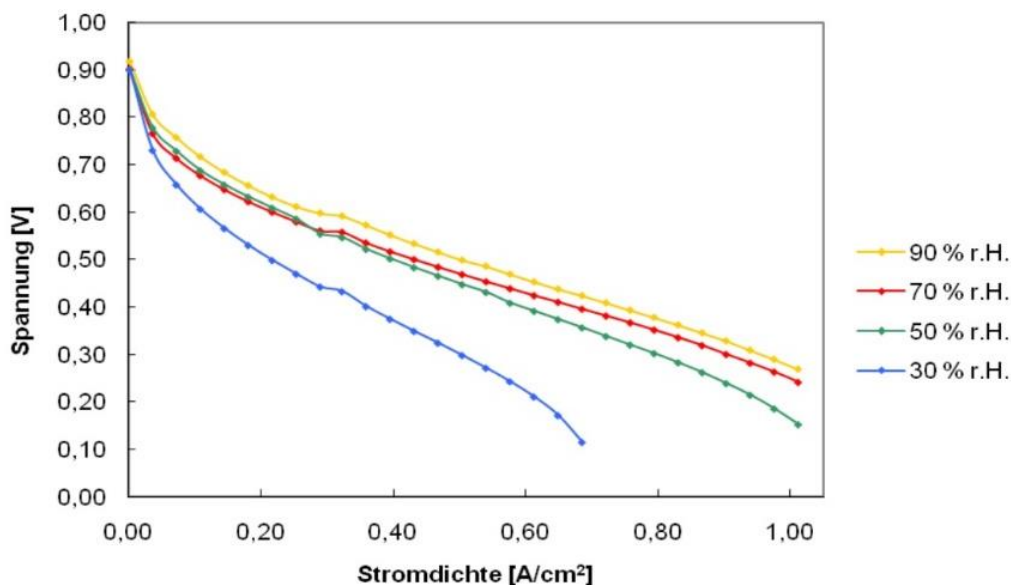


Abbildung 30: Abhängigkeit der Spannungs-Stromdichtekurve einer PEM-Brennstoffzelle von der Feuchtigkeit der Versorgungsgase ($T = 70 \text{ }^\circ\text{C}$; $\lambda_{\text{H}_2} = 1,5$; $\lambda_{\text{Luft}} = 2,2$; $p_{\text{A,K}} = 1 \text{ bar}$) [108]

Ein weiterer großer Faktor für die Optimierung der Polarisationskurve stellt die Betriebstemperatur dar. Bei niedrigen Temperaturen ist die Protonenleitfähigkeit deutlich niedriger, wodurch wieder der Widerstand steigt. Dies ist in [Abbildung 31](#) deutlich zu erkennen. Die Temperaturen sind jedoch begrenzt durch die Eigenschaften der jeweils eingesetzten Membran. Nafion, ein typischer Membranwerkstoff, weist bei ca. $70 \text{ }^\circ\text{C}$ die höchste Protonenleitfähigkeit auf. Wird die Temperatur weiter gesteigert, sinken die Spannungen wieder leicht ab. Zusätzlich muss auch auf den Betriebstemperaturbereich geachtet werden. [99], [108]

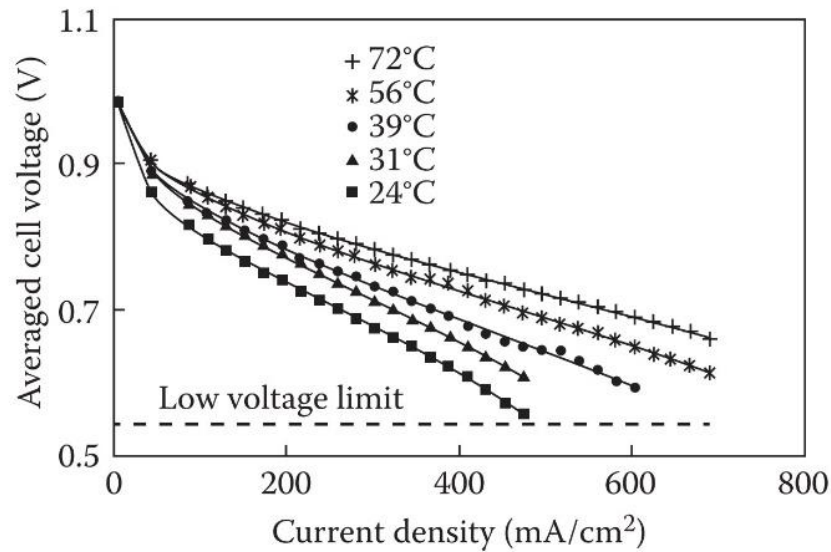


Abbildung 31: Abhängigkeit der Spannungs-Stromdichtekurve einer PEM-Brennstoffzelle von der Betriebstemperatur [99]

3.1.1.1. Kühlung

Eine Brennstoffzelle mit hoher Leistungsdichte erfordert ein leistungsfähiges Kühlsystem. Um die Prozesswärme aus dem Brennstoffzellenstack zu transportieren, reicht eine Luftkühlung nicht aus. Deshalb muss eine Wasserkühlung eingesetzt werden. Die Abwärme entsteht an den Elektroden und muss über den GDL an die Bipolarplatten weitergegeben werden. Eine gute Wärmeleitfähigkeit ist dabei essenziell. Die Bipolarplatten geben die thermische Energie an ein flüssiges Kühlmedium weiter. Dazu muss das Kühlmittel durch den Stack strömen. Um eine möglichst gute Wärmeübertragung zwischen Quelle und Transportmedium zu erreichen, wird das Kühlmittel über mäanderförmige Kühlkanäle zwischen jeweils einer Zelle geleitet (siehe [Abbildung 32](#)).

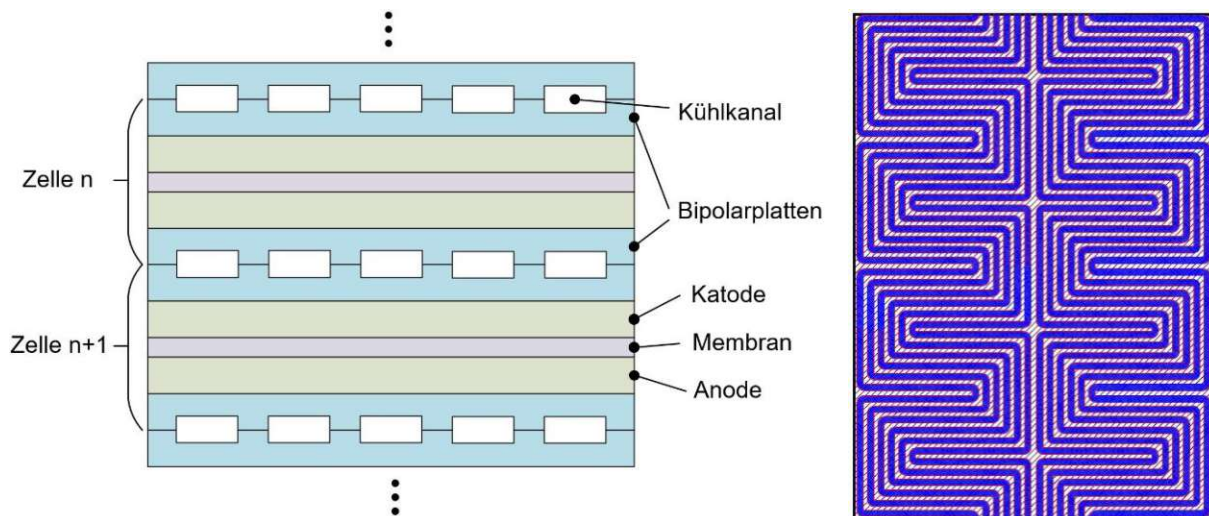


Abbildung 32: Schematische Darstellung des Kühlkanallayouts im Brennstoffzellenstapel

Durch die hohe Leistungsdichte sollte die Wärmeübertragungsfläche möglichst groß sein. Um den Temperaturgradienten im Brennstoffzellenstapel gering zu halten,

werden die einzelnen Zellen parallel durchströmt. In Abbildung 32 ist der für das Modell angenommene Kühlkanalverlauf dargestellt. Als Basis dient die aktive Fläche der Brennstoffzelle. Zur Berechnung des Wärmeübergangs zwischen den Bipolarplatten und dem Kühlmedium muss zunächst eine Abschätzung für den Volumenstrom vorgenommen werden. Durch die Annahme der Brennstoffzellenmaximalleistung von 300 kW bei einem Wirkungsgrad von knapp über 50 %, kann die Verlustleistung mit 300 kW angenommen werden. Mit der Vorgabe einer maximalen Temperaturdifferenz zwischen Kühlmiteleintritt und Austritt in den Stapel von 7 K, den physikalischen Daten und der vorgegebenen Stacktemperatur von 355 K (81,85 °C) kann der benötigte maximale Volumenstrom abgeschätzt werden (siehe 2A: Abschätzung Kühlmittelmassenstrom). Mit knapp 720 l/min kann die geforderte Wärmeleistung abgeführt werden. Mit einer Reynoldszahl zwischen 170 und 680 kann von einer laminaren Rohrströmung im Kühlkanal ausgegangen werden. Über die Berechnung der Nusseltzahl kann anschließend die Wärmeübergangszahl berechnet werden (siehe 3A: Wärmeübertragung Brennstoffzelle – Kühlmittel). Da die Wärmeübergangszahl abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit sowie der Temperatur ist, werden für das Modell mehrere Volumenströme und Temperaturpunkte berechnet und als Look-up Table hinterlegt (siehe Abbildung 33). Die Berechnungsformeln wurden dem VDI Wärmeatlas [109] entnommen.

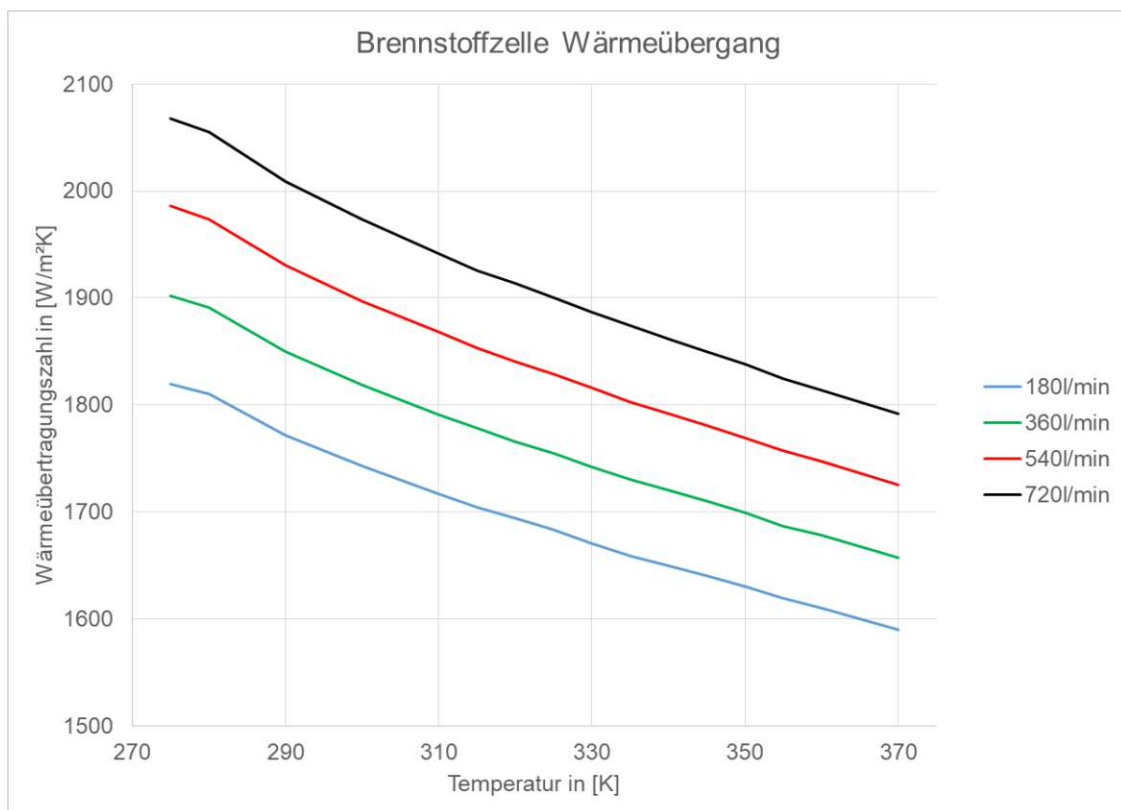


Abbildung 33: Wärmeübergangsverlauf zwischen Bipolarplatte und Kühlmittel in Abhängigkeit von der Temperatur und dem Volumenstrom

Um zusätzlich die Leistung der Kühlmittelpumpe abschätzen zu können, wurde der Druckverlust über die Kühlkanäle berechnet. Als Kühlkanalverlaufsvorlage dient

Abbildung 32. Die Querschnittsabmessungen eines Kühlkanals wurden mit 2,4 mm Breite und 0,6 mm Höhe angenommen. Mithilfe der geometrischen Daten der Kühlkanäle sowie den Stoffdaten des Kühlmittels kann der Druckverlust berechnet werden (siehe [4A: Druckverlust Brennstoffzellenkühlkanäle](#)). Als Basis wurden hier die Berechnungsformeln von Churchill [110] verwendet. Der Druckverlust ist wiederum, wie in [Abbildung 34](#) ersichtlich, von der Temperatur und dem Volumenstrom abhängig und wurde im Modell ebenfalls als Look-up Table hinterlegt.

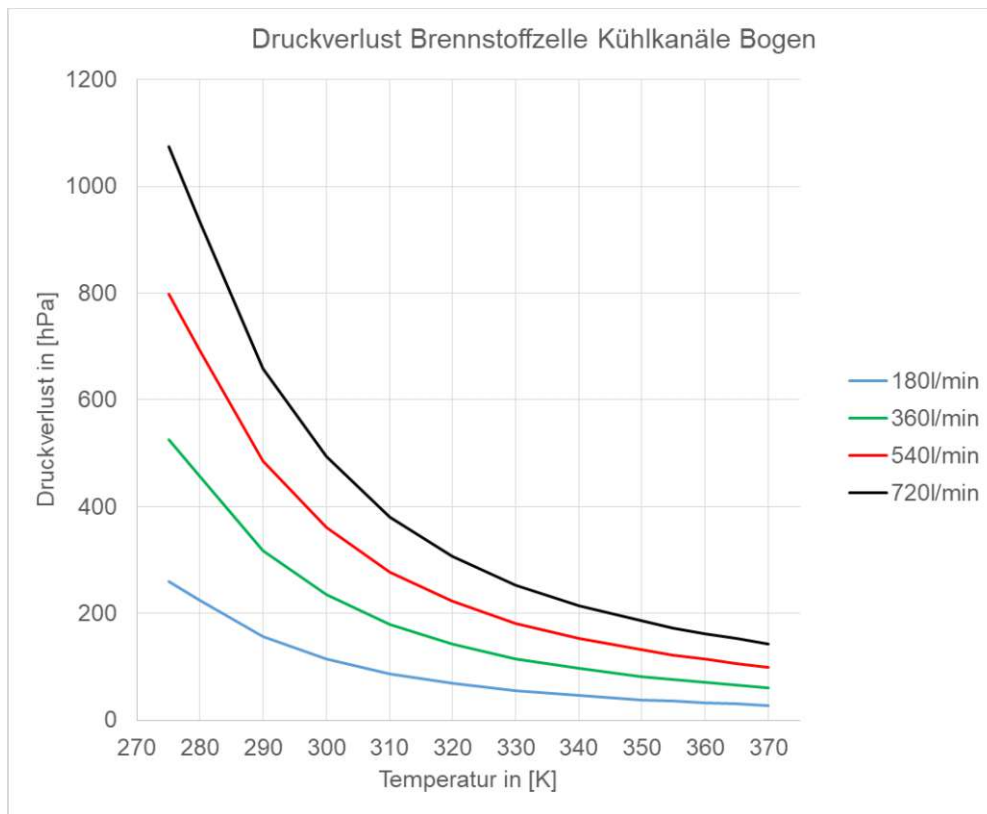


Abbildung 34: Druckverlustverlauf der Kühlkanäle in der Brennstoffzelle abhängig von der Temperatur und dem Volumenstrom

Ein wichtiger Faktor beim Kühlkreislauf einer Brennstoffzelle stellt der Umstand dar, dass die Bipolarplatten stromdurchflossen sind. Dadurch ist es notwendig ein elektrisch nicht leitendes Kühlmedium einzusetzen. Dabei wird eine Wasser-Glykol Mischung im Verhältnis 50:50 mit Additiven verwendet. Zusätzlich wird ein Ionentauscher (Deionisierer) im Nebenstrom verbaut. Dieser sorgt dafür, dass das Kühlmedium eine sehr hohe Reinheit aufweist und dadurch nur eine geringe elektrische Leitfähigkeit hat. [102], [111]

3.1.1.2. Brennstoffzellenstack-Modell

Für das elektrochemische Modell des Brennstoffzellenstacks gibt es ein Template in GT-Suite. Dieses berechnet mit der [Formel \(7\)](#), [Formel \(8\)](#), [Formel \(9\)](#), [Formel \(10\)](#) und [Formel \(11\)](#) die Polarisationskurve der Einzelzelle. Durch Angabe von Ladungstransferkoeffizient, Austauschstromdichte, maximaler Stromdichte, Diffusionskoeffizient und dem spezifischen Ohm'schen Widerstand können die oben

genannten Formeln berechnet werden. Der Ladungstransferkoeffizient beschreibt die Aktivierungsbarriere in den jeweiligen Elektroden. Er liegt grundsätzlich zwischen 0 und 1. Als typisch werden Werte zwischen 0,1 und 0,5 genannt. Deshalb wurde der in den Beispielmotellen verwendete Wert von 0,48 beibehalten. Der Diffusionsverlustkoeffizient berechnet sich grundsätzlich aus dem Produkt der idealen Gaskonstante und der Temperatur dividiert durch die Faraday Konstante. Dieser Wert wurde ebenfalls vom GT-Suite Beispielmotell mit 0,027 V übernommen. Die restlichen drei Variablen sind abhängig von der Temperatur modelliert. [112]

$$V_{\text{Zelle}} = V_{\text{nerst}} - V_{\text{act}} - V_{\text{mt}} - V_{\text{ohm}} - V_{\text{ic}} \quad (7)$$

V_{Zelle}	Zellbetriebsspannung [V]
V_{nerst}	Open circuit Spannung der Einzelzelle [V]
V_{act}	Aktivierungsüberspannung [V]
V_{mt}	Diffusionsüberspannung [V]
V_{ohm}	Ohm'sche Überspannung [V]
V_{ic}	interne Spannungsverluste [V]

$$V_{\text{nerst}} = \frac{-\Delta\bar{g}_f}{2 \cdot F} = \frac{(\bar{g}_f)_{\text{H}_2\text{O}} - (\bar{g}_f)_{\text{H}_2} - \frac{1}{2}(\bar{g}_f)_{\text{O}_2}}{2 \cdot F} \quad (8)$$

$\Delta\bar{g}_f$	freie Enthalpie der Brennstoffzellenreaktion [J/mol]
F	Faraday Konstante [C/mol]
$(\bar{g}_f)_{\text{H}_2\text{O}}$	Gibbs Energie von Wasser bei definierten physikalischen Bedingungen [J/mol]
$(\bar{g}_f)_{\text{H}_2}$	Gibbs Energie von Wasserstoff bei definierten physikalischen Bedingungen [J/mol]
$(\bar{g}_f)_{\text{O}_2}$	Gibb Energie von Sauerstoff bei definierten physikalischen Bedingungen [J/mol]

$$V_{\text{act}} = \frac{R \cdot T}{2 \cdot \alpha \cdot F} * \ln\left(\frac{i}{i_0}\right) \quad (9)$$

R	allgemeine Gaskonstante [J/molK]
T	Temperatur [K]
α	Ladungstransferkoeffizient [-]
i	Stromdichte [A/m ²]
i_0	Austauschstromdichte [A/m ²]

$$V_{\text{mt}} = -C * \ln\left(1 - \frac{i}{i_0}\right) \quad (10)$$

C	Diffusionsverlustkoeffizient [V]
---	----------------------------------

$$V_{\text{ohm}} = i * r \quad (11)$$

r spezifischer Ohm'scher Widerstand [Ωm^2]

Als Basis für die Polarisationskurve des Modells dient Abbildung 28. Die in dieser Abbildung enthaltene Polarisationskurve wurde mit den Nenndaten einer Brennstoffzelle von EKPO Fuel Cell Technologies skaliert. Die Nenndaten sind [Tabelle 5](#) zu entnehmen. Mithilfe dieser skalierten Polarisationskurve wurden die Parameter (Austauschstromdichte, maximale Stromdichte und spezifischer Ohm'scher Widerstand) für die Betriebstemperatur bei 355 K bestimmt. Um die Temperaturabhängigkeit der Polarisationskurve darstellen zu können, wurde die bestimmte Polarisationskurve für 355 K mit den Kennlinien aus Abbildung 31 kombiniert. Dadurch konnten die drei Parameter für verschiedene Temperaturen bestimmt werden. In [Abbildung 35](#) sind die implementierten Look-up Table der Austauschstromdichte, maximalen Stromdichte und des spezifischen Widerstandes dargestellt. Zusätzlich zu den drei genannten Parametern ändert sich auch die Open Circuit Spannung mit der Temperatur, welche ebenfalls in Abbildung 35 angegeben ist.

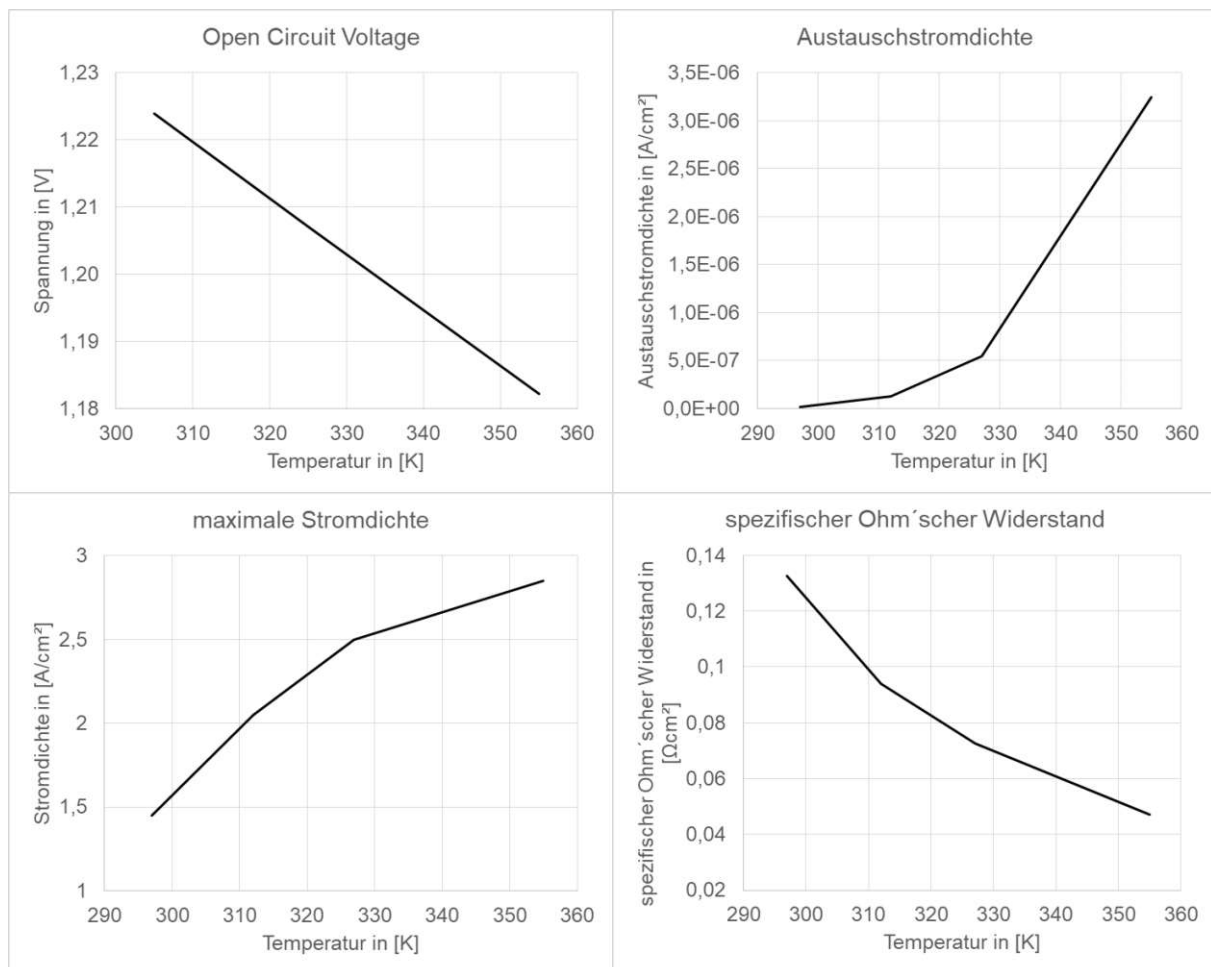
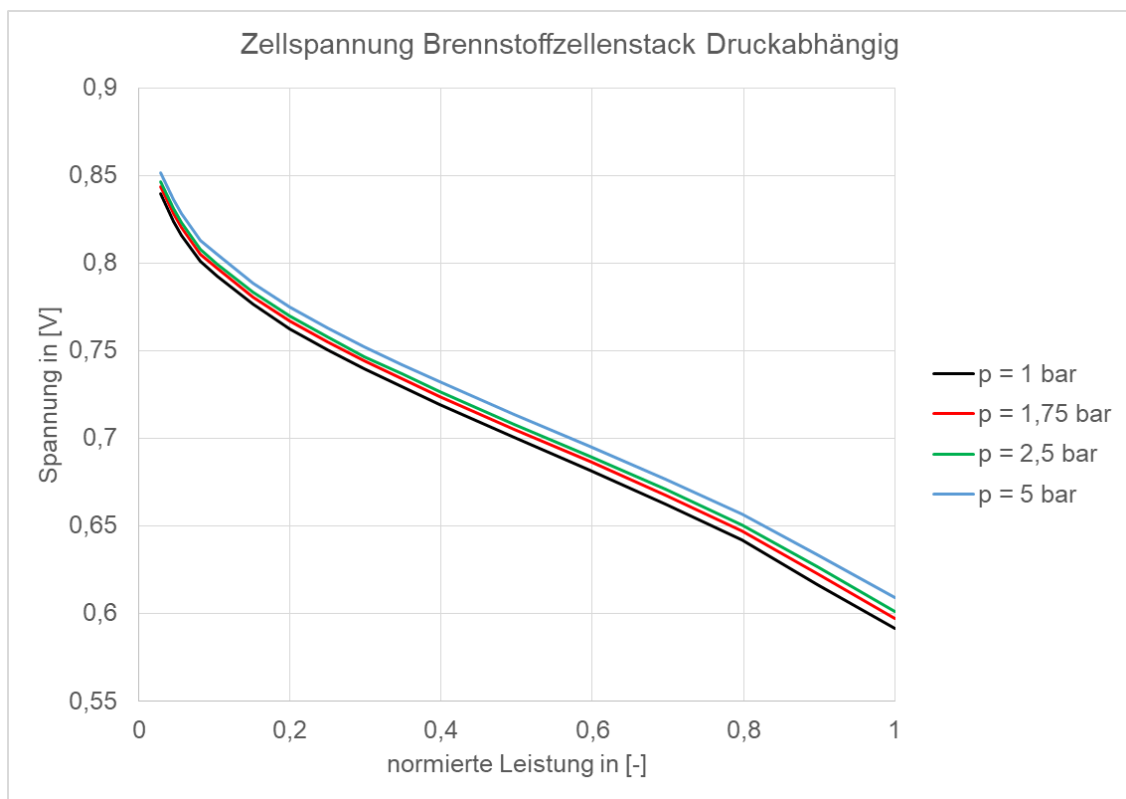


Abbildung 35: Open Circuit Voltage, Austauschstromdichte, maximale Stromdichte und spezifischer Ohm'scher Widerstand abhängig von der Temperatur für das Brennstoffzellenmodell

Tabelle 5: Grunddaten des EPKO NM12 Twin Brennstoffzellenstapel [113]

EKPO NM12 Twin		
Leistungsdichte Stack	[kW/l]	4,0
Nennstrom (bei 0,6 V)	[A/cm ²]	2,28
Bemessungsbetriebsdruck	[hPa]	2.500
Aktive Fläche	[cm ²]	250
Zellabstand	[mm]	1,27

Das Modell berücksichtigt auch die Druckabhängigkeit der Polarisationskurve. Dabei wird der Effekt der Spannungssteigerung mit Steigerung des Drucks, wie in [Abbildung 29](#), bei höheren Drücken immer geringer (siehe [Abbildung 36](#)).

**Abbildung 36:** Druckabhängigkeit der Polarisationskurve des Brennstoffzellenmodells

Die aus dem oben beschriebenen Vorgang hervorgegangene Polarisationskurve und Leistungskennlinie abhängig von der Temperatur ist in [Abbildung 37](#) dargestellt. Im Vergleich zu der Polarisationskurve in [Abbildung 28](#) ist die Kennlinie etwas in Richtung einer höheren Stromdichte gestreckt. Der Nennpunkt ergibt sich bei ca. 300 kW Stackleistung bei einer Einzelzellenspannung von 0,6 V. Die Leistung wird auf zwei Zellstapel mit jeweils 440 Zellen aufgeteilt.

Durch die steilere Polarisationskurve ergibt sich ein niedrigerer Wirkungsgrad bei niedrigen Temperaturen. Zusätzlich sieht man auch, dass bei niedrigeren Temperaturen die Leistungsabgabe stark reduziert ist. Der Wirkungsgrad des Brennstoffzellenstacks sowie des gesamten Systems bei 355 K ist in [Abbildung 38](#) dargestellt.

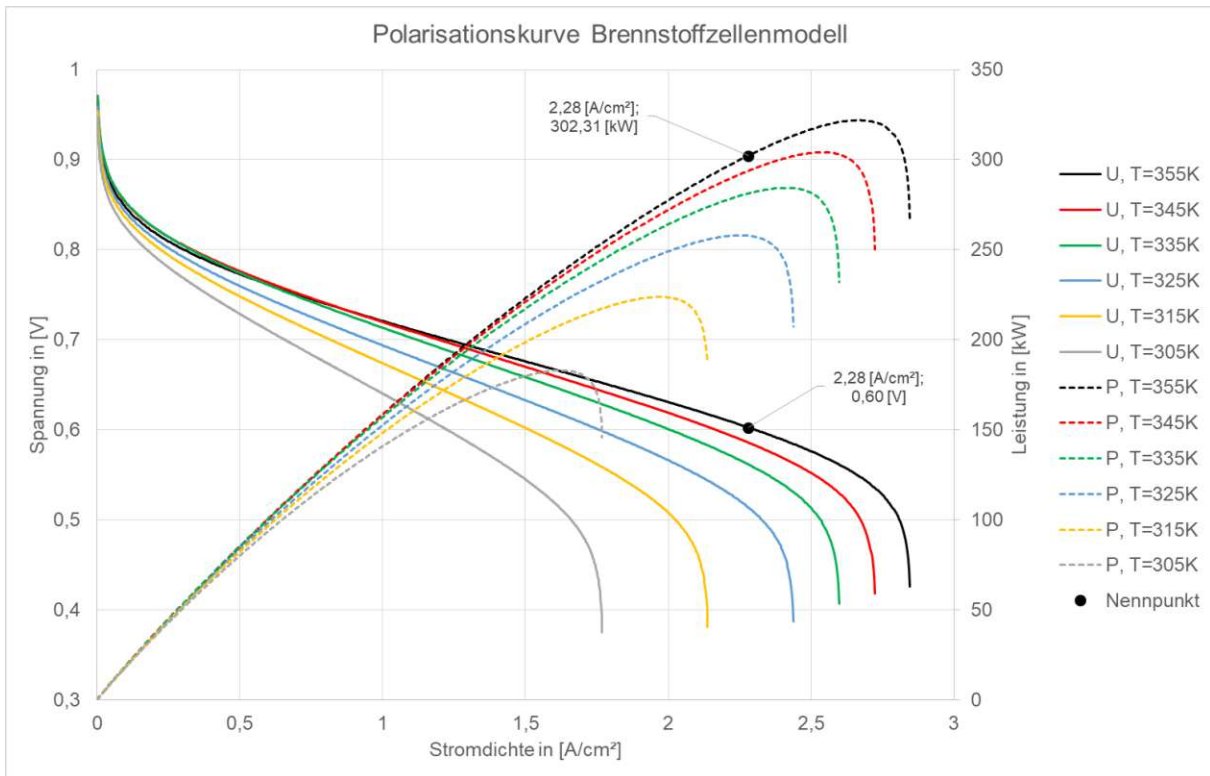


Abbildung 37: Polarisationskurve und Leistungsverlauf des Brennstoffzellenmodells abhängig von der Temperatur

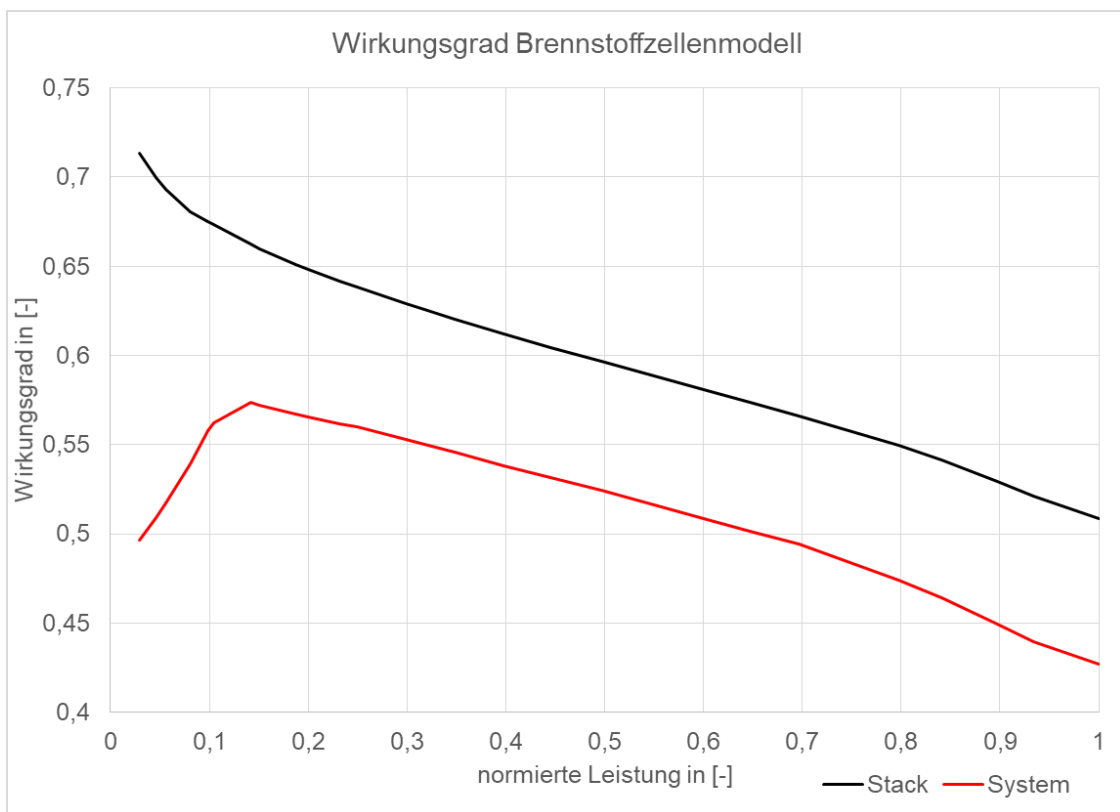


Abbildung 38: Wirkungsgrad des Brennstoffzellenstack und Systemmodells (inklusive Rezirkulationspumpe, Verdichter und DCDC-Konverter) abhängig von der normierten Stackleistung

Die Wirkungsgradkennlinien haben Werte in der gleichen Größenordnung von ausgeführten Systemen. Aufgrund des Fehlens von verlässlichen Modellen für die

Schwankung der Luftfeuchte in der Brennstoffzelle wurde der Einfluss einer Änderung der Luftfeuchte nicht berücksichtigt. Dies bedeutet, dass im Modell immer die optimale Feuchtigkeit in der Brennstoffzelle vorherrscht.

3.1.2. Verdichter

Der Luftverdichter im Brennstoffzellensystem hat die Aufgabe die benötigte Luftmasse unter möglichst geringem Energieverbrauch für den Brennstoffzellenstack mit dem vorgegebenen Druck bereitzustellen. Dabei können verschiedene Bauarten eingesetzt werden. Der Einsatz eines Schraubenverdichters ist ebenso möglich, wie der eines Radialverdichters. Durch die Forderung nach geringem Bauraum, günstiger Akustik sowie einem möglichst hohen Wirkungsgrad, ist der Radialverdichter besser für ein Brennstoffzellensystem geeignet. Zusätzlich erzeugt dieser Verdichter einen gleichmäßigeren Luftstrom. Der Wirkungsgrad beträgt bei einem Radialverdichter bis zu 75 %. Durch Einsatz einer Zwillingsläufergruppe, bei der die Laufräder phasenverschoben sind, können die Luftpulsationen weiter verringert werden. Dies wirkt sich auch positiv auf das Noise Vibration Harshness (NVH) Verhalten aus. Dieser Radialverdichter ist ähnlich einem elektrischen Turbolader für einen Verbrennungsmotor aufgebaut. Zu beachten gilt es jedoch, dass die Lagerung des Laufzeugs ölfrei erfolgt, da es sonst zur Beschädigung der Brennstoffzelle kommen kann. Dabei werden bevorzugt Luft- oder Folienlager eingesetzt. Das Laufzeug wird mit einem wassergekühlten Elektromotor auf Drehzahlen von bis zu 150.000 U/min gebracht, wobei für größere Verdichter die maximale Drehzahl deutlich niedriger ist. [103], [111]

Ein weiterer Vorteil des Radialverdichters besteht durch den möglichen Einsatz einer Turbine im Abgasstrang, welche auf dieselbe Welle wie der Verdichter wirkt (Entspricht einem elektrisch unterstützten Abgasturbolader bei einem Verbrennungsmotor). Dadurch kann ein Teil der im Abgas enthaltenen Enthalpie zurückgewonnen werden. Dies führt zu einer geringeren elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters, wodurch sich ein höherer Gesamtwirkungsgrad des Brennstoffzellensystems einstellt. Der Effekt spielt jedoch erst bei Leistungen über 70 % der Nennleistung des Brennstoffzellenstacks eine wesentliche Rolle. Durch die verringerte Leistungsaufnahme des Verdichters kann die Stackleistung bei gleicher Nettoleistung des Brennstoffzellensystems gesenkt werden, wodurch sich die Abwärme reduziert. Dies erzeugt vor allem auch für das Kühlsystem Vorteile bezüglich Bauraum und Packaging. [94]

3.1.2.1. Ladeluftkühlung

Durch Steigerung des Drucks nimmt gleichzeitig die Temperatur zu. Dies lässt sich mit der isentropen Beziehung für eine Zustandsänderung laut Formel (12) nachvollziehen.

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (12)$$

T	Temperatur bei Druck p [K]
T ₀	Temperatur bei Druck p ₀ [K]
p	Druck bei Temperatur T [Pa]
p ₀	Druck bei Temperatur T ₀ [Pa]
κ	Isentropenexponent [-]

Die Temperatur muss jedoch der Temperatur des Brennstoffzellenstacks entsprechen, wodurch die Luft gekühlt werden muss. Dies kann wie bei einem abgasturboaufgeladenen Verbrennungsmotor über einen Ladeluftkühler erfolgen. Die zusätzliche Kühlleistung wird, wie in Abbildung 25 ersichtlich, einem Niedertemperatur-Kühlkreislauf (hier Batterie-Kühlkreislauf) mit einem Luft-Wasser Kühler zugeführt. Bei einer Umgebungstemperatur von 20 °C und bei maximaler Leistungsabfrage mit einem Luftmassenstrom von 0,236 kg/s ergibt sich ein benötigter Kühlleistungsbedarf von ca. 8,7 kW. Bei einer Umgebungstemperatur von 40 °C steigt der Kühlleistungsbedarf auf ca. 15 kW an. Eine genaue Berechnung ist 5A: Abschätzung Brennstoffzelle Luft Kühlung zu entnehmen.

3.1.2.2. Verdichter-Modell

Der Verdichter wird mithilfe eines Gleichungsblocks in GT-Suite vereinfacht modelliert. Die Basis der Berechnung der Leistungsaufnahme durch den Verdichter ist durch Formel (37) gegeben. [114]

$$P_V = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot T_U}{\eta_V \cdot \eta_{EM}} * \left[\left(\frac{p_V}{p_U}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (13)$$

P _V	elektrische Verdichterleistung [W]
\dot{m}	Luftmassenstrom [kg/s]
c _p	isobare Wärmekapazität [J/kgK]
T _U	Umgebungstemperatur [K]
η _V	Verdichterwirkungsgrad [-]
η _{EM}	Wirkungsgrad des Elektromotors des Verdichters [-]
p _V	Verdichtungsenddruck [Pa]
p _U	Umgebungsdruck [Pa]
κ	Isentropenexponent [-]

Der Luftmassenstrom wird durch das Brennstoffzellenstack-Template abhängig von der Leistungsanforderung an die Brennstoffzelle berechnet. Dabei gilt es zu beachten, dass der Brennstoffzellenstack mit einem variablen stöchiometrischen Luftverhältnis

betrieben wird. Dies ist in [Abbildung 39](#) dargestellt. Die isobare Wärmekapazität wurde mit einem Mittelwert von 1.010 J/kgK angenommen. Für den Verdichterwirkungsgrad wurde der Wert auf 0,7 festgesetzt. Es sollte jedoch dabei beachtet werden, dass der Wirkungsgrad in der Realität abhängig von dem sich einstellenden Betriebspunkt variieren kann. Deshalb wurden ausgehend von dem oben erwähnten 75 % Wirkungsgrad 5 Prozentpunkte abgezogen. Eine weitere Abschätzung wurde beim Wirkungsgrad des Elektromotors für den Antrieb des Verdichters vorgenommen. Dieser wurde inklusive Leistungselektronik auf 0,9 festgesetzt. Auch hier gilt es zu beachten, dass der Wirkungsgrad in der Realität abhängig vom Betriebspunkt ist. Der Verdichterenddruck wird abhängig von der geforderten Leistungsabgabe der Brennstoffzelle, wie in [Abbildung 39](#) dargestellt, eingestellt. Der Druckverlust im Ladeluftkühler sowie im Befeuchter wird durch die Erhöhung der Druckvorgabe ([Abbildung 39](#)) um 10 % berücksichtigt. Der Umgebungsdruck wird mit 1.000 hPa angenommen. Dabei wird der Druckverlust durch den Luftfilter vernachlässigt.

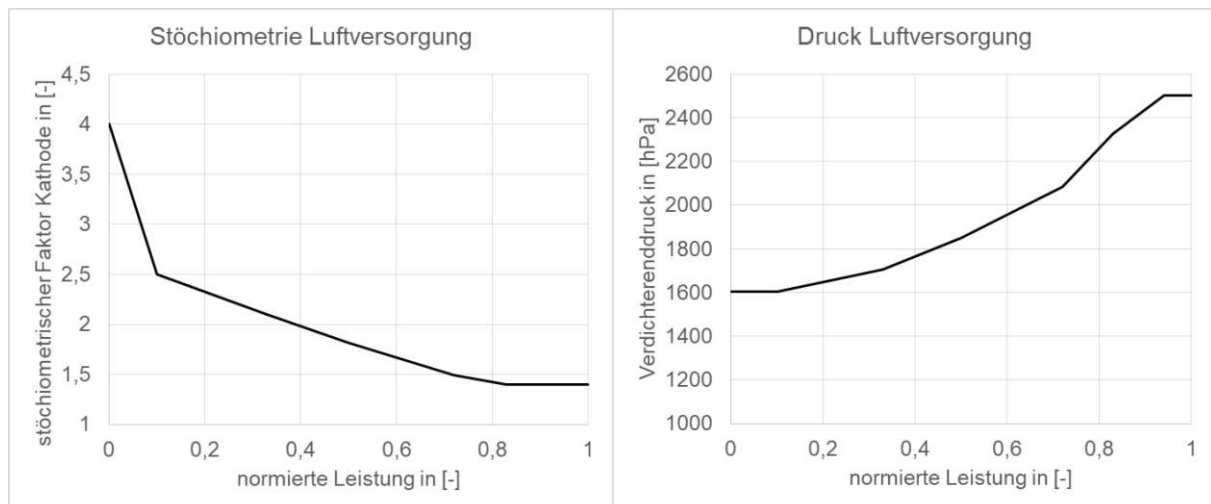


Abbildung 39: Geforderter Verlauf der Stöchiometrie und des Drucks durch die Brennstoffzelle an den Verdichter des Modells (ohne Druckverluste)

Die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters ergibt durch Verwendung der oben genannten Formel (13) den Verlauf in [Abbildung 40](#). Mit einer benötigten maximalen Leistung von knapp über 37 kW wird bei Volllast etwa 12,4 % der erzeugten Leistung des Brennstoffzellenstapels vom Verdichter als parasitäres Nebenaggregat gefordert.

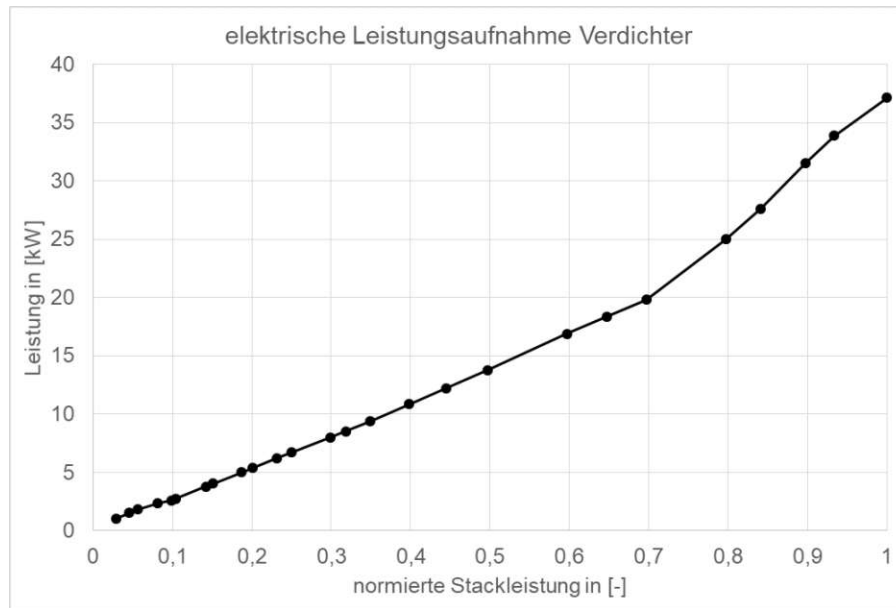


Abbildung 40: Elektrische Leistungsaufnahme des Luftverdichters des Modells abhängig von der normierten Stackleistung

3.1.3. Rezirkulationsgebläse

Da auch an der Anode die Reaktionen nicht ideal ablaufen, wird diese Elektrode ebenfalls mit einem stöchiometrischen Verhältnis >1 betrieben. Um den überschüssigen Wasserstoff nicht zu verschwenden, wird das nicht verbrauchte Gas, wie in Abbildung 25 zu sehen ist, mithilfe eines Verdichters wieder auf die Anodeneinlassseite gefördert. Die Förderarbeit kann bei Brennstoffzellen mit niedriger Leistung durch eine passive Strahlpumpe, welche auf dem Venturi Prinzip basiert, aufgebracht werden. Durch einen aktiven Verdichter kann der Betriebsbereich der Brennstoffzelle jedoch erweitert werden. Zusätzlich verbessern sich die Durchmischung des Gasgemisches und die Kaltstartfähigkeit. Die Lebensdauer des Stacks kann verlängert und das Purgung unterstützt werden. Nachteilig ist hier jedoch der zusätzliche parasitäre Energieverbrauch. [61], [115]

3.1.3.1. Rezirkulationsgebläse-Modell

Im Modell wird von einem stöchiometrischen Verhältnis von 1,5 ausgegangen. Bei Volllast wird ein Wasserstoffmassenstrom von ca. 0,005 kg/s durch den Stack verbraucht. Dadurch muss ein Massenstrom von bis zu 0,0025 kg/s durch das Rezirkulationsgebläse gefördert werden. Dies kann durch den Einsatz von 2 Gebläsen mit jeweils 1.600 W bewerkstelligt werden. [115]

Die elektrische Leistungsaufnahme des Rezirkulationsgebläses wird dabei mit Formel (14) in einen linearen Zusammenhang mit der normierten Stackleistung gebracht.

$$P_{RG} = 100[\text{W}] + 3.100[\text{W}] * \frac{P_{FC}}{P_{FC_{\max}}} \quad (14)$$

P_{RG} Leistung Rezirkulationsgebläse [W]

P_{FC} Leistungsanforderung Brennstoffzellenstack [W]

P_{FCmax} maximale Brennstoffzellenstackleistung [W]

In Abbildung 41 ist die Leistungsaufnahme des Rezirkulationsgebläses des Modells abhängig von der Stackleistung dargestellt.

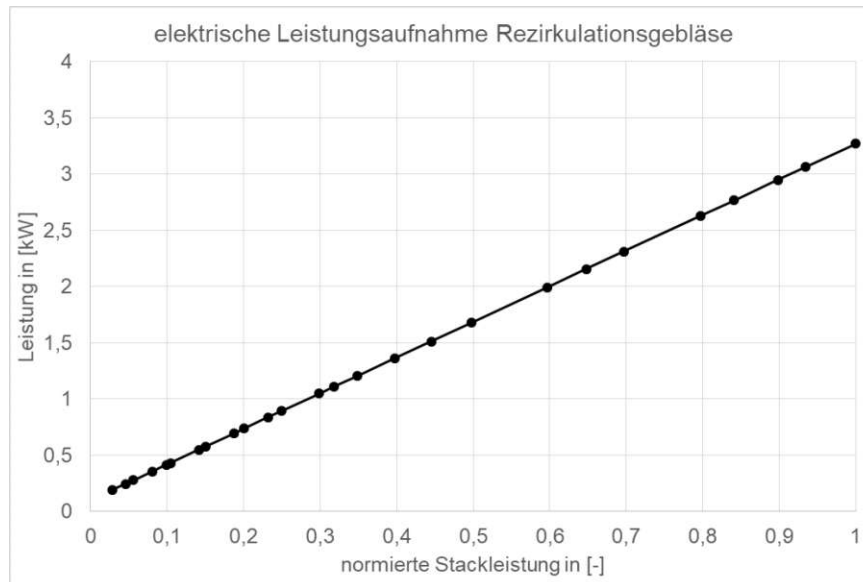


Abbildung 41: Elektrische Leistungsaufnahme der Rezirkulationspumpe des Modells abhängig von der normierten Stackleistung

Der Joule Thompson Effekt bei der Druckminderung des Gases von Speicherdruck auf Betriebsdruck wird aufgrund nur geringfügiger Steigerung der Temperatur von 30 K – 40 K vernachlässigt. [116]

3.1.4. DCDC-Konverter

Die elektrische Leistung wird durch Formel (15) beschrieben. Durch Erhöhung der Spannung kann bei gleichbleibender Leistung der Strom abgesenkt werden. Bei niedrigerem Strom sinken die Ohm'schen Verluste. Deshalb werden bei hohen elektrischen Leistungen, welche bei einem schweren Nutzfahrzeug auftreten, hohe Bordnetzspannungen für den Antrieb eingesetzt. Bei PKWs sind derzeit 400 V Nennspannung Standard, wobei vereinzelt auch 800 V genutzt werden. Für die hohen Leistungen eines Sattelschleppers mit 40 t wird bevorzugt 800 V als Hochvolt-Bordnetz-Nennspannung eingesetzt. [117]

$$P = U * I \quad (15)$$

P elektrische Leistung [W]

U elektrische Spannung [V]

I elektrischer Strom [A]

Die Aufgabe des DCDC-Konverters besteht nun darin, die variable Spannung der Brennstoffzelle auf die Hochvolt-Bordnetzspannung zu heben. Die Spannung muss im

Falle des Modells dabei von 264 V bis 396 V (0,6 V – 0,9 V bei 440 Zellen in Serie) auf 800 V transformiert werden. Durch die Entkoppelung der Brennstoffzelle von der Bordnetzspannung sind bei der Auswahl des Stacks mehr Freiheitsgrade bezüglich Zellanzahl, Zellfläche etc. möglich. Zusätzlich kann beim Kaltstart des Systems, die Spannung der Brennstoffzelle abgesenkt werden, um mehr Verlustenergie und damit mehr Wärme für einen schnelleren Aufheizvorgang bereit zu stellen. Die Umwandlung der Spannung erfolgt mithilfe von elektrischen Schaltern, welche mit hoher Frequenz geschaltet werden. Diese Schalter und der Strom selbst führen zu Verlusten im DCDC-Konverter. Der Wirkungsgrad ist jedoch mit über 97 % in den relevanten Betriebspunkten sehr hoch. Durch die hohen zu übertragenden Leistungen und der niedrigen erlaubten Temperatur der Halbleiter muss dennoch eine Wasserkühlung vorgesehen werden. [94], [117], [118]

3.1.4.1. DCDC-Konverter Modell

GT-Suite stellt ein Template für einen DCDC-Konverter zur Verfügung. Dabei müssen die Wirkungsgradkurven abhängig von Eingangsspannung (Brennstoffzelle) und Ausgangsleistung über einen Look-up-Table eingetragen werden. Die verwendeten Wirkungsgradkurven sind in [Abbildung 42](#) dargestellt. Diese wurden von einem DCDC-Konverter der Marke Brusa BDC 546 B09 abgeleitet. Es wurde darauf geachtet, den maximalen Strom nicht zu überschreiten, weshalb pro Brennstoffzellenstapel 2 DCDC-Konverter für das Packaging eingeplant wurden. [119]

Die Verluste werden in thermische Energie umgewandelt, wodurch die Temperatur des Wandlers ansteigen würde. Durch die aktive Kühlung kann die Temperatur in den vorgeschriebenen Grenzen gehalten werden. Die Wärmeübergangszahlen sowie der Druckverlust dabei ist in Kapitel 3.4.1.4 dargestellt.

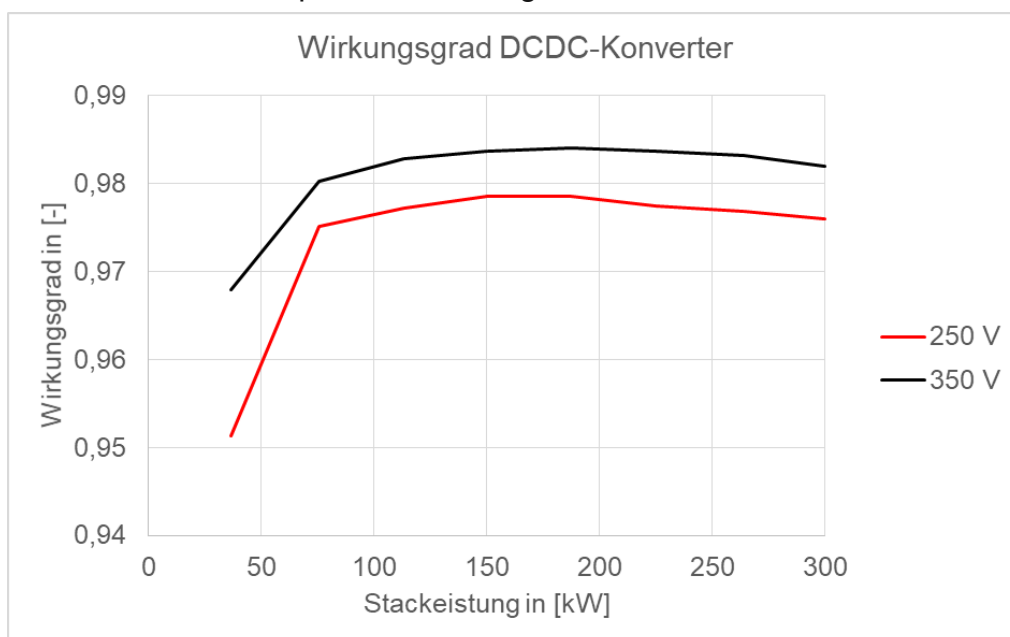


Abbildung 42: Wirkungsgrad des DCDC-Wandlers abhängig von Ausgangsleistung und Eingangsspannung [119]

3.1.5. Wasserstofftanks

Aufgrund der energetischen Vorteile sowie der zurzeit besseren Verfügbarkeit, wird von Druckwasserstofftanks mit 700 bar Nenndruck für das Modell ausgegangen. Die Speicherkapazität soll, wie bereits in Kapitel 2.4.3 erwähnt, zwischen 70 kg – 80 kg betragen, um eine akzeptable Reichweite zu ermöglichen. Durch die geringe Speicherdichte von Wasserstoff reicht dafür der Platz seitlich am Rahmen nicht aus. Deshalb werden zusätzlich Tanks hinter der Fahrzeugkabine vorgesehen. Für den Platzbedarf wurde eine Abschätzung der Tankvolumina und der erforderlichen Wandstärke mithilfe der Kesselgleichung (Formel (16)) durchgeführt. [120] Eine genauere Vorgehensweise ist in 6A: Abschätzung Wasserstofftankvolumina / Wandstärke beschrieben.

$$\sigma_t = \frac{p \cdot D_m}{2 \cdot t} \quad (16)$$

- σ_t Normalspannung im Mantel eines dünnwandigen Zylinders [N/m²]
 p Druck im Behälter [Pa]
 D_m mittlerer Durchmesser des Hohlzylinders [m]
 t Wandstärke [m]

Die grundlegenden Ergebnisse der Abschätzung sind in Tabelle 6 einzusehen. Die Abmessungen wurden dabei in Anlehnung an den Tagungsbeitrag „Fuel cells for commercial vehicles – Challenges and solutions gewählt ([4]). Durch die Tankgrößen und die Anzahl können die geforderten 75 kg Kraftstoff mitgeführt werden. Die Betrachtung der Platzverhältnisse und des Packaging im Fahrzeug werden in Kapitel 3.5 vorgenommen. Mit der berechneten Speicherdichte ergeben sich ebenfalls ähnliche Werte wie in Tabelle 4 gegeben. Vor allem wenn man bedenkt, dass hier noch keine Anschlüsse, Leitungen etc. in der Berechnung enthalten sind.

Tabelle 6: Abgeschätzte Basisdaten der Wasserstoffdruckbehälter des Modells

	Einheit	Tank seitlich	Tank hinter Fahrerkabine
Außendurchmesser	[m]	0,67	0,48
Länge	[m]	1,95	1,8
Wandstärke (Festigkeitsschicht)	[m]	0,05	0,039
Wasserstoffmasse	[kg]	16,501	8,529
Anzahl	[-]	2	5
Speicherdichte	[kg/m ³]	27,1	26,6
Wasserstoffmasse Gesamt	[kg]	75,644	

3.2. Kühlkreislauf Brennstoffzelle

Die Kühlung der Brennstoffzelle stellt eine der größten Herausforderungen des BZ-SZ dar. Dies ist einerseits auf das geringere Temperaturdelta von Brennstoffzellenstack und Umgebungsluft im Gegensatz zu einem Verbrennungsmotor zurückzuführen. Andererseits wird durch die niedrige Temperatur des Abgases der Brennstoffzelle nur ein geringer Anteil an Wärmeenergie mit diesem aus der Brennstoffzelle befördert. Im Modell wird deshalb davon ausgegangen, dass die gesamte Wärmeenergie vom Kühlsystem aufgenommen und an die Umgebung abgegeben werden muss. Die maximale Temperatur des Kühlmittels für die Brennstoffzelle wird in der Literatur mit $70\text{ °C} - 90\text{ °C}$ angegeben. Dies ist mit $20\text{ K} - 40\text{ K}$ deutlich niedriger als bei einem Verbrennungsmotor. Für das Modell wurde die Betriebstemperatur der Brennstoffzelle auf 355 K ($81,85\text{ °C}$) festgelegt. Durch das notwendige Temperaturdelta zwischen Brennstoffzelle und Kühlmedium liegt dessen Temperatur zwischen 70 °C und 80 °C . Um die thermische Grenze der Brennstoffzelle zu modellieren, wird die Leistung ab 85 °C linear auf null reduziert. Bei 90 °C gibt die Brennstoffzelle im Modell keine Leistung mehr ab. [101], [111], [121], [122]

Der kritischste Betriebspunkt stellt eine Steigungsfahrt dar, da die Fahrgeschwindigkeit aufgrund der nicht verfügbaren Leistung absinkt. Dadurch wird die Durchströmung der im Fahrtwind stehenden Kühler schlechter und die abführbare Wärme an den Wärmetauschern sinkt ab. Durch die Zuschaltung von Lüftern kann die durch den Wärmetauscher strömende Luftmasse erhöht werden. Jedoch wird für deren Betrieb elektrische Energie benötigt, welche für den Antrieb nun fehlt. Um das Verhalten des BZ-SZ in diesem Szenario zu erfassen, wird mit dem Modell auch eine Steigungsfahrt durchgeführt.

Ein wichtiger Aspekt beim Kühlsystem stellt auch die Umgebungstemperatur dar. Je höher diese ist, desto kritischer ist der Betrieb der Brennstoffzelle bei hohen Leistungen. Für die Simulation wird in Anlehnung an das Europäische Temperaturprofil die Auslegung des Kühlsystems bei 15 °C bis 20 °C durchgeführt. Bei dieser Temperatur sollte es bei typisch auftretenden Steigungen trotz verringerter Geschwindigkeit möglich sein, die volle Brennstoffzellenleistung abzurufen. [47]

Der Aufbau des Kühlkreislaufes des Brennstoffzellensystems ist in [Abbildung 43](#) mit einer schematischen Darstellung gegeben. Die Hauptkomponenten dabei stellen die Stackmodule, welche als Wärmequelle fungieren, die Kühlmittelpumpe, welche das Kühlmittel vom Stack über Rohrleitungen zum Wärmetauscher befördert und der Wärmetauscher selbst, welcher die vom Kühlmittel aufgenommene thermische Energie an die Umgebung abgibt, dar. Ein Kurzschlusskreislauf mit Thermostat dient der Regelung der Kühlmitteltemperatur. Der Kühlmittelstrom wird im Normalbetrieb zwischen dem großen Kühlkreislauf mit zwei zum Fahrtwind ausgerichteten parallel geschalteten Kühlern und dem Kurzschlusskreislauf aufgeteilt. Wichtig bei der

Brennstoffzelle dabei ist, dass das Thermostat schnell auf Temperaturänderungen reagiert. Hierfür eignet sich ein elektronisch gesteuertes Ventil. Übersteigt die eingebrachte Wärmemenge die durch die zwei Hauptkühler abzugebende thermische Energie, wird zusätzlich zur Erhöhung des Luftmassenstroms durch die Kühler mit den elektrischen Lüftern ein Zusatzkühlkreislauf geöffnet. Dieser vergrößert die Wärmeübertragungsfläche. Die Kühler sind dabei jedoch aus Bauraumgründen nicht mehr im Fahrtwind platziert, sondern seitlich hinter der Fahrerkabine. Diese Kühler werden ausschließlich mithilfe von elektrischen Lüftern angeströmt. In Abbildung 43 ist dies durch den strichlierten Kühlkreislauf dargestellt. Ein Ausgleichsbehälter wird benötigt, um die Volumenänderung aufgrund der Temperaturänderungen des Kühlmediums auszugleichen. Überdruck und Unterdruckventile im Behälter sorgen dafür, dass der Kühlkreislauf im geeigneten Druckbereich betrieben wird. Der grundlegende Aufbau von Wärmequelle, Kühlmittelpumpe und Wärmetauscher verändert sich für konventionelle Kühlkreisläufe nicht. Deshalb sind auch für die Niedertemperaturkühlkreisläufe für Elektromotor mit DCDC-Konverter, sowie der Batterie mit der Ladeluftkühlung der Brennstoffzelle ähnlich aufgebaut. Im nachfolgenden wird auf die Wärmeübertrager, Kühlmittelpumpe und den elektrischen Lüfter für das Modell eingegangen.

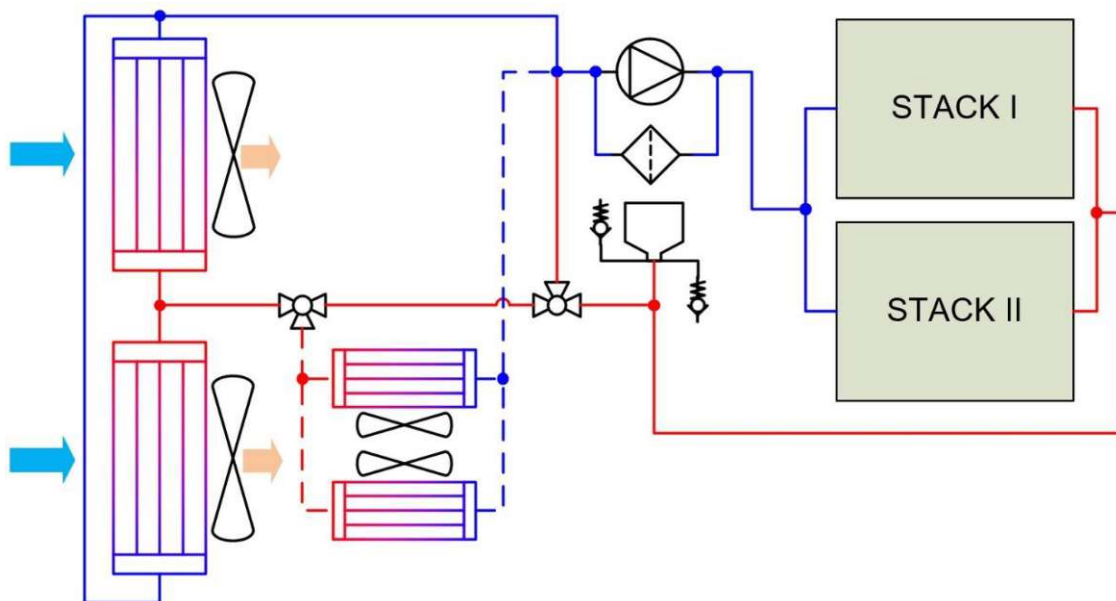


Abbildung 43: Schematische Darstellung des Brennstoffzellenkühlkreislaufs des Modells

3.2.1. Wärmeüberträger

Ein Wärmeüberträger hat grundsätzlich die Aufgabe Wärme von einem Medium auf ein anderes zu übertragen. Dabei wird für das Kühlsystem bei Brennstoffzellen der Wärmeüberträger mit flüssigem Kühlmittel durchströmt. Dieses gibt über den Wärmeübergang Flüssigkeit-Feststoff die Wärme an den Kühler ab. Im Kühler wird die Wärme durch Wärmeleitung an die Außenseite geleitet. Gleichzeitig wird der Wärmeüberträger mit Luft an der Außenseite überströmt. Dabei wird über den

Wärmeübergang zwischen Festkörper und Gas die Wärme an die Umgebungsluft abgegeben. Der kritische Übergang stellt dabei der Übergang zwischen Kühler und Umgebungsluft dar. Deshalb ist die Wärmeübertragungsfläche hin zur Luft um ein Vielfaches größer, als zum Kühlmittel. Im Folgenden wird auf den Aufbau, die Wärmeübertragungsfläche und die Durchströmung eingegangen. [123]

3.2.1.1. Bauarten / Typ, Abmessungen

Der Wärmeübertrager kann in verschiedenen Bauarten ausgeführt sein. Bevorzugt wird jedoch die Kreuzstrombauart. Dabei strömt das Kühlmedium durch parallel übereinander positionierte Flachrohre. Diese werden seitlich durch Kühlerkästen miteinander verbunden. Diese Kästen dienen auch der Aufteilung des Kühlmittels über die Flachrohre. Rechtwinklig zur Kühlmittelströmung strömt die Kühlluft durch das Kühlernetz, welches die Flachrohre ebenfalls verbindet und die Oberfläche dabei vergrößert. In Abbildung 44 ist dies schematisch dargestellt. [123] Die Lamellen bilden untereinander und mit den Flachrohren Kanäle. Diese können sowohl eine dreieckige als auch rechteckige Form aufweisen. Die Kühlluft strömt dabei normal auf die Lamellen, entlang der Tiefe des Kühlers. Dadurch bildet sich eine Grenzschicht entlang der Lamellen aus. Diese reduziert den Austausch der Wärme mit der Kernströmung im Kühlluftkanal. Um dies zu unterbinden und den Wärmeübergang zu steigern, werden die Lamellen jalousieartig geschlitzt. Dadurch wird die Kühlluft vermischt und das Potential der Kühlluft kann besser ausgeschöpft werden. Jalousielamellen erzeugen dadurch eine bessere Kühlleistung als hintereinander versetzte Lamellenabschnitte. Durch die Jalousie wird jedoch bei Erhöhung des Wärmeübergangs auch der Druckverlust gesteigert. [124], [125]

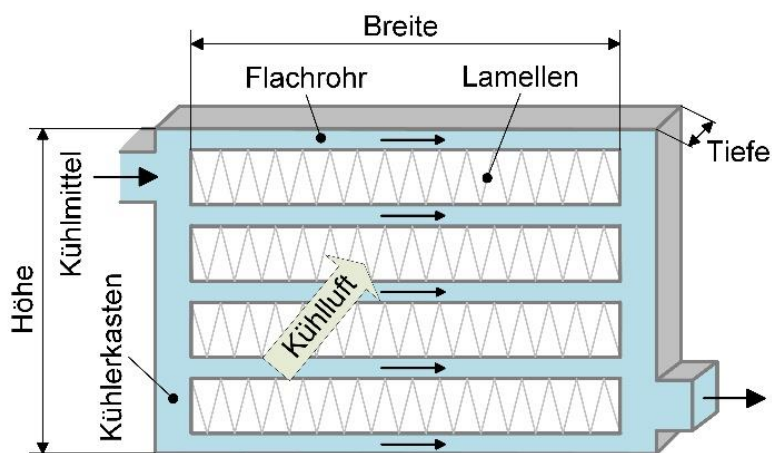


Abbildung 44: Schematische Darstellung eines Kreuzstromwärmeübertragers

Flachrohre bieten einige Vorteile gegenüber runden Rohren. Durch die Flachrohre kann eine für die Jalousielamellen wichtige normale Strömung auf die Jalousien erzeugt werden. Zusätzlich erzeugt die schlanke Form der Flachrohre an der Außenseite keine den Wärmeübergang störenden Luftwirbel im späteren Strömungsverlauf. Auch wird der Lamellenwirkungsgrad gesteigert. Gleichzeitig ist bei

gleichem Strömungsquerschnitt zwischen flachem und rundem Rohr die von der Luft in normaler Richtung angeströmte Fläche kleiner und damit der Luftwiderstand geringer. [124]

Die Wärmeübertragungsfläche zwischen Kühlmittel und Flachrohren wird durch die innere Oberfläche der Flachrohre aufgespannt. Dabei kann durch die Tiefe, Länge sowie die Anzahl der Rohre die Fläche verändert werden. Die Länge der Rohre ist durch den Einbauraum begrenzt. Auch die Anzahl der Rohre ist durch die Abmessungen im Fahrzeug begrenzt, da auf ein effektives Verhältnis zwischen Lamellen und Rohren geachtet werden muss. Zusätzlich darf der Druckverlust des Kühlmittels durch eine zu geringe Anzahl an Rohren nicht vernachlässigt werden. Wird die Tiefe des Kühlers vergrößert, führt dies unweigerlich zu einem erhöhten Druckverlust bei der Kühlluft.

Die Wärmeübertragungsfläche zwischen Luft und Kühler setzt sich aus der äußeren Oberfläche der Flachrohre sowie der Oberfläche der Lamellen zusammen. Wie bei der inneren Wärmeübertragungsfläche ändert sich im gleichen Maße auch die äußere Oberfläche der Flachrohre. Die Oberfläche der Lamellen kann ebenso mit der Variation der Länge des Kühlers gesteigert werden. Ein weiterer Parameter zur Steuerung der Oberfläche stellt der Abstand zwischen den Lamellen dar. Durch Verringerung des Abstands lassen sich mehr Lamellen auf der gleichen Länge unterbringen, wodurch wiederum die Oberfläche vergrößert wird. Der Abstand sollte jedoch nicht zu klein gewählt werden, da sonst der Wärmeübergangskoeffizient absinkt und der Druckverlust zunimmt. Auch durch die schon beschriebene Variation der Anzahl der Flachrohre kann die Oberfläche verändert werden. Hier muss jedoch darauf geachtet werden, dass durch einen zu großen Abstand zwischen den Flachrohren der Lamellenwirkungsgrad absinkt.

Ein wichtiger Faktor stellt die Durchströmung des Kühlers mit Luft dar. Die treibende Kraft stellt dabei der Druckunterschied vor und hinter dem Kühler dar. Deshalb ist die Durchströmung bei Kühlern im Fahrtwind vor allem von der Luftzuführung und dem Bereich hinter dem Kühler abhängig. Vor dem Kühler befindet sich im Normalfall nur der Kühlergrill des LKWs. Dieser muss einen Kompromiss aus Design, Aerodynamik, geringer Abschirmung des Kühlers sowie einen niedrigen Druckverlust bilden. Dabei können abhängig vom Kühlleistungsbedarf, Öffnungen im Kühlergrill mit steuerbaren Klappen geschlossen werden, um die Aerodynamik zu verbessern. Zusätzlich kann vor einem Kühlmittelkühler, ein Kühler mit niedrigerem Temperaturniveau verbaut sein, um die Stirnfläche besser auszunutzen. Dieser verursacht jedoch schon einen Druckverlust. Durch den betrachteten Hauptkühler wird ebenfalls ein Teil des Staudrucks aufgebraucht. Die Lüfter stellen im Stillstand, bzw. beim Freilauf (Lüfter wird durch den Luftstrom bei der Fahrt angetrieben) ein weiteres Hindernis dar. Dadurch wird zusätzlich ein Anteil des Staudrucks aufgebraucht. Um den Lüfterbetrieb effizienter zu gestalten, wird der Bereich zwischen Kühler und Lüfter mit Luftleitblechen

verschlossen, wodurch der Querschnitt für die durchströmende Luft verringert wird. Dies würde im lüfterlosen Betrieb zu einem erhöhten Widerstand führen. Deshalb werden in den Luftleitblechen Klappen eingefügt, welche sich durch den Fahrtwind öffnen und im Lüfterbetrieb verschlossen bleiben. Hinter dem Lüfter befindet sich im Normalfall das Antriebsaggregat, in diesem Fall das Brennstoffzellensystem. Dieses stellt wiederum ein Hindernis dar, wodurch es zu einer geringeren Durchströmung des Kühlers kommt. In Abbildung 45 ist dies mithilfe des Totaldruckverlaufes und der Strömungsgeschwindigkeit dargestellt. In dieser Abbildung gilt es jedoch zu beachten, dass der Lüfterbetrieb dargestellt ist. [7], [123]

Im aufgebauten Modell wird der Druckverlust vor und nach dem Kühler durch einen Koeffizienten (RAM-Air Druckkoeffizient), der den Verlust des Staudrucks beschreibt, berücksichtigt (siehe Formel (17) [153]).

$$p_t = p_{\text{stat}} + \frac{1}{2} * K_{\text{RAM}} * \rho * v^2 \quad (17)$$

p_t	Totaler Druck [Pa]
p_{stat}	Statischer Druck (Umgebungsdruck) [Pa]
K_{RAM}	RAM-Air Koeffizient [-]
ρ	Dichte der Luft [kg/m ³]
v	Fahrzeuggeschwindigkeit [m/s]

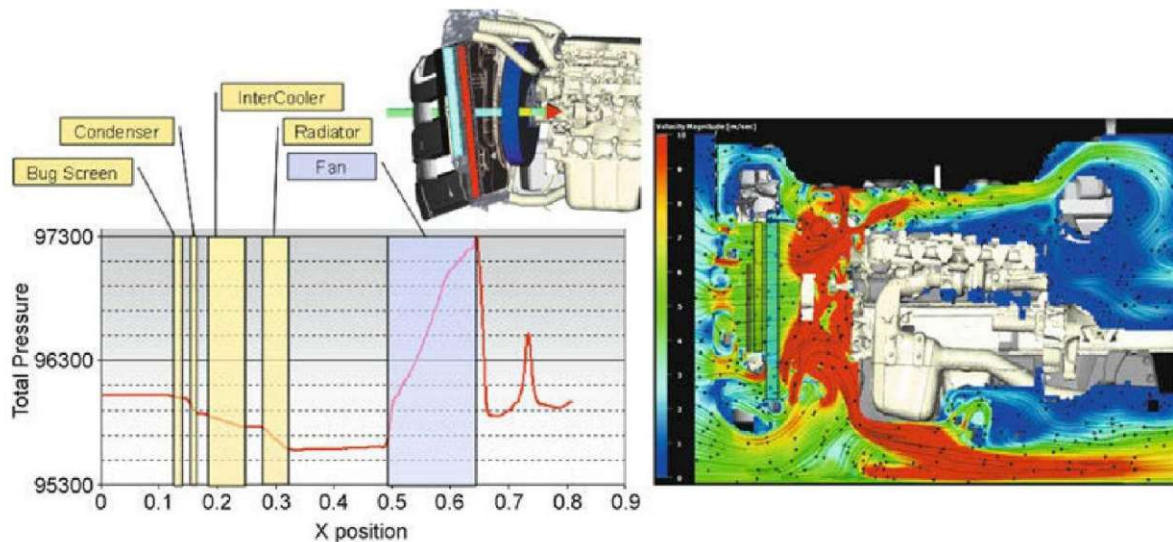


Abbildung 45: Totaldruckverlauf (links) und Strömungsgeschwindigkeit (rechts) durch das Kühlerpaket und den Motorraum eines LKWs mit Verbrennungsmotor [7]

3.2.1.2. Wärmeübergang

GT-Suite stellt detaillierte Templates für die Modellierung eines Kühlers zur Verfügung. Um die Abmessungen des Kühlers jedoch im Vorfeld der Simulation abschätzen und die Werte der Simulation analytisch abgleichen zu können, wurde der Kühler auf zwei Arten vorausgelegt. Dabei gelangen die zwei Verfahren zu sehr ähnlichen

Ergebnissen. Der vollständige Berechnungsablauf ist im Anhang (7A: Vorauslegung Kühlkreislauf Brennstoffzelle) zu finden. Im Nachfolgenden wird nur der Wärmeübergang zwischen Kühlmittel und Kühler dargestellt.

3.2.1.2.1. Kühlmittel → Kühler

Für die Berechnung des Wärmeübergangs zwischen Kühlmittel und Kühler stellt das Template von GT-Suite nur einfache Rohrströmungen zur Verfügung. Da es sich hier jedoch um flache Rohre handelt, wurden die Berechnungsformeln von [126] verwendet und mittels Ähnlichkeitsbeziehung dem Modell übergeben. Diese Formeln wurden empirisch mithilfe einer Vielzahl an verschiedenen Automobilwärmetauschern mit typischen Abmessungen entwickelt.

Die Grundlage der Berechnung des Wärmeübergangs stellt die Berechnung der Nusseltzahl dar. Dafür wird die Reynoldszahl, welche nach Formel (18) ermittelt wird, benötigt. Diese folgt abhängig von der ausgeprägten Strömung (laminar, turbulent) einem unterschiedlichen Verlauf. Deshalb wird der laminare Bereich mit Formel (19) in Kombination mit Formel (20) und der turbulente Bereich mit Formel (21) berechnet und anschließend mit Formel (22) zu einer einzelnen gültigen Gleichung zusammengefasst. [126]

$$Re = \frac{D_h \cdot u}{\nu} \quad (18)$$

Re	Reynoldszahl [-]
D_h	Hydraulischer Durchmesser [m]
u	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
ν	kinematische Viskosität [m ² /s]

$$Nu_{lam} = \left(Nu_{fd}^3 + \left(\frac{0,468 \cdot \left(\frac{D_h}{L}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 0,165 \cdot \left(\frac{D_h}{L}\right) \cdot Re \cdot Pr} \right)^3 \right)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,25} \quad (19)$$

Nu_{lam}	Nusseltzahl im laminaren Strömungsgebiet [-]
Nu_{fd}	Nusseltzahl bei vollausgebildeter laminarer Strömung [-]
L	Länge des Rohres [m]
Pr	Prandtlzahl [-]
μ_b	dynamische Viskosität des Kühlmittels bei mittlerer Temperatur im Kanal [kg/ms]
μ_w	dynamische Viskosität des Kühlmittels bei Temperatur der Kanalwand [kg/ms]

$$Nu_{fd} = 8,235 * (1 - 2,0421a + 3,0853a^2 - 2,4765a^3 + 1,0578a^4 - 0,1861a^5) \quad (20)$$

a Höhen-Breitenverhältnis des Kanals ($a = \frac{h}{b}$) [-]

$$Nu_{\text{turb}} = 0,012 * Re^{0,85} * Pr^{0,4} * \left(1 + \left(\frac{D_h}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right) * \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0,25} \quad (21)$$

Nu_{turb} Nusseltzahl im turbulenten Strömungsbereich [-]

$$Nu = \left(Nu_{\text{lam}}^{10} + \left(\frac{e^{\frac{360-Re}{925}}}{Nu_{\text{lam}}^2} + \frac{1}{Nu_{\text{turb}}^2} \right)^{-5} \right)^{0,1} \quad (22)$$

Nu Nusseltzahl für den gesamten Strömungsbereich [-]

Mit der bestimmten Nusseltzahl kann über Formel (23) der Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden.

$$\alpha = \frac{Nu * \lambda}{D_h} \quad (23)$$

α Wärmeübergangskoeffizient [W/m^2K]

λ Wärmeleitfähigkeit des Kühlmittels bei mittlerer Temperatur [W/mK]

Für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten wurden mehrere Betriebspunkte mit unterschiedlichem Kühlmittelvolumenstrom, Brennstoffzellenverlustleistung sowie mit und ohne Zusatzkühler berechnet. Diese Betriebspunkte sind in Abbildung 46 dargestellt. Dabei sind der laminare und der turbulente Strömungsbereich zu erkennen.

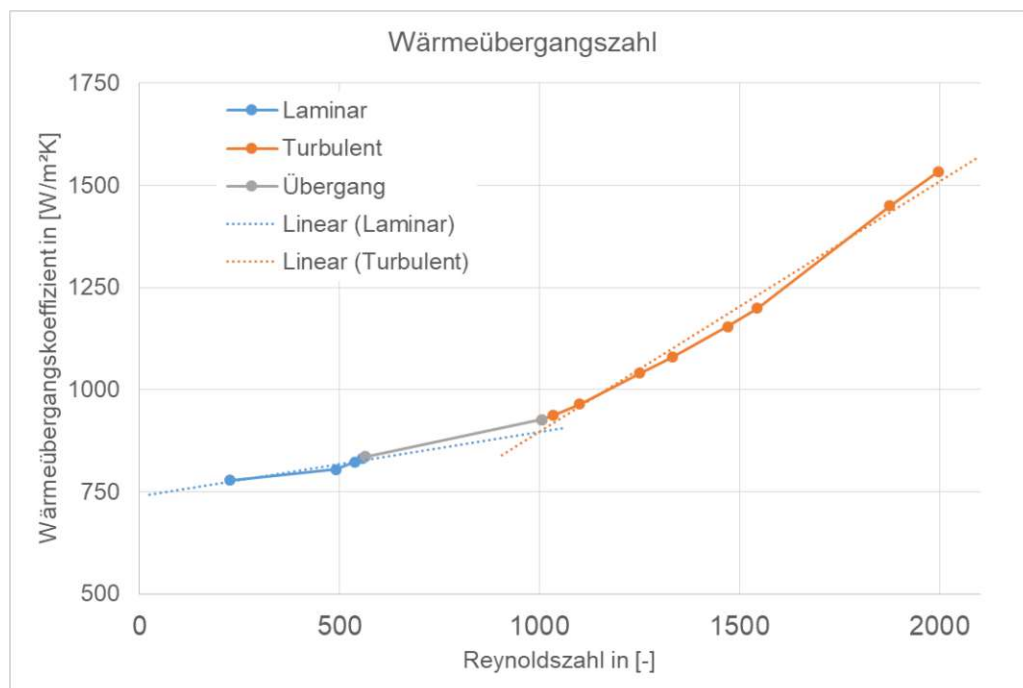


Abbildung 46: Berechnete Wärmeübergangskoeffizienten am Übergang zwischen Kühlmittel und Kühler abhängig von der Reynoldszahl

Um die berechneten Wärmeübergangskoeffizienten für den Wärmeübergang zwischen Kühlmittel und Kühler GT-Suite zu übergeben, müssen diese in eine geeignete Form gebracht werden. GT-Suite stellt dazu eine Beschreibung mittels vorgegebener Formel mit variablen Koeffizienten bereit (siehe [Formel \(24\)](#) (j-Faktor Korrelation)).

$$Nu = C * Re^m * Pr^{1/3} \quad (24)$$

- C Turbulenz-Koeffizient [-]
m laminar / turbulent Exponent [-]

Durch Anpassen der Koeffizienten C und m kann die Berechnung der Wärmeübergangszahlen der Simulation mit der analytischen Vorgehensweise abgeglichen werden. Da im Betriebsbereich des Wärmetauschers auch ein Umschlag zwischen laminarer und turbulenter Strömung vorkommt, müssen die Koeffizienten für [Formel \(24\)](#) für zwei Bereiche bestimmt werden und mit einer Reynoldszahl, bei der der Umschlag stattfindet, an GT-Suite übergeben werden. In [Abbildung 47](#) sind die analytisch berechneten Betriebspunkte in Kombination mit den von GT-Suite berechneten Verläufen dargestellt. Dieses hier dargestellte Verhalten stimmt mit dem Verhalten der Kühler in [126] überein.

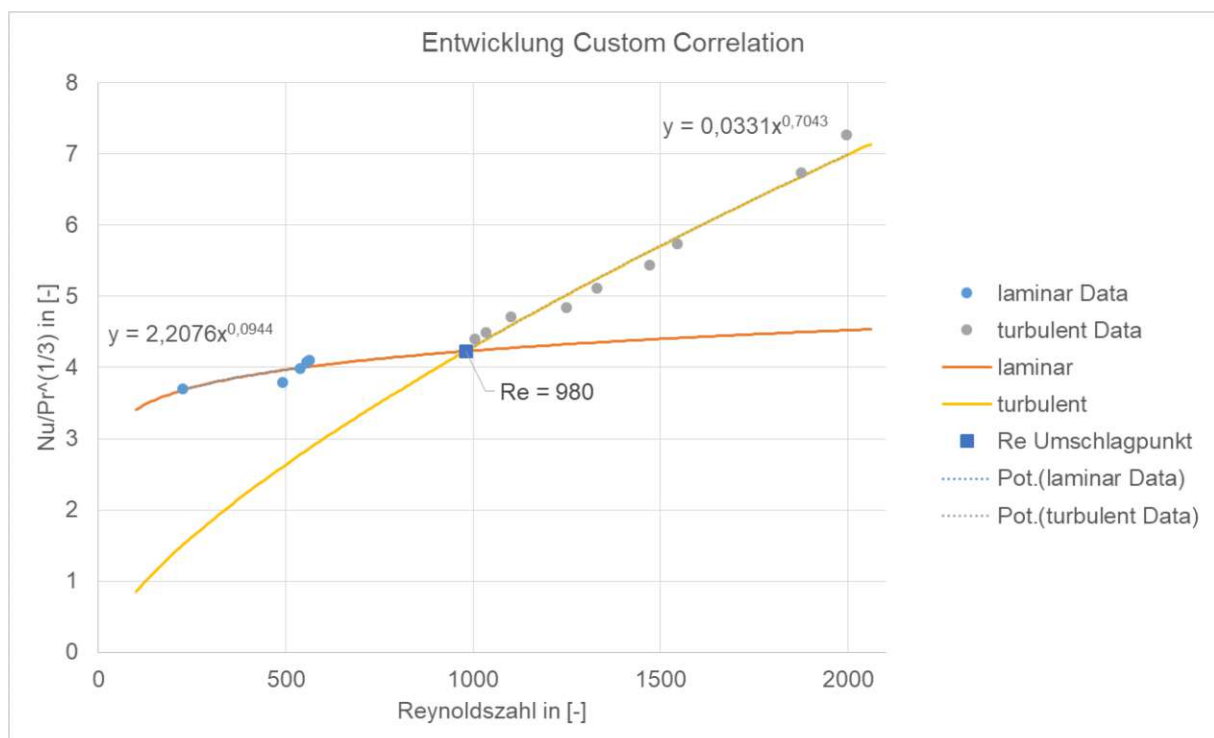


Abbildung 47: Wärmeübergangsverhalten des Brennstoffzellenkühlers dargestellt durch die berechneten Betriebspunkte sowie der j-Faktor Korrelation mit den passenden Koeffizienten für GT-Suite

3.2.2. Kühlmittelpumpe

Die Kühlmittelpumpe hat dafür Sorge zu tragen, dass der notwendige Kühlmittelvolumenstrom im Kühlkreislauf aufrechterhalten wird. Dabei muss die Wärme von der Quelle zum Kühler transportiert werden, ohne ein zu großes Temperaturdelta zuzulassen. Die hydraulische Leistung einer Pumpe errechnet sich nach Formel (25). Der Volumenstrom, den die Pumpe erzeugt, wird abhängig von der Leistungsanforderung an den Stack eingestellt (siehe Tabelle 7). Der Druckverlust wird durch GT-Suite aus der Summe der Druckverluste der Rohrleitungen, Einbauten und Kühler sowie dem Druckverlust des Stacks mithilfe der berechneten Look-up Tabelle ermittelt. Für den Wirkungsgrad wird ein Durchschnittswert von 0,25 angenommen. [41]

$$P_{PW} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_P} \quad (25)$$

P_{PW} Pumpenleistung an Pumpenwelle [W]

\dot{V} Kühlmittelvolumenstrom [m^3/s]

Δp Differenzdruck der Pumpe [Pa]

η_P Pumpenwirkungsgrad. [-]

Da es sich hier um eine elektrische Pumpe handelt, wird zusätzlich ein Wirkungsgrad von 0,8 für den Elektromotor inklusive Steuerung angenommen. Dabei ergibt sich insgesamt eine elektrische Leistungsaufnahme von bis zu 1.900 W bei Betriebstemperatur. Dies entspricht in etwa der doppelten Leistung einer typischen Kühlmittelpumpe eines PKWs bei Nenndrehzahl des Verbrennungsmotors. [41]

Tabelle 7: Kühlmittelpumpe Betriebsstrategie Volumenstrom

	Kühlmittelvolumenstrom	Stackleistung
Stufe 1	180 l/min	$\leq 40 \text{ kW}$
Stufe 2	360 l/min	$\leq 160 \text{ kW}$
Stufe 3	540 l/min	$\leq 190 \text{ kW}$
Stufe 4	720 l/min	$> 190 \text{ kW}$

Für den Kühlkreislauf des Elektromotors mit den DCDC-Konvertern sowie der Batteriekreislauf wird die Berechnung ident ausgeführt. Der Volumenstrom wird hier jedoch auf 150 l/min respektive 50 l/min fest eingestellt.

3.2.3. Lüfter

Der Lüfter in einem Kühlsystem hat die Aufgabe den Luftvolumenstrom durch den Kühler auch bei niedriger Fahrgeschwindigkeit, bzw. bei anderweitig unzureichender Durchströmung aufrecht zu erhalten. Bei LKWs mit Verbrennungsmotor wird der Lüfter

zumeist aufgrund der hohen Leistungsanforderung mechanisch über eine temperaturgeregelt Kupplung vom Verbrennungsmotor angetrieben. Die Antriebsleistung wird dabei in der Literatur mit bis zu 15 kW ([7]) bzw. 30 kW ([39]) angegeben.

Im Fall des BZ-SZ wird der Lüfter durch einen Elektromotor angetrieben. Elektrolüfter werden auch bei PKWs eingesetzt. Diese können kurzzeitig eine Leistungsaufnahme von bis zu 800 W aufweisen. Um die Kühlerstirnfläche besser abdecken zu können und durch die Möglichkeit der flexiblen Platzierung der Lüfter, werden bei PKWs auch mehrere nebeneinander eingesetzt. Die Lüfter befinden sich dabei meist hinter dem Kühler und saugen die Luft durch diesen an. [127]

Für das Modell werden insgesamt 16 Lüfter mit einem Durchmesser von 400 mm benötigt. Alleine 12 davon werden für den Brennstoffzellenkühlkreislauf verwendet (siehe Kapitel 3.5). Zur Modellierung des Lüfters werden die Lüfterkennlinie für verschiedene Drehzahlen sowie die Leistungsaufnahme des Lüfters benötigt. GT-Suite stellt in den Beispielmotoren Daten für einen elektrischen Lüfter mit 400 mm Durchmesser zur Verfügung. Die Lüfterkennlinie von GT-Suite wurde mit Daten des elektrischen Lüfters von SPAL (VA18-BP71/LL-59 24V) verglichen. Dabei wurde mit den Modellgesetzen für Lüfter (Formel (26), Formel (27)) [128] die Lüfterkennlinie des SPAL Lüfters ausgehend von der Kennlinie bei 2000 U/min, bei 1000 U/min und 3000 U/min berechnet. Der Vergleich ist in Abbildung 48 dargestellt. Dabei sieht man, dass die Kennlinien relativ ähnlich sind. Deshalb und da GT-Suite auch Daten bei Anströmung durch den Fahrtwind und eine Freilaufkennlinie bereitstellt, werden im Modell die Daten des GT-Suite-Lüfters verwendet. Der einzelne Lüfter hat eine Leistungsaufnahme von bis zu 600 W und einen Spitzenwirkungsgrad abhängig von der Drehzahl zwischen 0,45 bis 0,55. Die maximale Leistungsaufnahme durch die Lüfter für den Brennstoffzellenkreislauf liegt dadurch bei 7.200 W. Im Vergleich zu den oben und den in [129] genannten Werten ist dies deutlich geringer. Dies ist auf die große Kühlerstirnfläche von insgesamt 1,92 m² zurückzuführen.

$$\dot{V} \sim D^3 * n \quad (26)$$

\dot{V}	Volumenstrom [m ³ /s]
D	Außendurchmesser des Lüfters [m]
n	Drehzahl [1/s]

$$\Delta p_t \sim \rho * D^2 * n^2 \quad (27)$$

Δp_t	Totaldruckdifferenz [Pa]
--------------	--------------------------

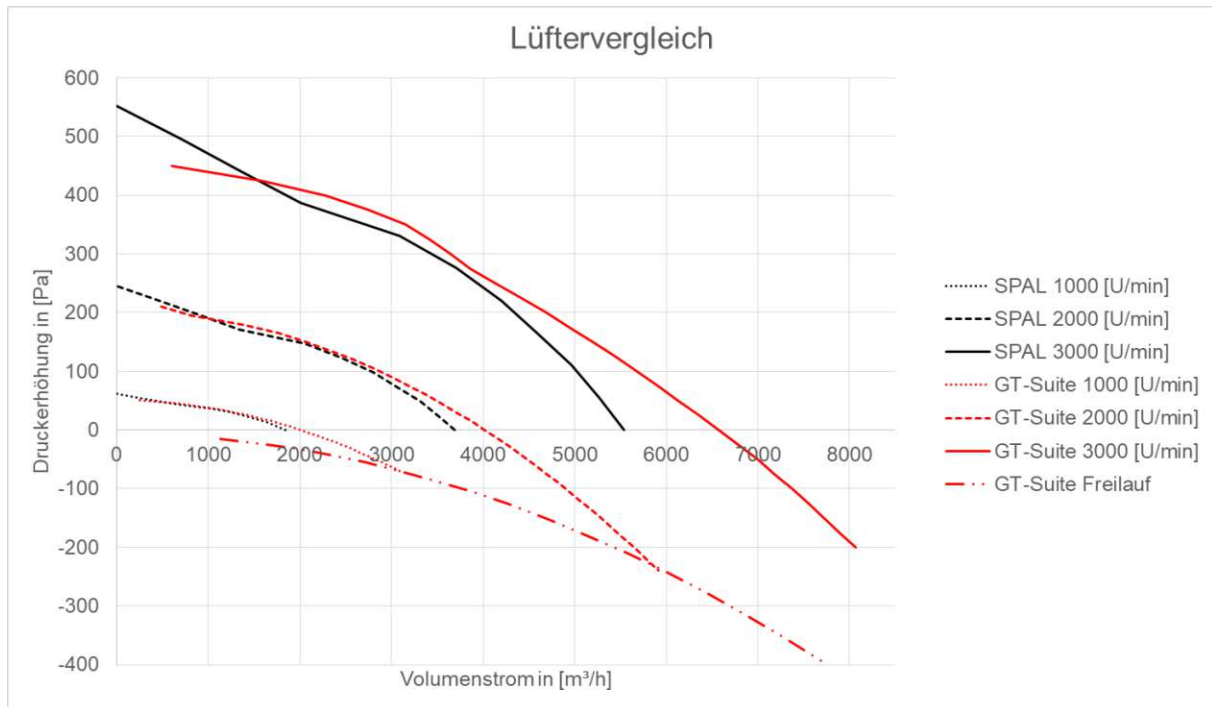


Abbildung 48: Vergleich der Lüfterkennlinien von GT-Suite zum SPAL VA18-BP71/LL-59A 24V bei verschiedenen Drehzahlen

Um die Brennstoffzellentemperatur möglichst konstant auf der Betriebstemperatur von 355 K zu halten, wird der Lüfter abhängig von der Thermostatöffnung 4-stufig in der Drehzahl gesteuert. Der Volumenstrom durch den Kühler ergibt sich im Modell durch den Schnittpunkt der Anlagenkennlinie und der Kennlinie des Lüfters. Die Anlagenkennlinie wird dabei von GT-Suite unter Berücksichtigung der Einlass- und Auslass-RAM-Air Druckkoeffizienten von 0,9 respektive -0,3 sowie dem Druckverlust im Kühler auf der Luftseite bestimmt.

3.3. Hochvoltbatterie

Die Hochvoltbatterie im Brennstoffzellenfahrzeug hat die Aufgabe als Pufferspeicher zu dienen. Dabei wird die Dynamikanforderung an die Brennstoffzelle reduziert. Wird vom Fahrer eine größere Leistung vom Antriebsstrang gefordert als die Brennstoffzelle an das Hochvolt-Bordnetz liefert, dann stellt die Batterie die fehlende Leistung zur Verfügung. Dabei wird diese entladen. Liefert die Brennstoffzelle jedoch eine höhere Leistung als vom Antriebsstrang gefordert, fungiert die Batterie als Verbraucher und nimmt die überschüssige Leistung der Brennstoffzelle auf. Dabei wird die Batterie aufgeladen. Diese Betriebsweise kann jedoch nur innerhalb der zulässigen Lade- und Entladegrenzen hinsichtlich Stromstärke und Ladezustand erfolgen. Dies erfordert eine Betriebsstrategie, die dafür Sorge trägt, dass das System immer innerhalb dieser Grenzen betrieben wird. Eine genauere Beschreibung der Betriebsstrategie erfolgt in Kapitel 3.6. Zusätzlich bietet eine Hochvoltbatterie die Möglichkeit Energie durch Rekuperation (Betrieb der E-Maschine als Generator beim Verzögern)

zurückzugewinnen und für einen späteren Beschleunigungsvorgang zu speichern, wodurch sich der Wirkungsgrad des Gesamtfahrzeuges erhöht.

Eine Batterie ist, wie eine Brennstoffzelle eine Galvanische Zelle, die aus zwei Elektroden (Kathode, Anode) und einem Separator besteht. Den Unterschied zur Brennstoffzelle stellt der Umstand dar, dass die chemische Energie in den Elektroden gespeichert ist. Abhängig von den verwendeten Materialien für die einzelnen Bestandteile ergeben sich verschiedene Batterietypen mit unterschiedlichen Eigenschaften. Für die mobile Anwendung im Verkehrssektor hat sich in den letzten Jahren die Lithium-Ionen Zelle etabliert. Diese lagert im aufgeladenen Zustand Lithium-Atome im Anodenmaterial ein. Beim Entladen wandert das Lithiumatom unter Abgabe eines Elektrons von der Anode durch den Separator zur Kathode. Dort rekombiniert sich das über den Verbraucher geleitete Elektron mit dem entstandenen Lithium-Ion und lagert sich im Kathodenmaterial ein. Beim Laden erfolgt der Vorgang in umgekehrter Reihenfolge. Die Elektroden müssen dabei aus einem porösen Material bestehen, welches eine hohe Speicherfähigkeit von Lithiumatomen aufweist. Dieses Material wird auf einer elektrisch leitenden Schicht aufgetragen, die die Aufgabe hat, die Elektronen von der Elektrode zu den Polen der Zelle zu transportieren. Um einen internen Kurzschluss zu verhindern, werden die Elektroden mit einem ionendurchlässigen Separator voneinander getrennt. Für den Transport der Ionen durch den Separator wird ein Elektrolyt, welcher meist flüssig vorliegt, eingesetzt. [130]

Die Nennspannung stellt einen wichtigen Kennwert der Batterie dar und ist definiert als die mittlere Spannung während des Entladevorgangs mit Nennstrom bei nominalen Umgebungsbedingungen. Der Nennstrom entspricht dabei dem Strom für welchen der Hersteller die Batterie ausgelegt hat. Die Umgebungsbedingungen werden teilweise bei unterschiedlichen Temperaturen und Drücken definiert. Typisch sind dabei Temperaturen zwischen 20 °C und 25 °C und ein Druck von 1.000 mbar bis 1.013 mbar. In Abbildung 49 ist das elektrische Potential für verschiedene Elektrodenmaterialien dargestellt. Dabei erkennt man, dass die Spannung einer einzelnen Zelle mit 2,3 V bis 4 V deutlich zu niedrig für ein Hochvolt Bordnetz ist. Deshalb müssen auch bei der Batterie mehrere hundert Zellen in Serie geschaltet werden, um die erforderliche Nennspannung von ca. 800 V darstellen zu können. [131], [132]

Ein weiterer wichtiger Kennwert stellt die Nennkapazität dar. Diese ist, wie auch in Abbildung 49 ersichtlich, vom Materialtyp und Masse der Elektroden abhängig. Dabei wird die Anode aus Graphit meist überdimensioniert, um die Speicherfähigkeit nicht vollständig ausnützen zu müssen. Dadurch können vorzeitige Degradationsmechanismen unterbunden werden. Die Nennkapazität wird wiederum bei nominalen Umgebungsbedingungen beim Entladen mit einem definierten Strom ermittelt. Sollte der entnommene Strom beim Betrieb der Zelle höher sein, sinkt die

entnehmbare Kapazität ab. Um die Kapazität eines Batteriepacks zu erhöhen, können mehrere Zellen mit geringerer Einzelkapazität parallel verschalten werden. Dadurch können standardisierte Zellgrößen für Batteriepacks mit größerer Kapazität kostengünstig eingesetzt werden. [130], [131]

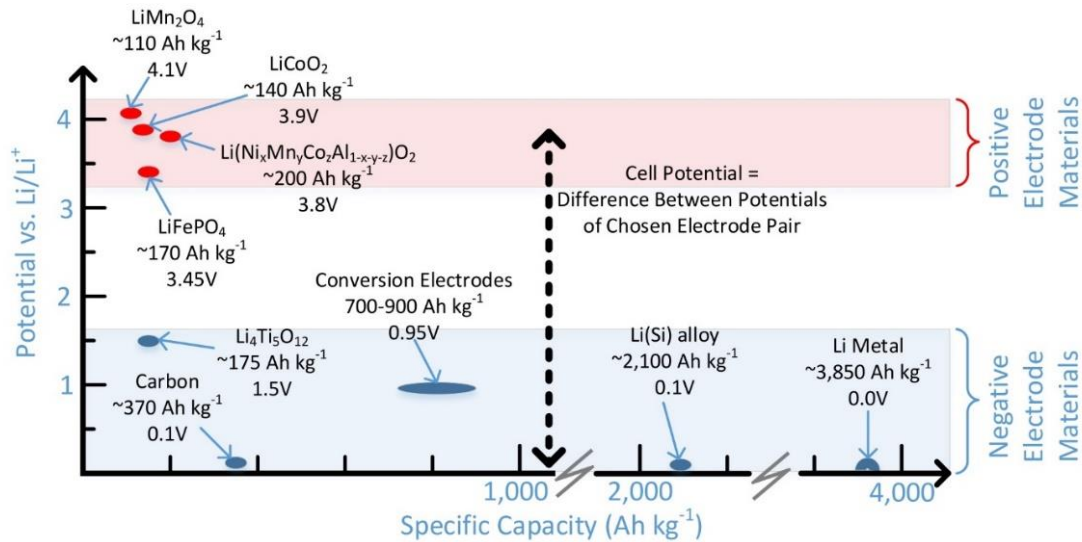


Abbildung 49: Elektrisches Potential und spezifische Kapazität verschiedener zurzeit aktuellen Elektrodenmaterialien [132]

Der Innenwiderstand der Batterie ist ebenfalls ein wichtiger Parameter einer Batterie. Je geringer der Widerstand, desto höhere Ströme kann die Batterie abgeben. Dies ist auf den Spannungsabfall am Innenwiderstand durch die äußere Belastung zurückzuführen. Zusätzlich erzeugt ein kleinerer Innenwiderstand weniger elektrische Verluste, welche die Batterie erwärmen. Der Innenwiderstand variiert im mittleren Ladezustandsbereich kaum, steigt jedoch beim vollständigen Entladen bzw. Aufladen deutlich an. Zusätzlich nimmt der Innenwiderstand mit sinkender Temperatur zu. Dies ist auf die Eigenschaften des Elektrolyten zurückzuführen. Durch den erhöhten Innenwiderstand bei niedrigeren Temperaturen sinkt auch die abrufbare Leistung einer Zelle. [59]

Um den Ladezustand einer Batterie angeben zu können, wird der SOC, welcher mit Formel (28) definiert ist, herangezogen. Ein SOC von 1 stellt dabei eine vollständig geladene Batterie dar. [59]

$$\text{SOC} = \frac{Q(U)}{Q_0} \quad (28)$$

SOC State of Charge [-]

Q(U) elektrische noch entnehmbare Ladungsmenge abhängig von der Zellspannung [Ah]

Q₀ Nennkapazität der Zelle [Ah]

Die C-Rate stellt einen weiteren wichtigen Kennwert einer Batterie dar. Diese gibt die Lade- bzw. Entladerate normiert auf die Nennkapazität der Zelle an. Deshalb ist mit

dieser Angabe der Vergleich zwischen Zellen mit unterschiedlichen Nennkapazitäten möglich. Die C-Rate ist dabei nach Formel (29) definiert. [59]

$$C - \text{Rate} = \frac{I}{Q_0} \quad (29)$$

C-Rate zulässige Lade- Entladerate einer Zelle [1/h]

I Strom beim Laden / Entladen der Zelle [A]

Die C-Rate hängt von der Chemie und dem internen Aufbau in der Zelle ab. Für Hybridfahrzeuge muss die C-Rate hoch sein, da die Batterie eine relativ geringe Kapazität aufweist, aber gleichzeitig hohe Ströme von dieser abverlangt werden. Eine C-Rate von 0,5 bedeutet, dass die Batterie in 2 h geladen / entladen wird.

Der Coulomb Wirkungsgrad stellt einen weiteren Verlust bei Batterien dar. Dieser ist definiert als Quotient aus der gesamten entnommenen Ladung beim Entladevorgang, durch die gesamte zugeführte Ladung beim Ladevorgang. Lithium-Ion Zellen weisen dabei den höchsten Wirkungsgrad auf. Es werden Werte von 99,9 % und größer in der Literatur angeführt. Deshalb wird im Batteriemodell der Coulomb Wirkungsgrad auf 1 gesetzt. [132], [133]

3.3.1. Aktueller Stand der Batterietechnologie

Wie bereits in Abbildung 49 ersichtlich ist, können verschiedene Materialien für die Anode und Kathode der Batterie kombiniert werden. Dies führt zu unterschiedlichen Eigenschaften der daraus entstehenden Batterie. Eine sehr große Verbreitung bei den Traktionsbatterien für BEVs weist dabei die Zellchemie Nickel Mangan Kobalt Oxid (NMC) auf. Als Anode wird dabei zumeist Graphit eingesetzt. Aus der Potentialdifferenz ergibt sich dadurch eine Nennspannung von 3,7 V. Lithium Eisen-Phosphat (LFP) Zellen weisen hingegen mit ca. 3,3 V eine niedrigere Nennspannung auf. Dies ist einer der Gründe, weshalb sie kaum in BEVs eingesetzt werden. In Abbildung 50 ist ein Vergleich der Eigenschaften zwischen den beiden Zellchemien dargestellt. Hier ist deutlich ersichtlich, dass die NMC Zelle in der Energiedichte (220 Wh/kg) der LFP Zelle (55-160 Wh/kg) überlegen ist. Dies ist auf die niedrigere Nennspannung und die geringere spezifische Kapazität des Kathodenmaterials zurückzuführen. Zusätzlich kann durch die interne Struktur der Trägermaterialien die Zelleigenschaften in Richtung Leistungs- oder Energiezelle beeinflusst werden. Für ein Hybridfahrzeug sind jedoch die Leistungsdichte und die Lebensdauer aufgrund der relativ kleinen eingesetzten Batterie von größerer Bedeutung als die Energiedichte. Deshalb wird im Modell eine Lithium Eisen Phosphat Zelle eingesetzt. [59]

Grundsätzlich kann bei Lithium-Ion Zellen eine Überhitzung vor allem beim Laden und Entladen zu einem thermischen Durchgehen führen. Dabei können Temperaturen von bis zu 500 °C erreicht werden. Gleichzeitig stellt das Löschen eines Brandes aufgrund

des enthaltenen Sauerstoffs im Material eine Herausforderung dar. Ein Thermomanagement der Batterie ist deshalb von entscheidender Bedeutung. Die LFP Batterie kann in einem Temperaturbereich zwischen -30 °C und $+60\text{ °C}$ betrieben werden und weist im Vergleich zur NMC Zelle eine deutlich reduzierte Gefahr des thermischen Durchgangs auf, wodurch die Sicherheit gesteigert ist. [132]

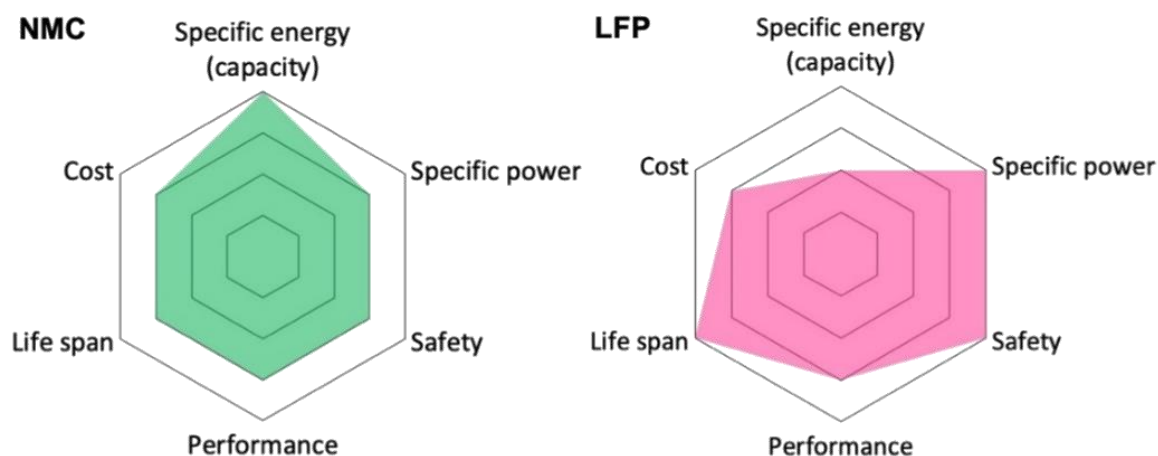


Abbildung 50: Eigenschaftenvergleich von Lithiumbatterien mit Nickel-Mangan-Kobalt Oxid Kathode (NMC) und Lithium-Eisen-Phosphat Kathode (LFP) [132]

Trotz der erhöhten Sicherheit, ist auch bei der LFP Zelle ein Batterie Management System (BMS) erforderlich. Ohne BMS würden die Zellspannungen der in Serie geschalteten Zellen aufgrund von Fertigungstoleranzen und leicht unterschiedlichen Temperaturen im Batteriepack auseinanderdriften. Dies kann dazu führen, dass beim Laden manche Zellen überladen bzw. beim Entladen manche Zellen tiefentladen werden. Eine Überladung kann vor allem bei NMC Zellen zu einem Durchgehen der Zelle führen. Bei einer Tiefentladung kommt es zu einer Beschädigung des Aktivmaterials, wodurch bei erneutem Aufladen durch Dendritenbildung ein interner Kurzschluss entstehen kann. Das BMS hat zusätzlich zur Spannungsüberwachung und zum Spannungsausgleich zwischen den einzelnen Zellen die Aufgabe den Lade- und Entladestrom auf den für die jeweilige Zelle zulässigen Wert zu begrenzen. Dieser wird vom jeweiligen Zellhersteller im Datenblatt angegeben. Der zulässige Entladestrom ist dabei deutlich höher als der Ladestrom. Bei LFP Zellen sind C-Raten beim Entladen von 20 C bzw. 48 C und Laderaten von 4 C bzw. 8 C möglich. [59], [132], [134]

LFP Zellen weisen gegenüber von NMC Zellen einen Vorteil bei den Kosten auf, da hier günstigere Rohmaterialien verwendet werden. Gleichzeitig erreichen LFP Zellen eine höhere Zyklenzahl.

Die Zellen können in einem unterschiedlichen Formfaktor aufgebaut werden. Dabei werden zylindrische und prismatische Zellen unterschieden. Die prismatische Zelle kann aus einem Stapel oder einem Wickel der einzelnen Schichten (Stromableiter, Elektrode, Separator, Elektrode, Stromableiter) erzeugt werden. Diese kann sowohl in einem festen Gehäuse als auch in einem Softpack vor den Umwelteinflüssen

geschützt werden. Die Rundzellen bestehen aus einem runden Elektrodenwickel, welcher in einem festen Stahlgehäuse vor den Umwelteinflüssen geschützt wird. Die Stromableiter sind mit dem Gehäuse nach außen hin verbunden. Durch das Stahlgehäuse bietet die Batterie eine hohe Sicherheit gegenüber äußerer Kraftereinwirkung. Die Energiedichte ist jedoch durch das geringere Verhältnis von Aktivmaterial zu Gehäusematerial niedriger. Auch die Ableitung der Wärme aus der Zelle ist bei diesem Typ der Zelle kritischer, da das Oberflächen-Volumenverhältnis geringer ist. Die Rundzellen stammen ursprünglich aus der Unterhaltungselektronik und werden in großer Stückzahl produziert. Es haben sich dabei mehrere Größenklassen etabliert. Die 18650 Zelle ist der ursprüngliche Formfaktor einer Lithiumzelle (18 mm Durchmesser, 65 mm Länge). Der Standard wird auch von Tesla für seine BEVs verwendet. Für eine höhere Energiedichte kann der Durchmesser der Zelle vergrößert werden. Im Modell wird von einer 26650 Zelle ausgegangen (26 mm Durchmesser, 65 mm Länge). [59]

Eine Batterie hat abhängig von der Zellchemie eine definierte OCV-Kennlinie. Die LFP Batterie zeichnet sich dabei durch eine geringe Steigung der Kennlinie im mittleren Bereich des Ladezustands aus. Diese Kennlinie, in Kombination mit dem Innenwiderstandverlauf abhängig vom SOC, stellt die Grundlage für die Beschreibung des elektrischen Verhaltens einer Zelle dar.

Die OCV kann durch verschiedene Tests bestimmt werden. Eine Möglichkeit wird durch das pulsartige Entladen der Zelle in gleichmäßigen SOC Intervallen mit jeweiliger Wartezeit (1-8 h) nach den Pulsen vor der Messung und anschließendem pulsartigen Aufladen gegeben. Die Wartezeit dient der Einstellung des Gleichgewichts in der Zelle. Dies ist von großer Bedeutung, da erst bei Gleichgewicht in der Zelle eine korrekte OCV gemessen werden kann. Zusätzlich wird mit dieser Messmethode auch die Hysterese der OCV beim Entlade-Ladevorgang aufgenommen. Eine weitere Möglichkeit stellt das Entladen mit einer C-Rate von 1/40 C bis 1/10 C dar. Dabei sind die Verluste vernachlässigbar und stellt eine schnellere Messmethode dar. Wichtig zu erwähnen ist, dass bei der Bestimmung der OCV die Messungen unter konstanter Temperatur erfolgen müssen, da die OCV abhängig von dieser variiert. [135], [136]

Das dynamische Verhalten der Zelle kann mit der elektrochemischen Impedanzspektroskopie erfasst werden. Dabei wird entweder ein sinusförmiges Strom- oder Spannungssignal auf der Batterie aufgeprägt und die Signalantwort der Zelle aufgezeichnet. Durch Variieren der Frequenz kann die komplexe Impedanz der Zelle erfasst werden. Diese wird in einem Nyquist-Diagramm aufgezeichnet. Der Schnittpunkt zwischen der Realachse und der aufgezeichneten Kurve erfolgt zumeist bei 1000 Hz und wird als ohmscher Teil der Impedanz bezeichnet. Durch Nachbauen der Kurve mit elektronischen Bauteilen (Widerstand, Induktivität, Kondensator) kann das Verhalten der Zelle sehr genau modelliert werden. Die hohe Genauigkeit erfordert jedoch auch eine höhere Rechenleistung. Eine einfachere Methode kann durch das

Berechnen des ohmschen Widerstands mithilfe von Lade- bzw. Entladekurven bei verschiedenen C-Raten realisiert werden. Dabei wird der Widerstand aus der Differenzspannung und dem Differenzstrom abgeschätzt. Der einfachen Datengewinnung steht jedoch die geringere Genauigkeit des daraus erzeugten Batteriemodells gegenüber. [130], [136]

3.3.2. Batteriemodell

Eine Batterie kann mit verschiedenen Ansätzen beschrieben werden. Mit physikalisch-chemischen Modellen können Mechanismen im Elektrodenmaterial nachgebildet werden. Dabei kann eine hohe Detailgenauigkeit erreicht werden. Es besteht jedoch das Problem, dass die erforderlichen Parameter teilweise kaum bestimmbar sind und der Rechenaufwand sehr hoch ausfällt. Eine weitere Möglichkeit besteht in der Modellierung der Batterie mithilfe von mathematischen Funktionen. Dabei werden empirisch ermittelte Verhaltensweisen ohne physikalischen Bezug abgebildet. Ein Kompromiss stellt der Nachbau der Zelle mit elektronischen Bauteilen dar. Dabei kann durch die Variation der Anzahl der verwendeten elektronischen Bauteile der Detailgrad des Modells an den jeweiligen Einsatz einfach angepasst werden. In [Abbildung 51](#) ist dies mit einer schematischen Darstellung gezeigt. Die Batterie setzt sich dabei aus einer Konstantspannungsquelle (U_{OC}), einem ohmschen Innenwiderstand (R_i) und einer beliebigen Anzahl von Induktivitäten (R_{Dn}) und Kapazitäten (C_{Dn}) zusammen. Das einfachste Modell wird dabei durch das Rint-Modell, welches nur aus Konstantspannungsquelle und Innenwiderstand besteht, dargestellt. Dieses wird auch im Modell der Traktionsbatterie für den BZ-SZ verwendet. GT-Suite stellt dazu ein Batterietemplate zur Verfügung, welches mit OCV- und Innenwiderstandsdaten sowie den grundlegenden Spezifikationen wie der Kapazität, etc. ein Batteriemodell erzeugt. Die anliegende Spannung an der Batterie wird durch [Formel \(30\)](#) berechnet. Der Innenwiderstand sowie die OCV der Spannungsquelle sind dabei vom SOC und der Temperatur abhängig. Zusätzlich wird auch die Hysterese berücksichtigt und bei dem Innenwiderstand und der OCV zwischen Laden und Entladen unterschieden. In den nachfolgenden Unterkapiteln werden die verwendeten Daten für das Modell sowie deren Beschaffung dargestellt. [135], [137]

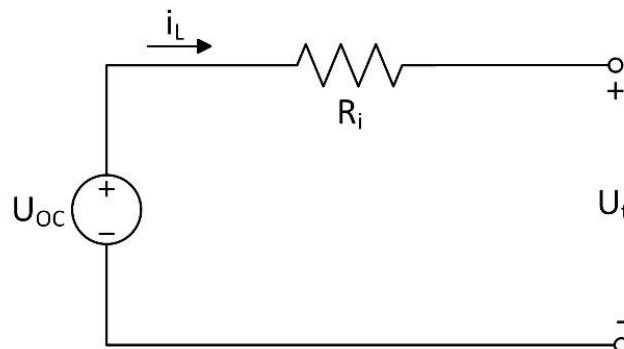


Abbildung 51: Schematische Darstellung des elektrischen Rint-Modells

$$U_t(\text{SOC}, T) = U_{OC}(\text{SOC}, T) - i_L * R_i(\text{SOC}, T) \quad (30)$$

- U_t Spannung an den Batteriepolen abhängig von SOC, Temperatur und Belastungsart (Laden/Entladen) [V]
- U_{OC} Open Circuit Spannung der Batterie abhängig von SOC, Temperatur und Belastungsart [V]
- i_L Strom mit der die Batterie belastet wird [A]
- R_i Innenwiderstand der Batterie abhängig von SOC, Temperatur und Belastungsart [Ω]

Die Traktionsbatterie ist im Modell aus 243 Zellen in Serie geschalteten Zellen, um eine Nennspannung von 801,9 V bereitstellen zu können, und aus 24 parallelgeschalteten Zellen, um eine Energie von 50 kWh abzubilden, aufgebaut. Dies ergibt insgesamt eine Anzahl von 5832 Zellen mit einem Gesamtgewicht (nur Zellen) von ca. 445 kg.

3.3.2.1. Leerlaufspannung (OCV)

Die Grundlage für das Batteriemodell stellt die Einzelzelle 26650M1B von 123A dar. Dies ist eine Lithium-Eisen-Phosphat Rundzelle, welche hochstromfähig ist. Die Eckdaten der Zelle sind Tabelle 8 zu entnehmen.

Tabelle 8: Spezifikationen der Einzelzelle 26650M1B von A123 [134]

A123 26650M1B		
Nennspannung	[V]	3,3
Nennkapazität	[Ah]	2,6
Impedanz (1kHz AC)	[m Ω]	6
max. kontinuierlicher Entladestrom	[A]	50
max. Entladestrom	[A]	120
max. kontinuierlicher Ladestrom	[A]	10
max. Ladestrom	[A]	20
Betriebstemperaturbereich	[$^{\circ}$ C]	(-30) 0 – 55
Länge	[mm]	65
Durchmesser	[mm]	26
Gewicht	[g]	76

Die Leerlaufspannung abhängig von SOC, Temperatur und Belastungsart wurde mithilfe von Datenblättern des Herstellers ermittelt. Der Berechnungsweg dazu ist in 8A: Ermittlung der OCV aus Datenblättern nachzuvollziehen. Abbildung 52 stellt die sich aus der Berechnung ergebenden Leerlaufspannungsverläufe dar. Dabei fällt der für LFP Zellen typische flache mittlere Bereich der Leerlaufspannung auf. Zusätzlich

erkennt man auch die Lade / Entladehysterese durch die Differenzspannung zwischen Lade- und Entladekurve. Im mittleren Bereich liegt auch die Spannung bei höchster Temperatur am höchsten. Bei einem Ladezustand von 1 und 0 ist dieses Verhalten invertiert dargestellt. Dies entspricht auch dem grundsätzlichen Verhalten einer LFP Batterie, jedoch ist dieser Effekt nur in geringen Maße ausgeprägt. [138] Das Verhalten bei einem SOC von 0 ist mit der relativ hohen Entladerate von C/2 zu erklären, da dadurch die Entladeschlussspannung früher erreicht wird und sich die Spannung nach der Ruhezeit auf höhere Werte erholen kann. Im Modell sind diese Bereiche jedoch kaum von Bedeutung, da die Betriebsstrategie den Ladezustand im mittleren Bereich hält.

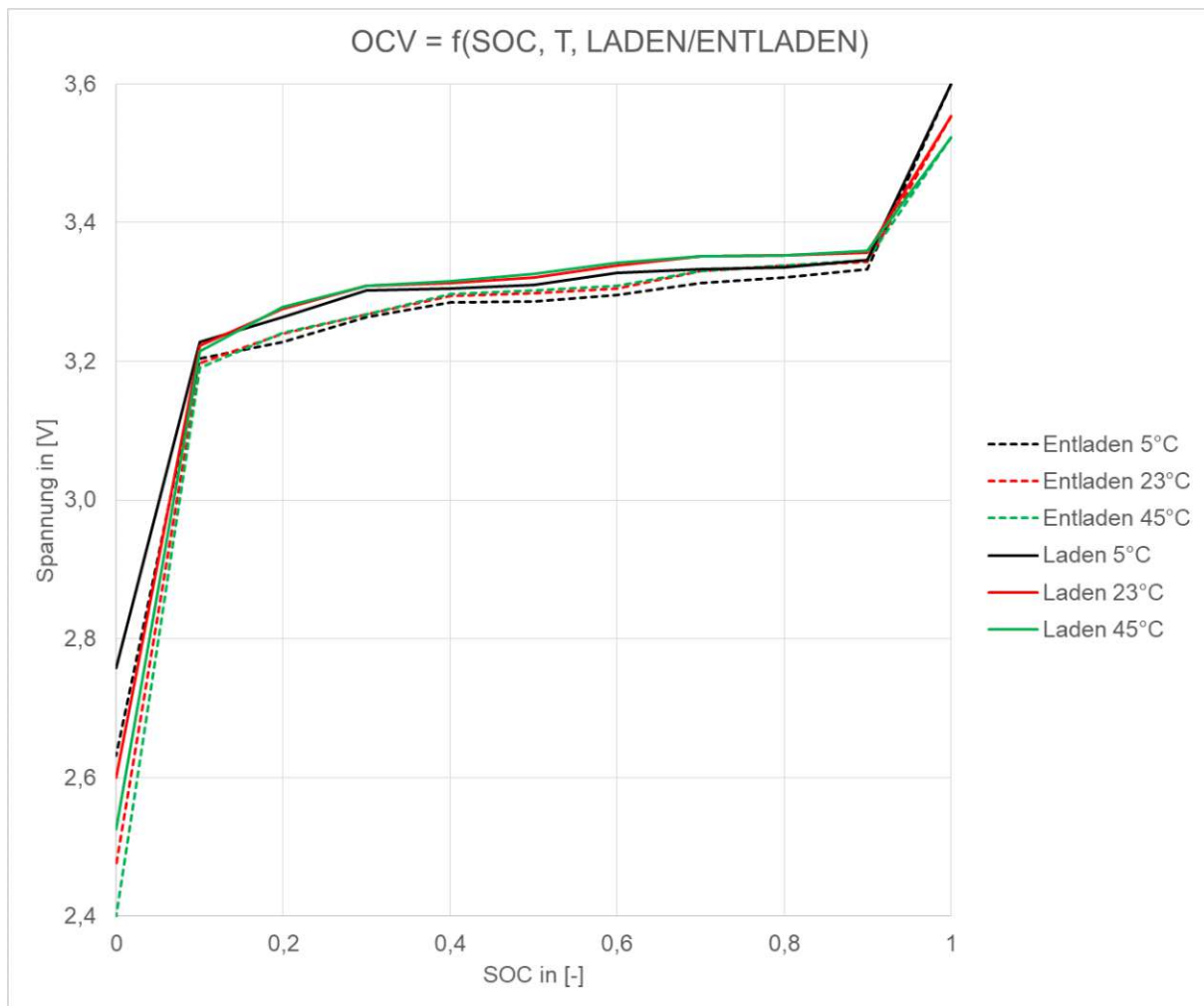


Abbildung 52: Berechnete Open Circuit Voltage des Batteriemodells abhängig von SOC, Temperatur und Lade-Entladevorgang

3.3.2.2. Innenwiderstand

Der Innenwiderstand wurde mit der vereinfachten Methode aus den Differenzspannungen und Differenzströmen der Datenblätter zu der Zelle gewonnen. Die Berechnung ist in [8A: Ermittlung der OCV aus Datenblättern](#) nachzuverfolgen. In [Abbildung 53](#) und [Abbildung 54](#) sind die Widerstandsverläufe der Zelle dargestellt.

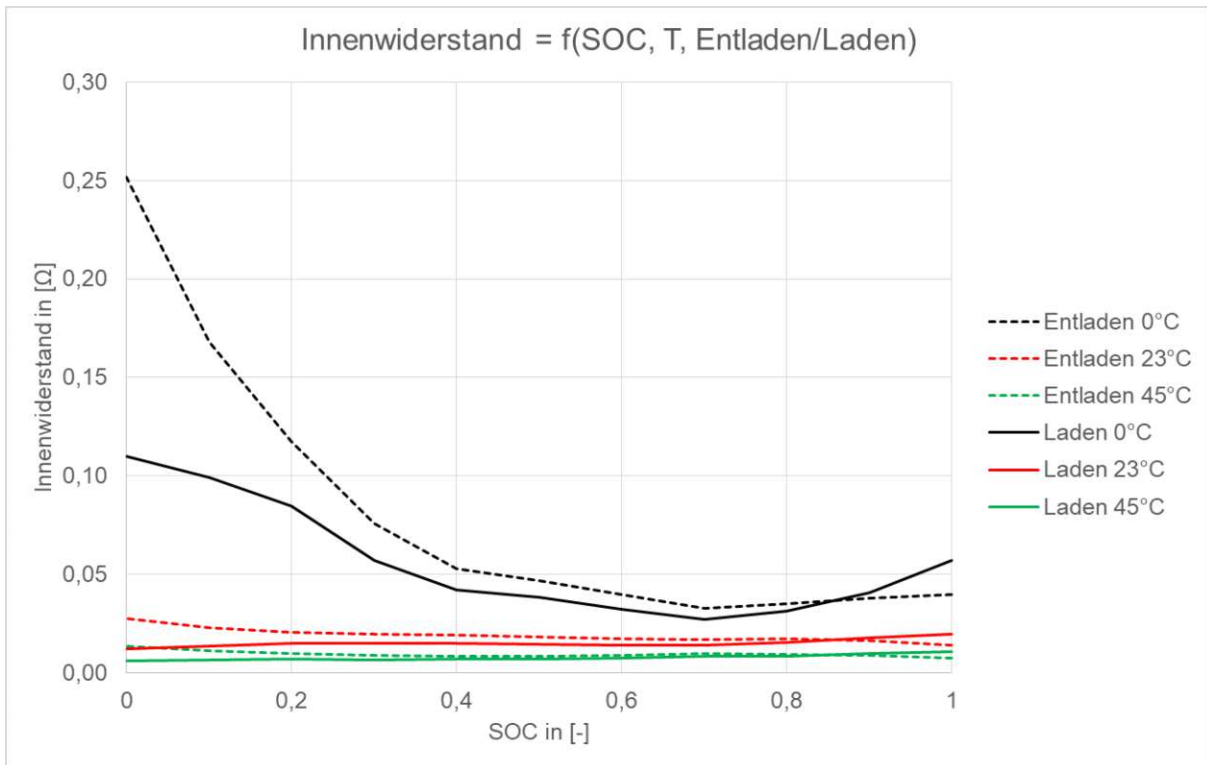


Abbildung 53: Berechneter Innenwiderstand der Einzelzelle für das Modell abhängig von SOC, Temperatur und Lade-Entladevorgang

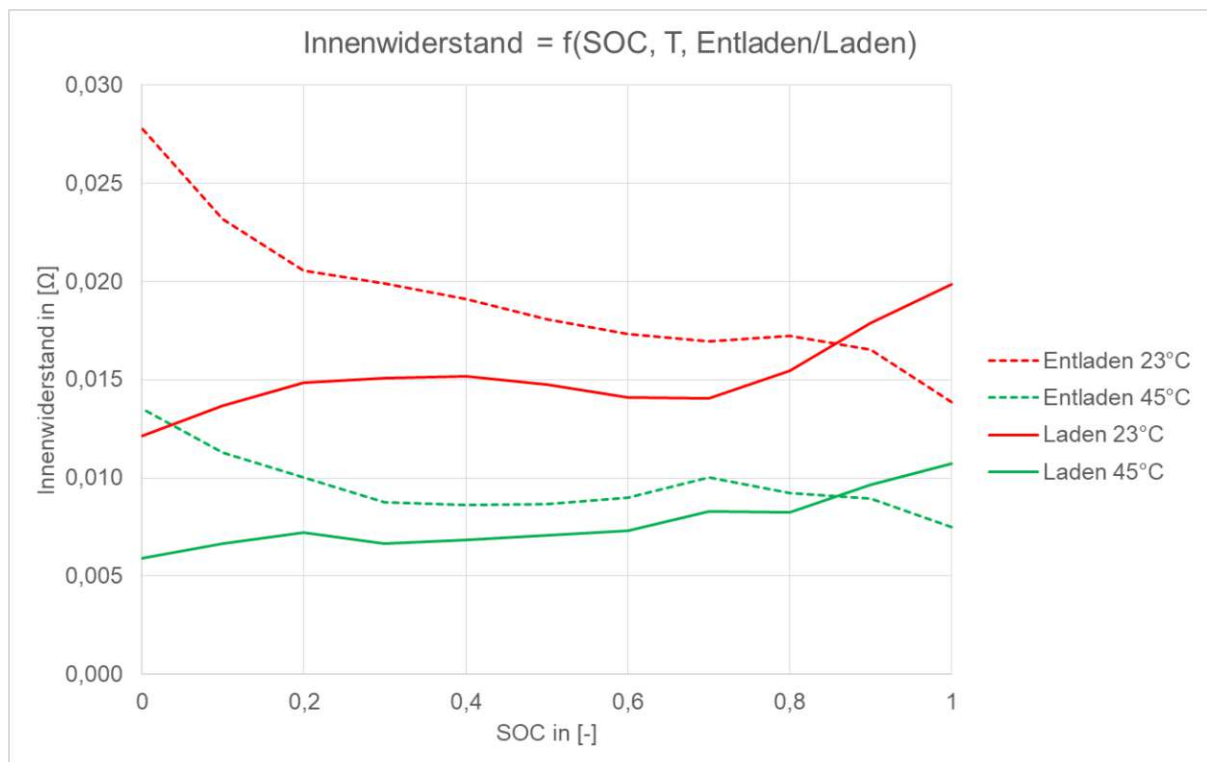


Abbildung 54: Fokussierter y-Achsen-Bereich für die Darstellung des Innenwiderstandes bei den Temperaturen 23 °C und 45 °C

Das Verhalten des Widerstandes ist, wie schon oben beschrieben, im mittleren SOC Bereich relativ konstant und steigt mit abnehmender Temperatur deutlich an. Die genaue Ermittlung ist in 9A: Ermittlung des Innenwiderstands aus Datenblättern dargestellt.

3.3.2.3. SOC-Kompensation (H₂-Verbrauch)

Für eine aussagekräftige Bestimmung des Wasserstoffverbrauchs muss der SOC vor und nach dem jeweiligen Zyklus miteinbezogen werden. Dabei wird im Modell der abweichende Ladezustand in einen Wasserstoffverbrauch umgerechnet. Die Berechnung erfolgt dabei mittels Formelblock mit der Formel (31).

$$m_{\text{SOC}} = \frac{E_{\text{Bat}_S} - E_{\text{Bat}_E}}{\bar{\eta}_{\text{BZ}} * \bar{\eta}_{\text{DC}}} * H_{\text{u}_H2} * \delta_p \quad (31)$$

m_{SOC}	Wasserstoffkompensationsmasse [kg]
E_{Bat_S}	gespeicherte Energie in der Batterie am Start des Zyklus [J]
E_{Bat_E}	gespeicherte Energie in der Batterie am Ende des Zyklus [J]
$\bar{\eta}_{\text{BZ}}$	durchschnittlicher Wirkungsgrad der Brennstoffzelle über den Zyklus [-]
$\bar{\eta}_{\text{DC}}$	durchschnittlicher Wirkungsgrad des DCDC-Konverters über den Zyklus [-]
H_{u_H2}	Heizwert von Wasserstoff [J/kg]
δ_p	Korrekturfaktor für das Purgen [-]

Ist der SOC am Ende des Zyklus höher als zu Beginn, hat die Brennstoffzelle zu viel elektrische Energie erzeugt. Durch die Wirkungsgradkette von Brennstoffzelle und DCDC Konverter wird die überschüssige Energie in der Batterie auf die vom Wasserstoff bereitzustellende Energie umgerechnet. Dabei wird auch der Verlust durch das Purgen berücksichtigt. Die herangezogenen Wirkungsgrade entsprechen dabei den Durchschnittswerten über den gesamten Zyklus. Dabei wird vernachlässigt, dass bei exakter Steuerung des Systems, der Wirkungsgrad über den gesamten Zyklus aufgrund von geringerer Leistungsanforderung an die Brennstoffzelle geringer ist. Durch die Kompensationsberechnung des SOC kann jedoch die Verbrauchsangabe allein über den Wasserstoffverbrauch erfolgen.

3.3.3. Batteriekühlung

Durch die Verluste in der Batterie beim Laden und Entladen kommt es zur Erwärmung der Zelle. Die Batterie hat, wie bereits in Tabelle 8 angegeben, ein Betriebstemperaturfenster. Die optimale Temperatur liegt jedoch bei ca. 25 °C – 30 °C. Um die Batterie möglichst in diesem Fenster zu halten, ist eine aktive Kühlung erforderlich. Durch die hohen C-Raten beim Laden und Entladen der Traktionsbatterie am BZ-SZ, ist die Kühlung von wesentlich größerer Bedeutung als bei einem batterieelektrischen PKW. Diese kann dabei auf verschiedene Arten realisiert werden. Grundsätzlich unterscheidet man zwischen einer Luftkühlung und einer Flüssigkeitskühlung. Die Luftkühlung hat den Vorteil der niedrigeren Kosten, des geringen Energieverbrauchs, sowie einfacherer Servicierbarkeit, ist jedoch in diesem Einsatzfall aufgrund der schlechteren Wärmeabfuhr nicht die bevorzugte Kühlmethode. [139]

Bei der Flüssigkeitskühlung wird unterschieden zwischen einer Kältemittelkühlung und einer Kühlmittelkühlung. Bei der Kältemittelkühlung wird ein Kältekreislauf, bestehend aus Kompressor, Kondensator und Verdampfer dazu verwendet, ein niedrigeres Temperaturniveau des Kühlmediums zu erzeugen. Mit diesem System kann auch bei höherer Außentemperatur das optimale Betriebsfenster der Batterie jederzeit garantiert werden. Der Nachteil dieses Systems stellt jedoch der zusätzliche Energiebedarf des Kompressors dar. Die Wärme kann dabei entweder direkt durch das Kältemittel aufgenommen werden, oder über einen zwischengeschalteten Kühlmittelkreislauf. Durch einen zusätzlichen Kühlmittelkühler kann das System bei niedriger Außentemperatur auch ohne energieintensiven Kältemittelkreislauf die Batterie in dem geforderten Temperaturfenster halten. [140]

Im Modell wird bei der Batteriekühlung jedoch nur von einer reinen Kühlmittelkühlung ausgegangen. Dies kann dazu führen, dass bei erhöhter Außentemperatur ein Derating aufgrund der zu hohen Batterietemperatur auftritt. Dies ist durch eine Leistungsbegrenzung abhängig von der Temperatur im Modell implementiert. Der Kühlkreislauf ist dabei nach dem gleichen Prinzip wie der der Brennstoffzelle aufgebaut. Zu erwähnen gilt es jedoch, dass im Modell zusätzlich zur Abwärme der Batterie auch der Kühlleistungsbedarf für die Kühlung der verdichteten Luft für den Betrieb der Brennstoffzelle von diesem Kühlkreislauf bereitgestellt wird.

Ein wichtiger Faktor stellt die Kontaktierung der einzelnen Zellen mit dem Kühlsystem dar. Dabei ist die Tab-Kühlung (Kühlung über die Pole) weit verbreitet. Die Kontaktierung der Einzelzelle erfolgt über einen oder beide Pole. Dabei wird die hohe Wärmeleitfähigkeit des Stromableiters der jeweiligen Elektrode ausgenutzt. Vorteilhaft für diese Art der Kontaktierung sind die geringe Komplexität des Systems sowie der Umstand, dass Temperaturgradienten in axialer Richtung geringere Auswirkungen gegenüber der Lebensdauer der Batterie haben. Eine innovative Kontaktierung stellt das System eines FLEXcoolers® dar. Dabei wird zwischen den Zylindermantelflächen mit einer dünnen flexiblen Folie ein Kühlkanal geschaffen. Durch die Flexibilität passt sich der Folienschlauch an die Batterie an und erhöht die Wärmeübertragungsfläche. Der Wärmeübergang erfolgt dabei direkt von der Zelle durch die dünne Folie in das Kühlmittel, ohne zusätzliche Wärmeleitpaste. Diese Kontaktierung an der Zylinderaußenfläche kompensiert Toleranzen in der Herstellung des Zellpacks und hält somit die thermische Performance des Kühlsystems konstant hoch. Zusätzlich kann mit dem System Gewicht eingespart werden. Durch die große Kontaktfläche zwischen Batterie und Kühlmedium kann der Temperaturgradient in der Zelle deutlich gesenkt werden gegenüber der Tab-Kontaktierung. Im Modell wurde von diesem System zur Batteriekontaktierung ausgegangen. [141]

Hier wurde ebenfalls wieder eine Volumenstromabschätzung des Kühlmittels vorgenommen und auf 50 l/min festgesetzt. Der Wärmeübergang zwischen Batterie und Kühlmittel wurde wie bei der Brennstoffzelle durchgeführt. Dabei wurde ebenfalls

die Annahme getroffen, dass es sich hierbei um eine Rohrströmung mit rechteckigen Querschnitt handelt. Die Folie des Kühlkanals wurde in thermischer Hinsicht nicht berücksichtigt. Für die Kontaktierungsfläche des Kühlers wurde 50 % der projizierten Zylinderfläche angenommen. Die Wärmeübergangszahlen zwischen Batterie und Kühlmittel und der Druckverlust werden abhängig von der Temperatur durch Look-up Tables GT-Suite übergeben. Die Verläufe sind dabei in [Abbildung 55](#) zu sehen.

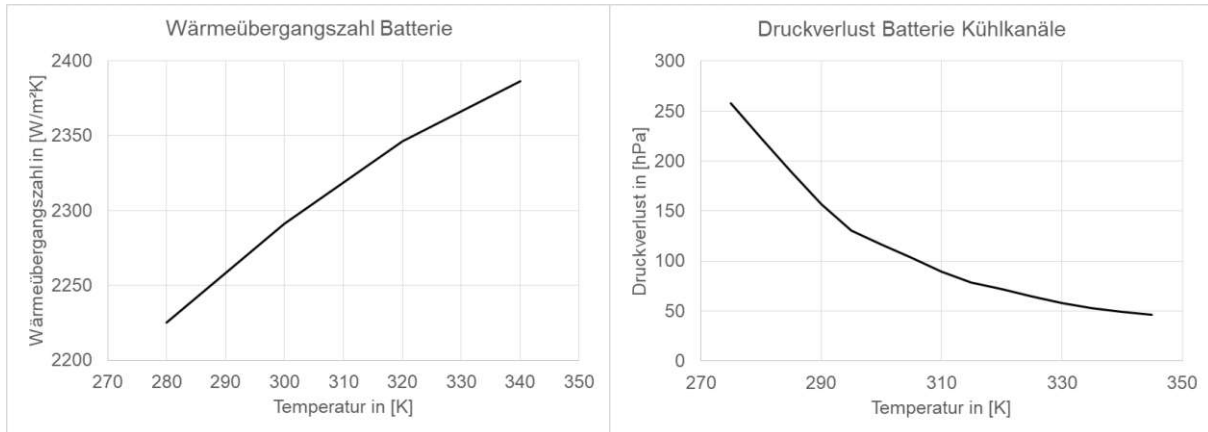


Abbildung 55: Wärmeübergangszahl zwischen Batterie und Flexcooler® (links). Druckverlust des Kühlmittels durch die Traktionsbatterie (inkl. Umlenkungen)

In [Abbildung 56](#) ist das Batteriepack mit den Kühlkanälen dargestellt. Dabei bilden die 24 parallelgeschalteten und 27 in Serie geschalteten Zellen eine Lage. Auf die 27 in Serie geschalteten Zellen und deren Kühlkanäle verteilt sich der Volumenstrom von 50 l/min. Die parallelgeschalteten Zellen werden hintereinander durchströmt. Durch Umlenkungen werden die 9 Ebenen ebenfalls hintereinander durchströmt. Durch den vorgegebenen Volumenstrom wird sichergestellt, dass das Temperaturdelta zwischen erster und letzter Zelle möglichst gering ausfällt.

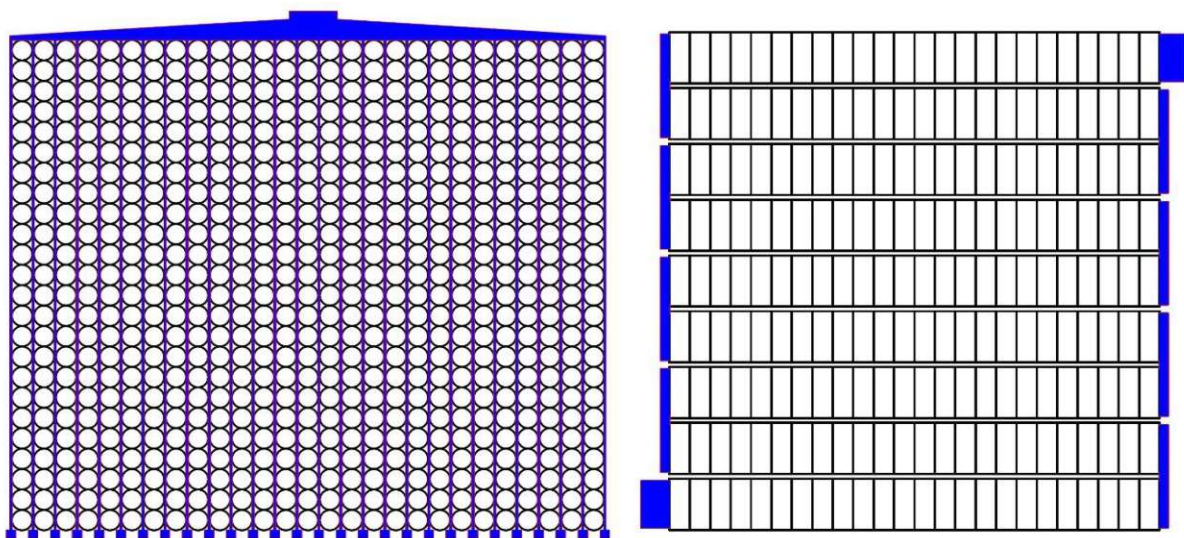


Abbildung 56: Schematische Darstellung des Kühlkanalverlaufs durch die Batterie

3.4. Antriebsstrang

Der Antriebsstrang setzt sich aus mehreren Komponenten zusammen. In [Abbildung 57](#) ist dies schematisch dargestellt. Die Brennstoffzelle, der DCDC-Konverter sowie die Traktionsbatterie sind für die Bereitstellung der elektrischen Energie verantwortlich und wurden bereits behandelt. Der Inverter mit E-Maschine, Getriebe sowie dem Differential wandeln diese elektrische Energie in mechanische Energie und schlussendlich in Vortrieb um. Diese letztgenannten Komponenten werden in den nachfolgenden Unterkapiteln näher betrachtet.

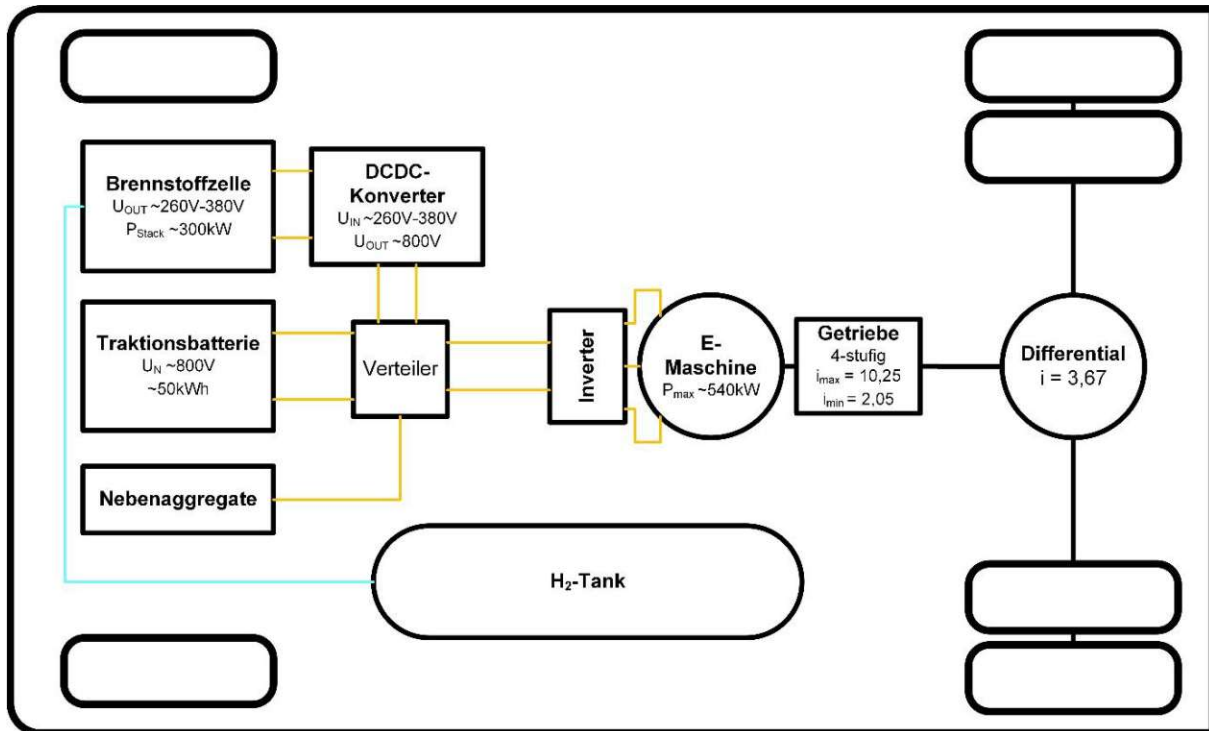


Abbildung 57: Schematische Darstellung des Antriebsstrangs

3.4.1. E-Maschine

Eine E-Maschine besteht aus einem Stator, welcher mit radial angeordneten Spulen aufgebaut ist und dem Rotor, welcher entweder als Permanentmagnetenläufer oder Kurzschlussläufer ausgeführt ist. Im Motorbetrieb wandelt die E-Maschine elektrische Energie in mechanische Energie um. Im Generatorbetrieb erfolgt die Energiewandlung in entgegengesetzter Richtung. Dies ergibt den großen Vorteil der E-Maschine im Gegensatz zum Verbrennungsmotor, dass beim Verzögern des Fahrzeuges, Bewegungsenergie in elektrische Energie zurückgewandelt werden kann. [140]

Als Antriebsmotoren können dabei zwei verschiedene Typen eingesetzt werden. Diese unterscheiden sich hauptsächlich durch den Aufbau des Rotors. Bei der Asynchronmaschine kommt ein Kurzschlussläufer, welcher aus radial angeordneten Metallstäben mit stirnseitigen Kurzschlussringen aufgebaut ist, zum Einsatz. Das rotierende Drehfeld im Stator induziert eine Spannung in dem Kurzschlussläuferkäfig, wodurch in diesem Strom fließt. Um diesen abzubauen, dreht sich der Läufer weiter.

Die Drehzahl ist dabei niedriger als die Drehzahl des Statorfelds. Dies wird als Schlupf bezeichnet und ist für die Drehmomentabgabe verantwortlich. Vorteilhaft sind bei diesem Maschinentyp der einfache Aufbau, die Drehzahlfestigkeit und die Funktionsweise ohne teure Permanentmagnete. [3], [140]

Permanentmagnetsynchronmaschinen benötigen Permanentmagnete aus seltenen Erden, welche auf den Rotor aufgeklebt oder im Rotor eingegraben werden. Durch diese Magnete ist es nicht erforderlich erst ein Magnetfeld durch Induktion zu erzeugen. Dadurch erfolgt ein synchroner Betrieb. Dieser ist auch für den Wirkungsgradvorteil dieser Bauart verantwortlich. Ein zusätzlicher Vorteil stellt die höhere Leistungsdichte dar. Aufgrund des höheren Wirkungsgrades und der Verfügbarkeit von passenden E-Maschinen wird im Modell ein Permanentmagnetsynchronmotor eingesetzt. [3], [15]

3.4.1.1. Inverter

Der Strom von der Brennstoffzelle und der Batterie steht im Fahrzeug als Gleichstrom zur Verfügung. Die E-Maschine benötigt jedoch 3-phasigen Wechselstrom mit variierender Stromstärke, Frequenz und Phasenlage, um das gewünschte Sollmoment und Solldrehzahl einzustellen. Diese Umwandlung des Gleichstroms in Wechselstrom übernimmt der Inverter. Gleichzeitig kann der Inverter auch in die entgegengesetzte Richtung, beim Verwenden der E-Maschine als Generator, betrieben werden. Diese Umwandlungen ziehen Verluste nach sich, die sich im Bereich von 2 – 7 % bewegen. [3]

3.4.1.2. Leistung / Drehmoment

Ein großer Vorteil des Elektromotors ist das hohe Drehmoment ab Stillstand. Dadurch kann eine Kupplung entfallen und das Getriebe in den Gangstufen deutlich reduziert werden oder im Fall eines PKWs sogar einstufig ausgeführt sein. Dieses hohe Drehmoment kann der Elektromotor bis zur Eckdrehzahl bereitstellen. Ab dieser nimmt das Drehmoment kontinuierlich ab, sodass der Motor bei steigender Drehzahl mit konstanter Leistung betrieben wird. Die Eckdrehzahl beträgt dabei ca. ein Viertel bis ein Drittel der Maximaldrehzahl. [142]

Während des Betriebs kann das Drehmoment und damit auch die Leistung bis zu den Nennwerten dauerhaft abgerufen werden. Der Elektromotor ermöglicht jedoch einen Überlastbetrieb. Dabei kann das Drehmoment gesteigert werden, wodurch kurzzeitige Leistungsspitzen abgedeckt werden können. Dies ist jedoch nur möglich, solange der Elektromotor innerhalb der thermischen Grenzen betrieben wird. Dies ist im Modell durch die Begrenzung des Drehmoments abhängig von der Temperatur des Elektromotors implementiert. [142]

Die eingesetzte E-Maschine ist von den verfügbaren Modellen von Dana TM4 abgeleitet. Die Leistungs- und Drehmomentkurven sind in Abbildung 58 dargestellt.

Dabei sind der zu Beginn konstante Drehmomentbereich bis zur Eckdrehzahl von 2000 U/min und der konstante Leistungsbereich darüber zu erkennen. Das Nennmoment beträgt dabei 2050 Nm und die Nennleistung 430 kW. Durch Ausnutzen des Überlastbereichs lässt sich dies auf 2500 Nm, respektive 540 kW steigern. [143]

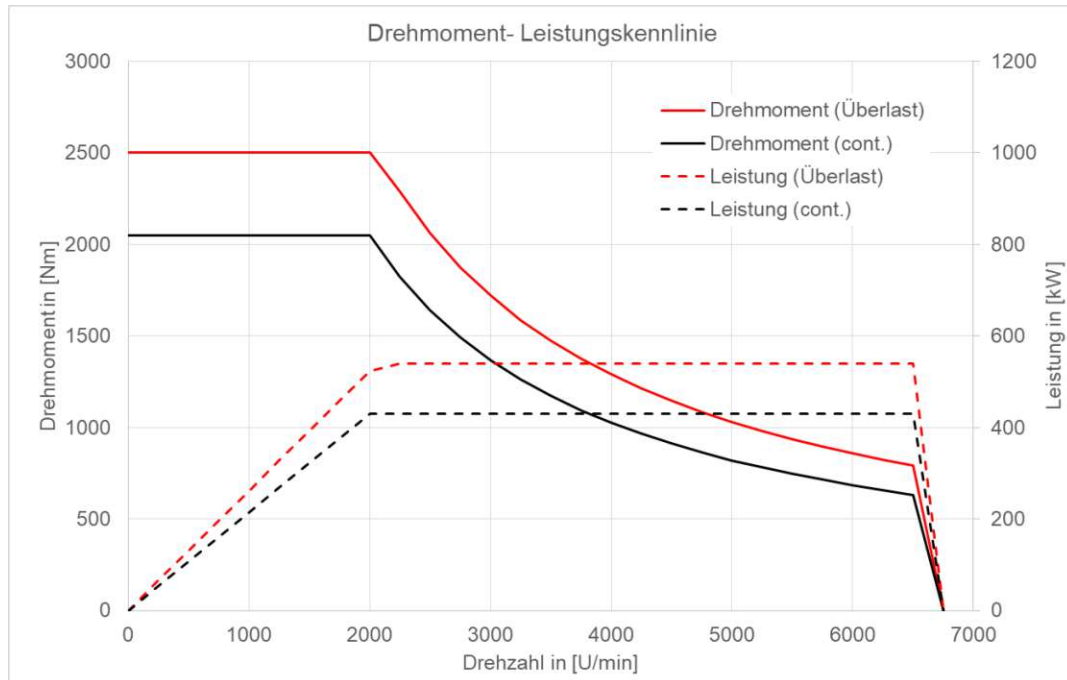


Abbildung 58: Drehmoment- und Leistungskennlinie der verwendeten E-Maschine abgeleitet aus den Produktdaten von DANA TM4

3.4.1.3. Wirkungsgrad

Ein weiterer großer Vorteil der E-Maschine gegenüber dem Verbrennungsmotor ist der deutlich höhere Wirkungsgrad bei der Umsetzung der Energie im Fahrzeug. Dieser setzt sich aus dem Wirkungsgrad des Inverters und der E-Maschine selbst zusammen. Asynchronmaschinen weisen ihren höchsten Wirkungsgrad bei niedriger Last und mittlerer Drehzahl auf. Der Wirkungsgrad bei niedriger Drehzahl fällt drastisch ab. Permanentmagnetsynchronmaschinen haben den höchsten Wirkungsgrad hingegen meist bei höherer Last und etwas niedrigeren Drehzahlen. Da der Wirkungsgrad der Inverter E-Maschinenkombination variiert, muss für ein effizientes Fahrzeug das Getriebe daran angepasst werden. [142]

In Abbildung 59 ist das im Modell verwendete Wirkungsgradkennfeld dargestellt. Die Daten basieren auf einem anderen Projekt des Instituts für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, bei dem ein Permanentmagnetsynchronmotor elektrisch vermessen wurde. Diese Daten wurden an die Drehmoment-Drehzahlkennlinie angepasst. In diesem Diagramm ist zusätzlich zu dem Motorbetrieb in Vorwärtsrichtung auch der Betrieb als Generator dargestellt. Gleichzeitig ist dies auch in der entgegengesetzten Drehrichtung und somit als Rückwärtsgang möglich. Dies stellt den 4-Quadranten Betrieb dar.

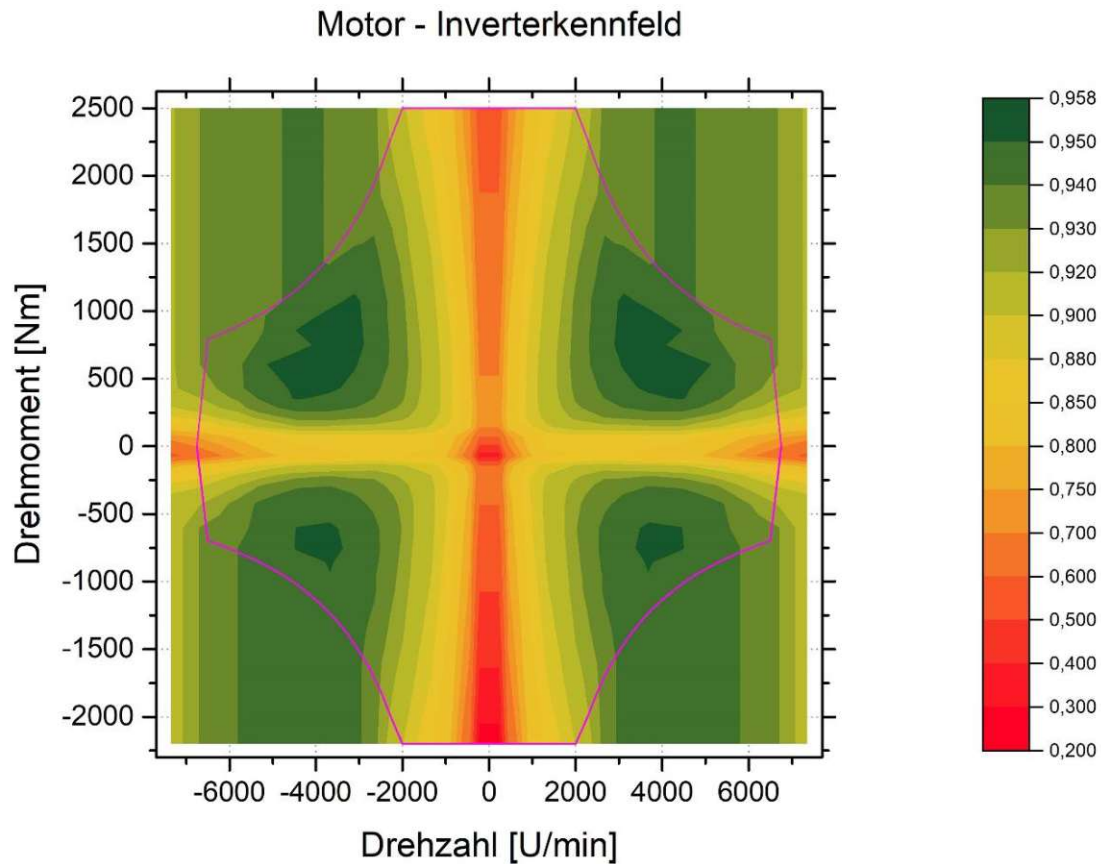


Abbildung 59: Wirkungsgradkennfeld der Inverter- E-Maschinenkombination abhängig von Drehzahl und Drehmoment für alle 4-Quadranten

3.4.1.4. Kühlung

Die Verluste im Elektromotor und dem Inverter treten in Form von thermischer Energie auf. Dies führt zu einer Erwärmung dieser Komponenten. Da die Leistungselektronik und der Elektromotor jedoch Grenzen hinsichtlich der maximalen Betriebstemperatur mit 140 °C für die Wicklungen und 120 °C für die Magnete sowie 60 °C für die Leistungselektronik aufweist, wird eine aktive Kühlung erforderlich. [121]

Um dies zu erreichen, wird als Betriebsgrenze eine Temperatur der Kühlflüssigkeit von max. 65 °C von DANA TM4 vorgeschrieben. [143]

Der Kühlkreislauf des Traktionsmotors ist ähnlich aufgebaut wie bei der Brennstoffzelle. Durch dasselbe Temperaturniveau werden die DCDC-Konverter ebenfalls durch diesen Kühlkreislauf gekühlt, wobei diese dem Traktionsmotor inklusive Inverter vorgeschaltet sind. Die DCDC-Konverter werden dabei parallel mit dem Kühlmittelvolumenstrom durchströmt. Als Kühlinterface zwischen Kühlkreislauf und E-Maschine wird ein Wassermantel mit mäanderförmigen Kühlkanal am Umfang des Stators, wie in [Abbildung 60](#) dargestellt, angenommen, wobei Quelle [144] als Anhaltspunkt dient. Die Abmessungen des Elektromotors wurden von DANA TM4 angeleitet. [143] Die Wärmeübergangszahl sowie der Druckverlust wurden wiederum wie bei der Berechnung der Brennstoffzelle ermittelt und sind in [Abbildung 61](#) und [Abbildung 62](#) angeführt. Der Volumenstrom wird dabei auf 150 l/min festgesetzt.

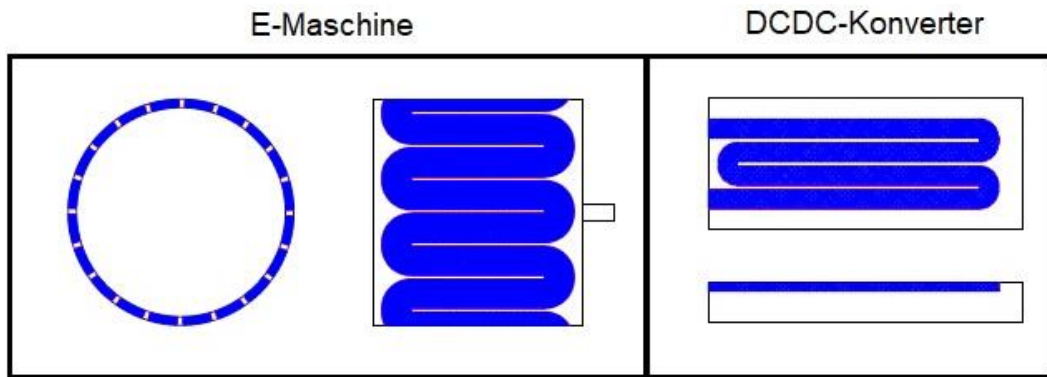


Abbildung 60: Schematische Darstellung der Kühlkanäle am Elektromotor und am DCDC-Konverter

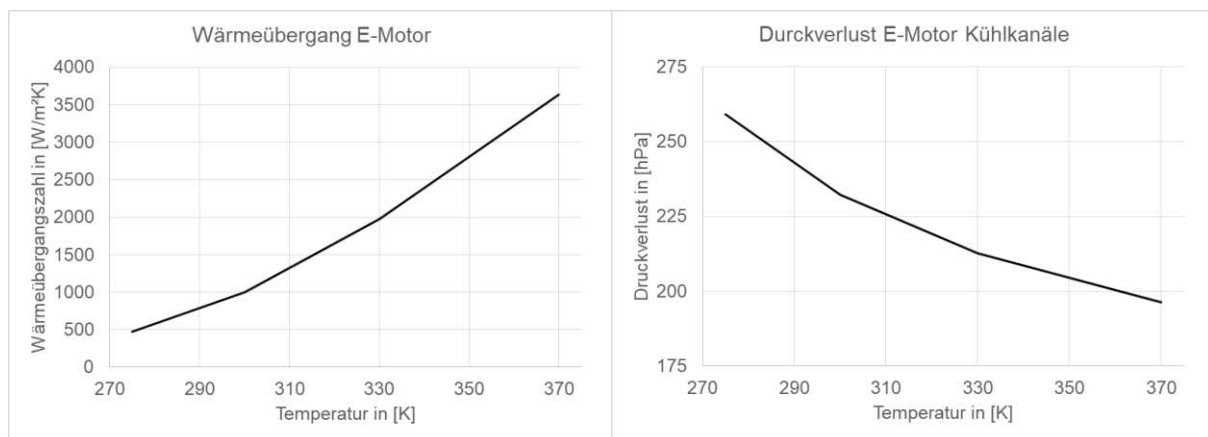


Abbildung 61: Wärmeübergang und Druckverlust der Kühlkanäle an der E-Maschine

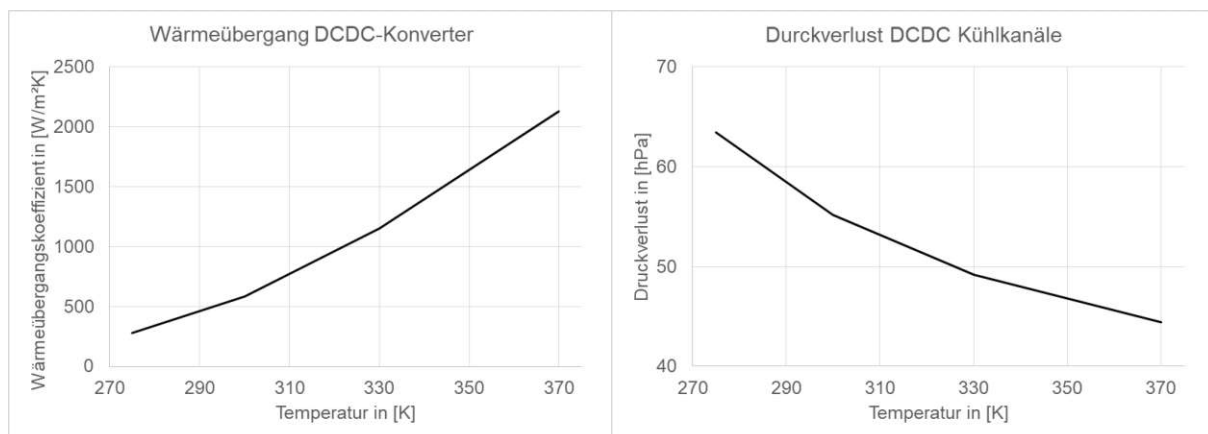


Abbildung 62: Wärmeübergang und Druckverlust der Kühlkanäle an den DCDC-Konverter

3.4.2. Getriebe

Das Getriebe hat die Aufgabe das Drehmoment und die Drehzahl des Elektromotors auf den Bedarf zu wandeln und gleichzeitig den Antriebsmotor möglichst optimal im Wirkungsgradkennfeld zu betreiben. Dabei ist bei einem Fahrzeug, welches mit einem Elektromotor betrieben wird, grundsätzlich kein mehrstufiges Getriebe notwendig. Für schwere Fahrzeuge trifft dies jedoch nicht zu. Mit einer erlaubten Höchstgeschwindigkeit von 90 km/h und dem hohen Fahrzeuggewicht von 40 t ist die erforderliche Zugkraft mit einem einstufigen Getriebe nicht darstellbar. [140]

Sattelschlepper mit Verbrennungsmotor haben üblicherweise bis zu 16 Gangstufen, um das Drehmoment und die Drehzahl des Verbrennungsmotors verbrauchsoptimal an die benötigte Zugkraft anzupassen. Durch die Motorcharakteristik des Elektromotors ist es möglich, die Anzahl der Gangstufen zu reduzieren und größere Sprünge zwischen den Übersetzungen zu erlauben.

Die kleinste Gangstufe mit der größten Übersetzung bestimmt in Kombination mit dem Motordrehmoment die maximale Zugkraft. Diese ist ausschlaggebend für die Anfahrfähigkeit des Fahrzeuges. Die größte Gangstufe mit der kleinsten Übersetzung ist meist verbrauchsoptimal für die typische Reisegeschwindigkeit ausgelegt. Die Höchstgeschwindigkeit wird dadurch meist in niedrigeren Gangstufen erreicht. Um eine definierte Beschleunigung sowie eine Steigfähigkeit zu erreichen, werden Zwischenstufen eingefügt. Zusätzlich kann der Antriebsmotor mit diesen Zwischenstufen dadurch auch in mittleren Geschwindigkeiten in einem verbrauchsoptimaleren Kennfeldbereich betrieben werden. Dies trifft auch auf den Elektroantrieb zu. Zu beachten gilt es jedoch, dass das Getriebe ebenfalls verlustbehaftet ist. Der Wirkungsgrad beträgt dabei 90 % - 97 %. [7], [142], [145]

3.4.2.1. Bauarten

Wie bereits erwähnt, werden bei 40t-Sattelschleppern Getriebe mit bis zu 16 Gangstufen eingesetzt. Diese werden jedoch nicht mehr wie bei einem PKW durch ein Getriebe realisiert. Bei schweren LKWs wird das Hauptgetriebe mit bis zu 4 Gangstufen ausgeführt und mit einer Vorschaltgruppe sowie einer Nachschaltgruppe erweitert. Die Vorschaltgruppe wird meist als Splitgruppe ausgeführt. Dieses Getriebe weist nur eine geringfügige Übersetzung auf ($i = 1,1 - 1,2$). Dabei wird die Gangfolge des Hauptgetriebes verdichtet und die Zugkraftlücken verkleinert. Dieses Getriebe ist bei einem Elektromotor nicht erforderlich. Die Nachschaltgruppe wird meist als Rangegruppe ausgeführt. Mit einem Übersetzungsverhältnis von $i = 3 - 4$ wird die Gangfolge des Hauptgetriebes erweitert. Durch die großen Übersetzungen steigt auch das Drehmoment stark an. Dies würde das Hauptgetriebe deutlich stärker belasten, weshalb die Rangegruppe diesem immer nachgeschaltet wird. [142]

3.4.2.2. Getriebemodell

Das Getriebe besteht im Modell aus einem Hauptgetriebe mit 2 Gangstufen sowie einer nachgeschalteten Rangegruppe, die die Anzahl der Gangstufen auf 4 erhöht. Die Übersetzung der ersten Gangstufe wurde mit Formel (32) abgeschätzt. [7]

$$i_{ges} = \frac{r_{dyn} * G * (k_R * \cos(\alpha_{St}) + \sin(\alpha_{St}))}{M_{M_max} * \eta_{SG} * \eta_{AG}} \quad (32)$$

i_{ges} Gesamtübersetzung [-]

r_{dyn} dynamischer Reifenhalmmesser [m]

G	Gewichtskraft des gesamten Sattelzugs [N]
k_R	mittlerer Rollwiderstandsbeiwert der Reifen [-]
α_{st}	Steigung [°]
M_{M_max}	maximales Motordrehmoment [Nm]
η_{SG}	Wirkungsgrad des Schaltgetriebes [-]
η_{AG}	Wirkungsgrad des Ausgleichsgetriebes [-]

Der dynamische Reifenhalmmesser ergibt sich für die gewählte Reifendimension an der Hinterachse (315/70R22,5) mit dem ETRTO zu ca. 492 mm. Für den Rollwiderstandsbeiwert wurde der Mittelwert von 0,006 angenommen. Der Wirkungsgrad des Schaltgetriebes wurde auf 0,97 und der des Ausgleichsgetriebes auf 0,96 festgesetzt. Mit der Forderung einer Steigfähigkeit von ca. 50 % ergibt sich ein notwendiges Gesamtübersetzungsverhältnis von 37,5. Durch die Motorcharakteristik des Elektromotors ist es auch möglich bei dieser Steigung anzufahren. Die letzte Gangstufe wurde unter Berücksichtigung des möglichst höchsten Wirkungsgrades bei Tempo 90 km/h ausgelegt. In Tabelle 9 sind die wichtigsten Daten des Modellgetriebes zusammengefasst. Die Abmessungen der Wellen und Zahnräder wurden mit einer überschlägigen Festigkeitsberechnung abgeschätzt und für die Bestimmung der Trägheitsmomente im Getriebe herangezogen. Die Berechnung dazu ist in 10A: Getriebeauslegung einzusehen. Die Schaltdrehzahl wurde unter Berücksichtigung des Motorwirkungsgradkennfelds festgelegt.

Tabelle 9: Technische Daten des 4-Gang Getriebemodells

	Einheit	1.Gang	2.Gang	3.Gang	4.Gang
Übersetzung	[-]	10,25	6,55	3,21	2,05
Wirkungsgrad	[-]	0,97	0,97	0,97	0,97
Trägheitsmoment IN	[kgm ²]	0,243	0,295	0,136	0,103
Trägheitsmoment OUT	[kgm ²]	0,519	0,519	1,16	0,875
Schaltdrehzahl UP	[U/min]	-	4500	5500	4500
Schaltdrehzahl DOWN	[U/min]	-	2600	2400	2600
Steigfähigkeit ⁵	[%]	50	29,5	13,5	8,5
Steigfähigkeit ⁶	[%]	39	23,8	11	6,8

In Abbildung 63 ist das Zugkraftdiagramm für das Modell mit Überlastmoment der E-Maschine dargestellt. Die Zugkraft beträgt dabei max. 178 kN. Dies ist von ähnlicher Größenordnung verglichen zu einem schweren LKW von Mercedes Benz (Typ 1835). [7] Durch die Charakteristik des Elektromotors kann diese hohe Zugkraft jedoch vom

⁵ Theoretische maximale Steigfähigkeit mit Überlastmoment und voller Beladung (40 t Gesamtgewicht) berechnet nach Formel (32) unter Vernachlässigung des Luftwiderstandes.

⁶ Theoretische maximale Steigfähigkeit mit kontinuierlichem Moment und voller Beladung (40 t Gesamtgewicht) berechnet nach Formel (32) unter Vernachlässigung des Luftwiderstandes.

Stillstand bis ca. 10 km/h aufrechterhalten werden. Kann das Überlastmoment nicht mehr abgerufen werden (thermisch überlastet), sinkt die Zugkraft und dadurch die Steigfähigkeit. Mithilfe des Zugkraftdiagramms ist ersichtlich, dass es zu keinen Zugkraftlücken kommt. Die Gangstufen überlappen sich gegenseitig. Zugkraftbedingt könnte das Getriebe eventuell weiter in den Gangstufen reduziert werden. Durch die größere Überlappung ist es jedoch möglich, den Elektromotor in einem engeren Drehzahlbereich und damit bei höheren Wirkungsgraden zu betreiben. Die punktierten Flächen entsprechen dabei grob dem Bereich mit einem Wirkungsgrad größer 95 %.

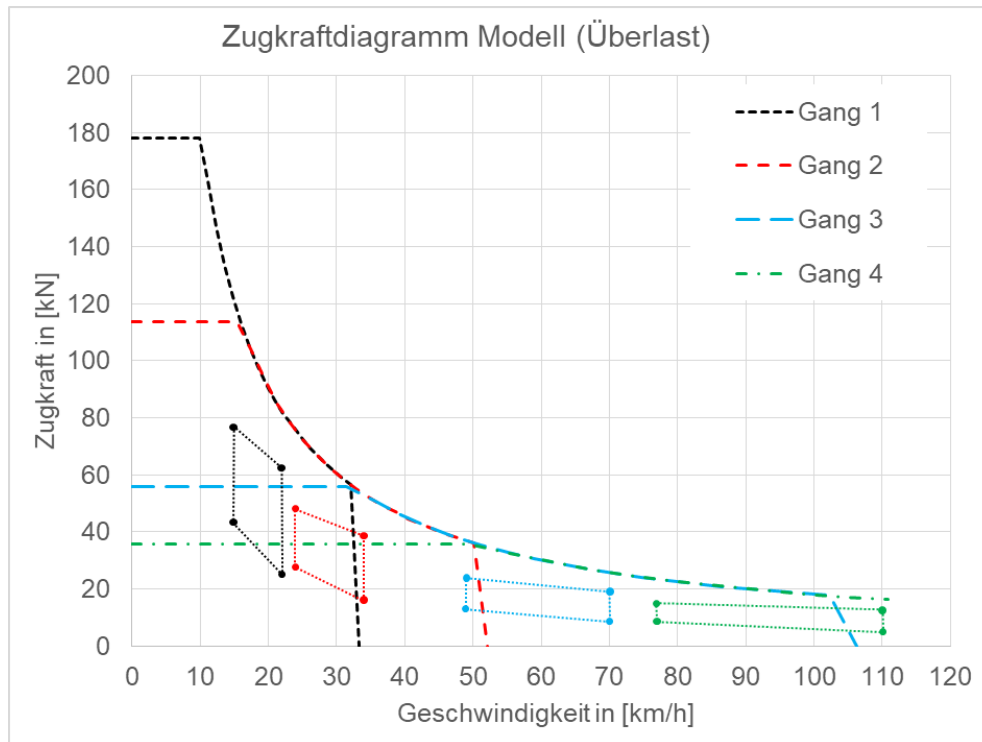


Abbildung 63: Zugkraftdiagramm des Modells mit 4 Ganggetriebe bei Überlast mit grob eingezeichneten Wirkungsgradbereichen >95 %

3.4.3. Differential

Das Differential hat die Aufgabe die Drehzahlunterschiede zwischen dem kurvenäußeren und dem kurveninneren Rad auszugleichen. Gleichzeitig wird das Drehmoment umgelenkt und es erfolgt eine weitere Übersetzung. Die Übersetzung wurde nach den verfügbaren Achsübersetzungen der LKW Hersteller gewählt. Die Massenträgheitsmomente wurden anhand von Ersatzteilen abgeschätzt. Die technischen Daten des Achsgetriebemodells sind in [Tabelle 10](#) aufgelistet. Das Trägheitsmoment am Eingang umfasst lediglich das Kegelradritzel sowie einen Anteil der Welle zwischen Getriebe und Differential. Das Trägheitsmoment am Ausgang umfasst neben dem Differentialgehäuse inklusive dem großen Kegeltellerrad, den internen Zahnrädern sowie die Antriebswellen zu den Rädern. Zusätzlich werden zu diesem Parameter auch das Trägheitsmoment der Bremscheiben und der Räder gezählt. Dies ist auch der Grund für den großen Unterschied zwischen dem Eingangs- und dem Ausgangsträgheitsmoment.

Tabelle 10: Technische Daten des Differentials des Modells [28], [142]

Differential		
Übersetzung	[-]	3,67
Wirkungsgrad	[-]	0,96
Trägheitsmoment IN	[kgm ²]	0,02
Trägheitsmoment OUT	[kgm ²]	5

3.4.4. Achslager

Die Lagerung der Räder unterliegt der Reibung. Durch Abschätzen der Geometrien wurde der Leistungsverlust in den Radlagern berechnet. Dabei wurde der Leistungsverlust für mehrere Drehzahlen berechnet. Mit dem Verlauf wurde eine geschwindigkeitsabhängige Verlustleistung in den Radlagern modelliert. Die Reibleistung beträgt dabei pro Achse (bei 90 km/h, voll beladen) bis zu 700 W.

3.4.5. Bremswiderstand

Wie bereits in Kapitel 2.1.2 erwähnt, werden bei LKWs Bremswiderstände zur Sicherstellung der Funktion der Dauerbremsanlage eingesetzt. Die Bremswiderstände können luftgekühlt oder flüssigkeitsgekühlt ausgeführt sein. Durch den geringen verfügbaren Bauraum werden für das Modell flüssigkeitsgekühlte Widerstände eingesetzt. Diese weisen eine höhere Leistungsdichte auf. Ein weiterer Vorteil dieses Bautyps stellt die deutlich niedrigere Oberflächentemperatur dar, wodurch die Platzierung wesentlich weniger kritisch ist. [146]

Um die gesetzlichen Vorgaben erfüllen zu können, müssen konstant 230 kW Bremsleistung aufgebracht werden können (siehe Kapitel 2.1.2). Dies stellt die untere Grenze der Leistung dar, die von den Bremswiderständen kontinuierlich in Wärme umgewandelt werden muss. Die Bremswiderstände kommen grundsätzlich nur bei hohem SOC der Traktionsbatterie zum Einsatz. Dabei ist die Leistung der Brennstoffzelle auf Leerlauf zurückgefahren, wodurch von der Brennstoffzelle nur wenig Wärme in den Kühlkreislauf eingebracht wird. Im Modell werden deshalb die Bremswiderstände mit dem Kühlkreislauf der Brennstoffzelle gekühlt. Durch die Auslegung des Kühlsystems auf die Brennstoffzellenabwärme wird die umwandelbare Leistung durch die Bremswiderstände auf 300 kW nach oben begrenzt. Durch diese Konfiguration ist beim Kaltstart der Brennstoffzelle eine Vorheizung des Kühlwasserkreislaufes möglich um die Betriebstemperatur schneller zu erreichen.

Es werden 5 Bremswiderstände zu je 60 kW Leistung eingesetzt. Die technischen Daten sind dem Bremswiderstand REO BW D 330 entnommen. [146]

3.5. Packaging

In [Abbildung 64](#) sind die wichtigsten Außenabmessungen des BZ-SZ angegeben. Durch die Wasserstoffdruckbehälter hinter der Fahrzeugkabine muss die Länge des Aufliegers auf 13,305 m reduziert werden, um die in Kapitel 2.1.1 genannten Vorgaben erfüllen zu können. Dies führt dazu, dass nicht mehr alle Sattelaufleger mit der Zugmaschine kompatibel sind. Durch den erwähnten Passus der erweiterten Länge des Gesamtfahrzeuges in der Richtlinie 96/53/EWG wäre es jedoch denkbar, die Gesamtlänge zu erweitern. Dies stellt jedoch einen Graubereich der Regulierung dar und ist abhängig von der Interpretation des Gesetzestextes. Daimler sieht hierbei die Möglichkeit, die Länge der Zugmaschine und damit die Gesamtlänge zur Unterbringung der Drucktanks hinter der Fahrerkabine zu erweitern. Um Klarheit zu schaffen und Gasfahrzeuge sowie Brennstoffzellenfahrzeuge konkurrenzfähig bezüglich der Reichweite zu machen, versuchen verschiedene Hersteller die Länge für genannte Fahrzeuge mit einer Ausnahmeregelung zu erweitern. Ohne den Tanks hinter der Fahrerkabine würde sich die Reichweite um über 50 % reduzieren. Es muss jedoch jederzeit die Kreisfahrt in den vorgeschriebenen Grenzen möglich sein. [55]

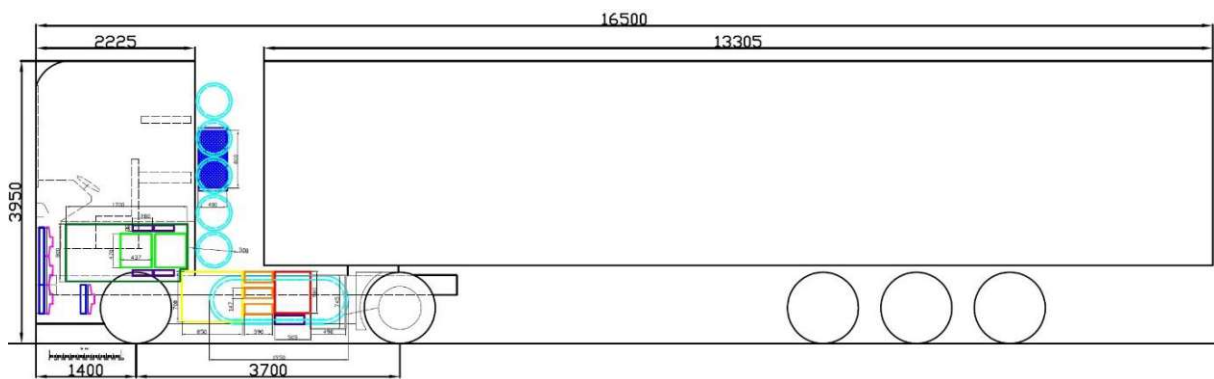


Abbildung 64: Abmessungen Sattelzug (in mm)

Das Packaging beim BZ-SZ stellt sich aufgrund des begrenzten Bauraums als eines der Hauptprobleme dar. Die geringere Energiedichte der Kraftstoffbehälter wirkt sich dabei besonders negativ aus. Zusätzlich sind, wie bereits beschrieben, eine deutlich größere Kühlerfläche sowie mehrere Kühlkreisläufe mit unterschiedlichen Temperaturniveaus erforderlich, um das Gesamtsystem in den thermischen Grenzen betreiben zu können. In [Abbildung 65](#) ist die Stirnfläche der Sattelzugmaschine, inklusive der Kühler für die Brennstoffzelle (Hochtemperaturkreislauf $\sim 80\text{ }^{\circ}\text{C}$) sowie für E-Maschine und DCDC-Konverter (Mitteltemperaturkreislauf $\sim 40\text{ }^{\circ}\text{C} - 60\text{ }^{\circ}\text{C}$) dargestellt. [Tabelle 11](#) fasst die Hauptabmessungen der eingesetzten Wärmetauscher zusammen.

Die Kühlergrillfläche ist von einem Volvo FH16 abgeleitet und dient als Anhaltspunkt für die Kühlerstirnfläche. In [Abbildung 66](#) ist die Anordnung der einzelnen Hauptkomponenten sowie deren Hauptabmessungen dargestellt. Die

Raumverhältnisse sind dabei abgeleitet von einer Volvo FH 16 Sattelzugmaschine mit großem Fahrerhaus. [28]

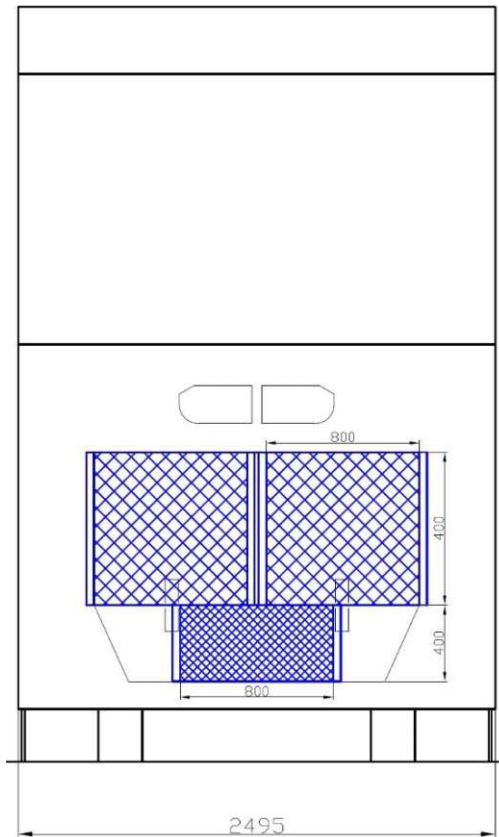


Abbildung 65: Abmessungen Sattelzugmaschine Stirnfläche (in mm)

Tabelle 11: Hauptabmessungen der verbauten Kühler

Hauptkühler Brennstoffzelle		
Breite/Höhe/Tiefe	[m]	0,8/0,8/0,075
Stirnfläche (gesamt)	[m ²]	1,28
Seitenkühler Brennstoffzelle		
Breite/Höhe/Tiefe	[m]	0,8/0,4/0,075
Stirnfläche (gesamt)	[m ²]	0,64
Kühler E-Motor/DCDC-Konverter		
Breite/Höhe/Tiefe	[m]	0,8/0,4/0,075
Stirnfläche	[m ²]	0,32
Kühler Batterie/Kathodenluft		
Breite/Höhe/Tiefe	[m]	0,72/0,4/0,075
Stirnfläche	[m ²]	0,288

In dieser Ansicht sind auch die Zusatzkühler seitlich hinter der Fahrerkabine für den Hochtemperaturkreislauf dargestellt. Diese werden nur bei hohem Kühlleistungsbedarf zugeschaltet und ausschließlich mithilfe von elektrischen Lüftern mit Luft durchströmt. Weiters ist in dieser Ansicht auch der Kühler für den Kühlkreislauf der Batterie und Kathodenluft dargestellt. Dieser befindet sich hinter dem Kühler des Mitteltemperaturkreislaufs, wird jedoch mit frischer Umgebungsluft durch die freien Öffnungen im Kühlergrill versorgt. Durch das Brennstoffzellensystem sowie den gegebenen Raumverhältnissen durch das Fahrerhaus wird die Strömung hinter den Kühlern stark beeinträchtigt. Wie bereits in Kapitel 3.2.1.1 erwähnt, wurde der Druckverlust mithilfe der RAM-Air Koeffizienten im Modell berücksichtigt (Formel (17)). Durch die relativ ungehinderte Anströmung der Kühler wurde der Koeffizient vor dem Kühler auf 0,9 gesetzt. Um die Strömungshindernisse hinter dem Kühler zu berücksichtigen, wurde der Ram-Air Koeffizient an dieser Stelle auf -0,3 gesetzt. Dieser Wert entspricht einer Annahme und wurde von bestehenden GT-Suite Modellen abgeleitet. Um die Strömungsverhältnisse hinter dem Kühler genau abzubilden, müsste eine 3D-CFD Simulation durchgeführt werden. Der Platzbedarf der Lüfter ist von dem bereits in Kapitel 3.2.3 erwähnten SPAL Lüfter abgeleitet.

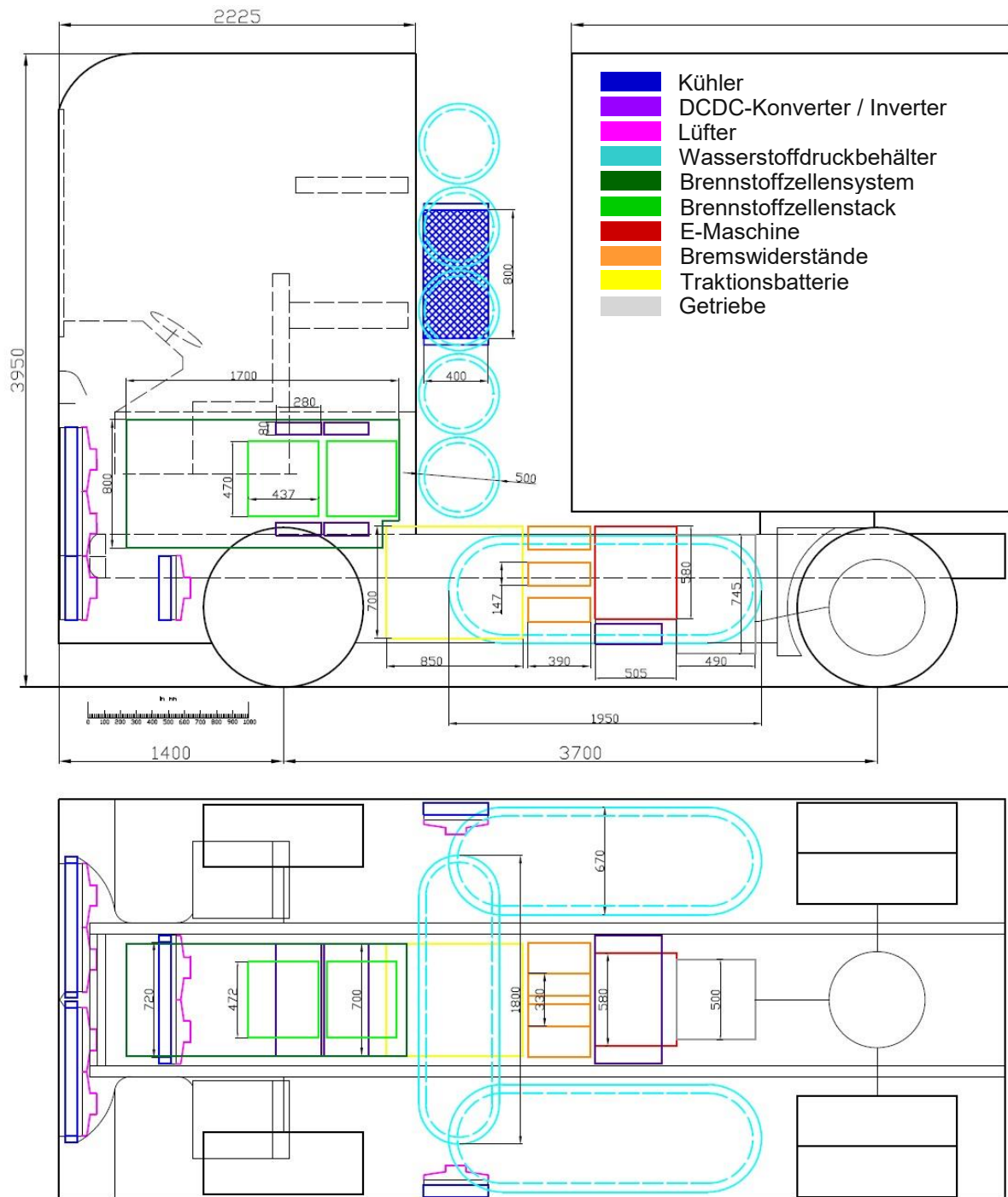


Abbildung 66: Packaging der Zugmaschine inklusive Hauptabmessungen der wichtigsten Komponenten (Maße in mm)

Die Abmessungen der Wasserstofftanks entsprechen den berechneten Werten aus Tabelle 6. Zwei große Tanks können seitlich am Leiterraum zwischen den Achsen positioniert werden. Um die Vorgabe von ca. 75 kg Wasserstoff erfüllen zu können, werden zusätzlich 5 kleinere Tanks hinter der Kabine positioniert.

Die Abmessungen der Traktionsbatterie wurden basierend auf der Zellanordnung in Abbildung 56 und den Zellanordnungen sowie dem Raumbedarf der Kühlkanäle und Materialstärken abgeschätzt.

Die Abmessungen des Elektromotors und des Inverters wurden vom Hersteller DANA TM4 übernommen und durch den Raumbedarf des Kühlmantels beim Elektromotor erweitert. [143]

Die Abmessungen des Getriebes basieren auf der überschlägigen Festigkeitsberechnung des 4-Gang Getriebes.

Die Abmessungen der Bremswiderstände sind dem Produktdatenblatt des Herstellers entnommen. [146]

Das Brennstoffzellensystem kann, wie dargestellt, unter der Fahrerkabine im Motorraum untergebracht werden. Zur Abschätzung des Bauraumbedarfs wird der Vortrag von [4] herangezogen. Dabei wird eine Systemleistungsdichte von 0,33 kW/l angegeben. Um die benötigten 300 kW unterzubringen, werden dadurch ca. 910 l Volumen benötigt. Mit der in Abbildung 66 dargestellten Black-Box wird dies erfüllt.

Zusätzlich wurden die Abmessungen der Brennstoffzellenstacks aus dem Datenblatt von EPKO abgeleitet. [113] Die Abmessungen des DCDC-Konverters wurden vom Datenblatt von BRUSA abgeleitet. [119]

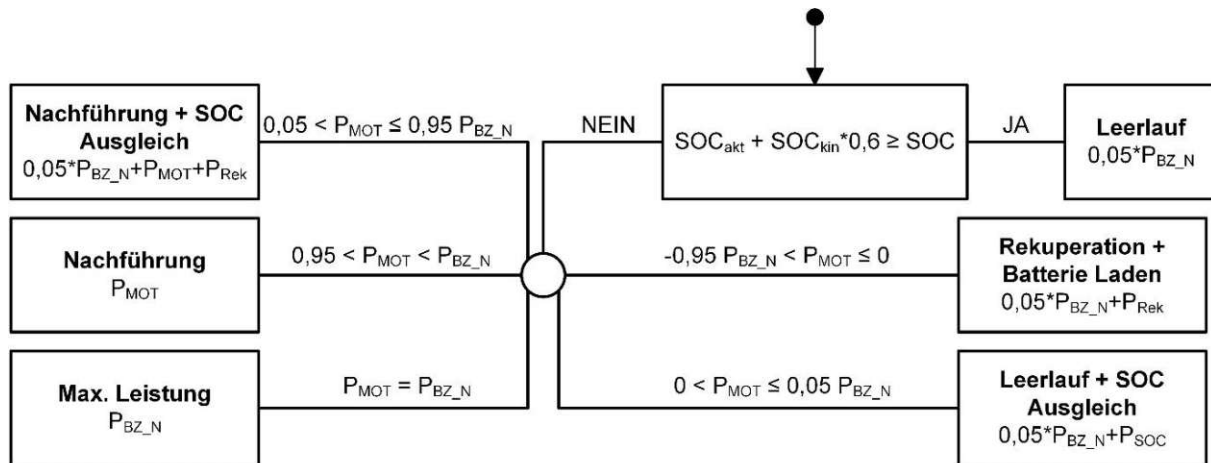
Anhand Abbildung 66 sieht man deutlich, dass die Raumverhältnisse für eine brennstoffzellenbetriebene Sattelzugmaschine sehr eng sind und die einzelnen Komponenten platzsparend im Chassis positioniert werden müssen. Um jedoch richtig konkurrenzfähig zu sein, muss die Gesamtlänge zur Unterbringung der Speichertanks erweitert werden.

3.6. Betriebsstrategie

Ein wichtiger Bestandteil des Gesamtfahrzeuges stellt die Betriebsstrategie des Antriebsstrangs dar. Durch die Steuerung der einzelnen Systeme wird die Leistungsfähigkeit sowie die Effizienz des Fahrzeuges erheblich beeinflusst. Dabei gibt es verschiedene Ansätze, die Steuerung der einzelnen Komponenten vorzunehmen. Im Modell sind die Power-Follower sowie die SOC-basierte Betriebsstrategie implementiert.

3.6.1. Power Follower

Bei der Power Follower Strategie wird die Leistungsabgabe der Brennstoffzelle mit möglichst geringer Abweichung dem Leistungsverbrauch des Fahrzeuges nachgeführt. Dadurch wird der Ladezustand der Batterie konstant gehalten. Zum Einsatz kommt diese Betriebsstrategie vor allem bei Hybridfahrzeugen mit kleiner Batterie. Um bei dieser Betriebsstrategie die kinetische Energie des bewegten Fahrzeuges zu einem möglichst großen Teil ausnutzen zu können, kann der Ziel-SOC abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit verringert werden (Im Modell wurden nur 60 % der translatorischen kinetischen Energie berücksichtigt). In Abbildung 67 ist die im Modell implementierte Logik schematisch dargestellt.



SOC_{akt} ... aktueller SOC
 SOC_{kin} ... kinetische Energie des Fahrzeuges in SOC ausgedrückt
 SOC ... zu haltender SOC
 P_{BZ_N} ... Nennleistung des Brennstoffzellenstacks
 P_{Rek} ... Ladeleistung beim Rekuperieren zum Ausgleich des SOC
 P_{SOC} ... Ladeleistung zum Ausgleich des SOC
 P_{MOT} ... Leistungsanforderung der E-Maschine
 P_{BZ} ... Leistungsanforderung an die Brennstoffzelle

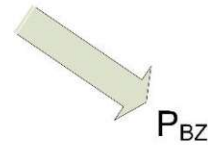


Abbildung 67: Logik der Betriebssteuerung im Power-Follower Modus

Grundsätzlich wird bei dieser Strategie, die Brennstoffzelle zumindest mit 5 % der Nennleistung des Stacks betrieben. Eine geringere Leistungsabgabe durch die Brennstoffzelle ist systemtechnisch kaum erreichbar und würde auch die Lebensdauer einschränken. Eine Option wäre die Abschaltung der Brennstoffzelle bei zu niedrigem Leistungsbedarf. Dies würde sich jedoch durch die vermehrten Startvorgänge (Lastwechsel) ebenfalls negativ auf die Lebensdauer auswirken. [147]

Die kinetische Energie zur Bestimmung des Betriebsmodus wird nach Formel (33) und Formel (34) berechnet.

$$E_{kin} = m * \frac{v^2}{2} \quad (33)$$

E_{kin} kinetische Energie (translatorisch) des Gesamtfahrzeuges [J]

m Gesamtmasse des Fahrzeuges [kg]

v Fahrzeuggeschwindigkeit [m/s]

$$SOC_{kin} = \frac{E_{kin}}{E_{Bat}} \quad (34)$$

SOC_{kin} kinetische Energie (translatorisch) ausgedrückt in SOC-Äquivalent [-]

E_{Bat} Energie der Batterie bei Nennspannung und Nennkapazität [J]

Die Ladeleistung der Batterie zum Ausgleich des SOC wird nach Formel (35) berechnet.

$$P_{\text{Rek}} \text{ bzw. } P_{\text{SOC}} = \text{SOC}_{\text{LA}} * (-|P_{\text{MOT}}| + 0,95 * P_{\text{BZ}}) \quad (35)$$

P_{Rek} Ladeleistung beim Rekuperieren zum Ausgleich des SOC [W]

P_{SOC} Ladeleistung zum Ausgleich des SOC [W]

SOC_{LA} Ladezustandsausgleich [-]

P_{MOT} Leistungsanforderung der E-Maschine [W]

P_{BZ} Leistungsanforderung an die Brennstoffzelle [W]

Der Ladezustandsausgleich wird abhängig von der Differenz zwischen aktuellen SOC und vorgegebenen SOC skaliert. Eine größere Differenz führt auch zu einer größeren Ausgleichsleistung. Der Verlauf dafür ist in [Abbildung 68](#) dargestellt.

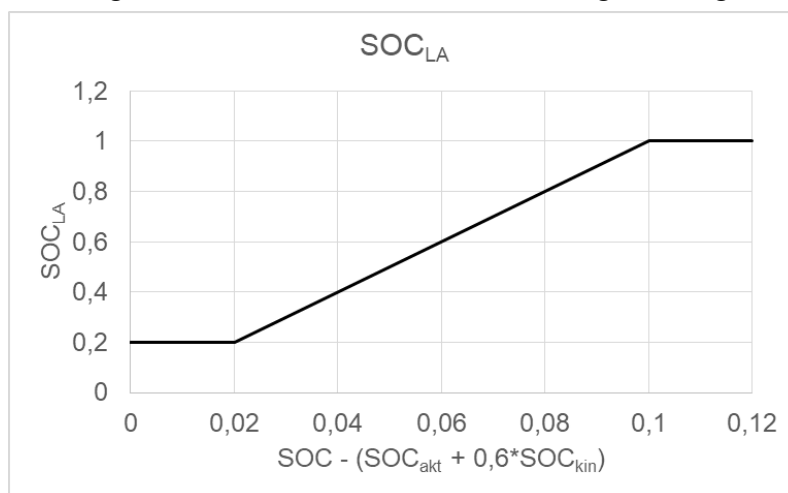


Abbildung 68: Ladezustandsausgleich abhängig von der Abweichung des SOC

Diese Betriebsstrategie ist bei einem Nutzfahrzeug jedoch nicht zu bevorzugen, da es zu häufigen Lastwechseln und einer dynamischen Beanspruchung der Brennstoffzelle kommt. Dies wiederum reduziert die Lebensdauer, wodurch die geforderte Betriebsdauer von 25.000 h bis 30.000 h nicht mehr gewährleistet werden kann. Wie bereits in Kapitel 3.2 erwähnt, wird die Leistungsabgabe durch eine lineare Temperaturfunktion bei zu hoher Temperatur begrenzt. Zusätzlich wird die Leistungsanforderung an die Brennstoffzelle mit einer Verzögerung durch Mittelung über 25 Sekunden an die Brennstoffzelle weitergegeben. Dies simuliert die Trägheit des Brennstoffzellensystems.

3.6.2. SOC-basiert

Bei dieser Betriebsstrategie ist die Leistungsanforderung an die Brennstoffzelle abhängig von dem SOC der Traktionsbatterie. Durch die Strategie wird ein größerer SOC Bereich der Batterie ausgenutzt. Dies ist jedoch nur bei einer Batterie mit höherer Kapazität möglich. Gleichzeitig wird mit der Betriebsstrategie der SOC Hub auf ca. 50 % der Nennkapazität beschränkt. Dies ist erforderlich, um die Lebensdauer der Batterie zu verlängern, da kleinere SOC Hübe die Alterung der Batterie positiv beeinflussen. Zusätzlich kann dadurch über die Betriebszeit, die Nettokapazität der

Batterie auch bei abbauender Bruttokapazität aufrechterhalten werden. In [Abbildung 69](#) ist die implementierte SOC-basierte Betriebssteuerung dargestellt.

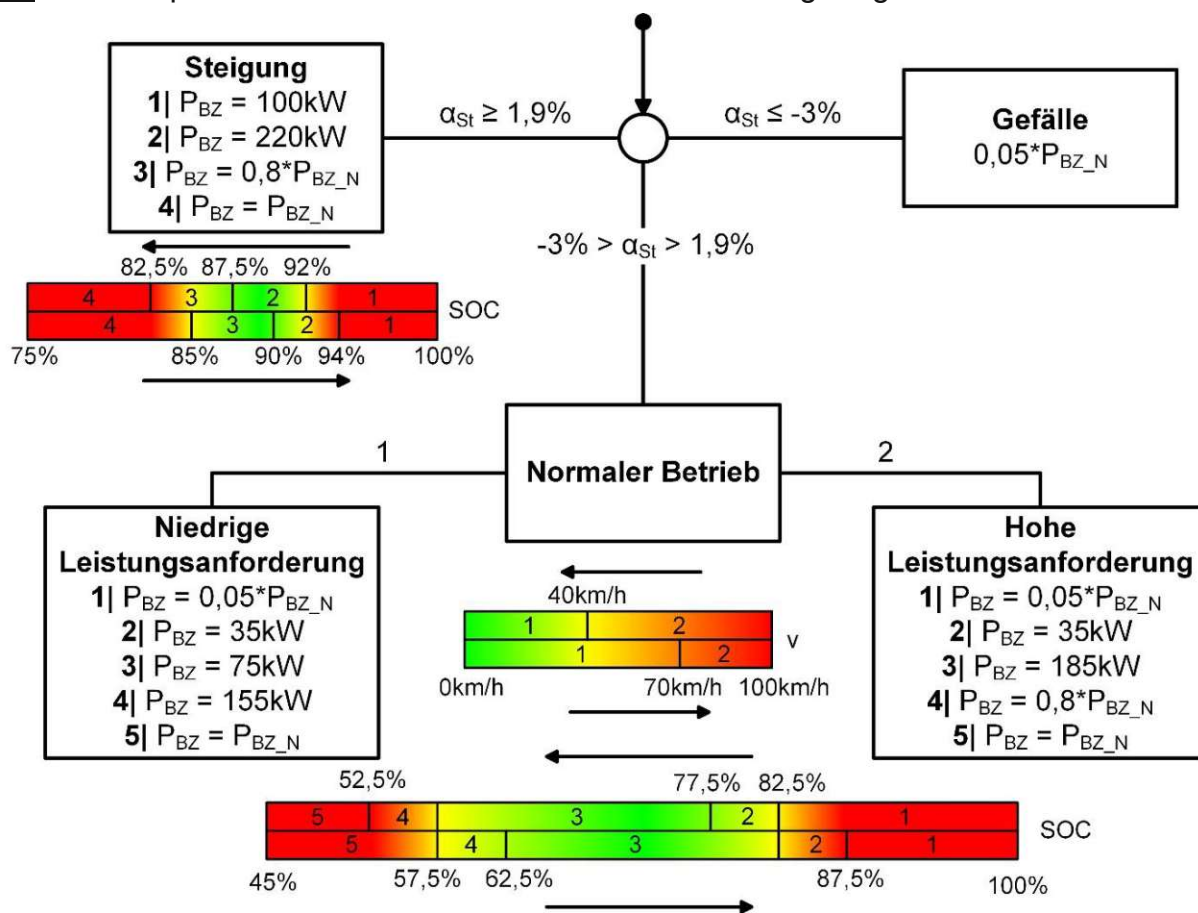


Abbildung 69: Logik der Betriebssteuerung beim SOC-basierten Modus

Bei der Betriebsstrategie wird abhängig von der Steigung (Mittelung der letzten 20 s) zwischen 3 Betriebsmodi unterschieden. Der normale Betrieb erfolgt bei einer Steigung zwischen -3 % bis +1,9 %. Dabei wird weiters abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit die Leistungsanforderung an die Brennstoffzelle variiert. Der vorrangige Betriebsbereich ist dabei in Grün (Bereich 3) gekennzeichnet. Um bei einem Gefälle möglichst viel Energie durch die Rekuperation zurückgewinnen zu können, wird ab einem Gefälle von 3 % die Leistungsanforderung an die Brennstoffzelle auf Leerlaufleistung zurückgefahren. Tritt jedoch eine Steigung von mehr als 1,9 % auf, wird die Regelstrategie zu höheren SOC Werten verschoben, um die in der Batterie nutzbare Energie über einen längeren Zeitraum abrufen zu können. Dies ist bei einer langen Steigung von großer Bedeutung, da es sonst frühzeitig zu einem Derating des Systems kommen kann. Dabei wird die Leistung von der Batterie auf null reduziert ($\leq 47\%$ SOC) und die Antriebsleistung ausschließlich von der Brennstoffzelle bereitgestellt, wodurch eventuell die gewünschte Geschwindigkeit nicht mehr erreicht werden kann. Der stufenmäßige Betrieb reduziert die Lastwechsel und verlängert dadurch die Lebensdauer der Brennstoffzelle. Eine weitere

Verringerung der Lastwechsel könnte durch die Einbeziehung von GPS-Daten erzielt werden.

Unabhängig von der Betriebsstrategie wird die bei der Rekuperation generierte Energie ab einem SOC von 95 % nicht mehr in die Batterie geleitet, sondern von den Bremswiderständen aufgenommen und in Wärme umgewandelt. Dadurch kann zu jeder Zeit die erforderliche Dauerbremsleistung aufgebracht werden.

Zur Senkung des Energieverbrauchs wäre es möglich, eine prädiktive Steuerung vorzunehmen. Diese kann an mehreren Stellhebeln im System angreifen, um den Energieverbrauch zu senken. Das System Efficient Cruise von MAN hat einen Prädiktionshorizont von 3 km, wodurch die Topografie, Geschwindigkeitsbegrenzungen, Verkehrsaufkommen etc. in die Geschwindigkeitssteuerung einfließen. Dabei wird die Geschwindigkeit um ± 5 km/h von der Sollgeschwindigkeit variiert, um die kinetische Energie des Fahrzeuges bestmöglich auszunutzen. Dieses System wird serienmäßig in LKWs eingebaut. [6], [148]

Beim BZ-SZ könnte die prädiktive Steuerung den SOC abhängig von der zukünftigen Steigung vorkonditionieren, um bei einem Gefälle möglichst viel Energie zurückzugewinnen bzw. bei einer Steigung ein frühzeitiges Derating zu verhindern. Zusätzlich kann dabei auch der Betrieb des Kühlsystems angepasst werden, um zum Beispiel vor einer Steigung die Temperatur der Batterie abzusenken, sodass es zu keinem thermisch bedingten Derating kommt. Dabei kann die für das Kühlsystem aufzuwendende Energie verringert werden. [6], [122]

4. Ergebnisse

In den nachfolgenden Unterkapiteln werden die Ergebnisse des GT-Suite Modells dargestellt und erläutert. Dabei werden die bereits genannten Fahrzyklen und herausfordernde Transitroutenabschnitte behandelt. In Tabelle 12 sind die Schlüsselparameter des Modells noch einmal zusammengefasst.

Tabelle 12: Schlüsselparameter des Sattelschleppermodells

Gesamtgewicht	[kg]	40.000
Rollwiderstandsbeiwert (VA/HA/AA)	[-]	0,006/0,007/0,005
c _w -Wert	[-]	0,5
Stirnfläche	[m ²]	10
Brennstoffzellenstackleistung	[W]	300.000
Brennstoffzellensystemleistung	[W]	245.000
Batterie Energiegehalt (Brutto)	[kWh]	50
Batterienennspannung	[V]	801,9
Motorleistung (Peak/Continuous)	[kW]	540/430
Motordrehmoment (Peak/Continuous)	[Nm]	2.500/2.050
Systemleistung nach WHVC	[kW]	490
Getriebe	[-]	4 Gänge (i=2,05 – 10,25)
Umgebungstemperatur	[°C]	20
Nebenverbraucherleistung	[W]	2.550
Kühlerstirnfläche (Brennstoffzelle)	[m ²]	1,92
H ₂ -Tankkapazität	[kg]	75

4.1. Konstantfahrt

Zur Ermittlung der Leistungsanforderung der einzelnen Systeme bei charakteristischen Geschwindigkeiten auf der Autobahn oder in der Stadt wurden Simulationen mit konstanter Geschwindigkeit durchgeführt. In Tabelle 13 in Kombination mit Abbildung 70 ist dafür der Leistungsbedarf der einzelnen Systeme des Sattelzugs bei 40.000 kg Gesamtgewicht auf ebener Fahrbahn bei diesen charakteristischen Geschwindigkeiten dargestellt. Dabei stellt die Brennstoffzelle direkt die angeforderte Leistung, ohne Unterstützung der Batterie, bereit. Bei der Konstantfahrt mit 90 km/h wird bereits mehr als die Hälfte der verfügbaren Stackleistung benötigt. Durch die überschüssige Leistung kann auch auf einer Steigung, der SOC der Batterie konstant gehalten und somit ein Derating verhindert werden. Durch das hohe Fahrzeuggewicht ist die Steigfähigkeit ohne Unterstützung der Batterie signifikant eingeschränkt. Eine zusätzliche Einschränkung der Steigfähigkeit stellt ein thermisches Derating dar (siehe Kapitel 4.3.1).

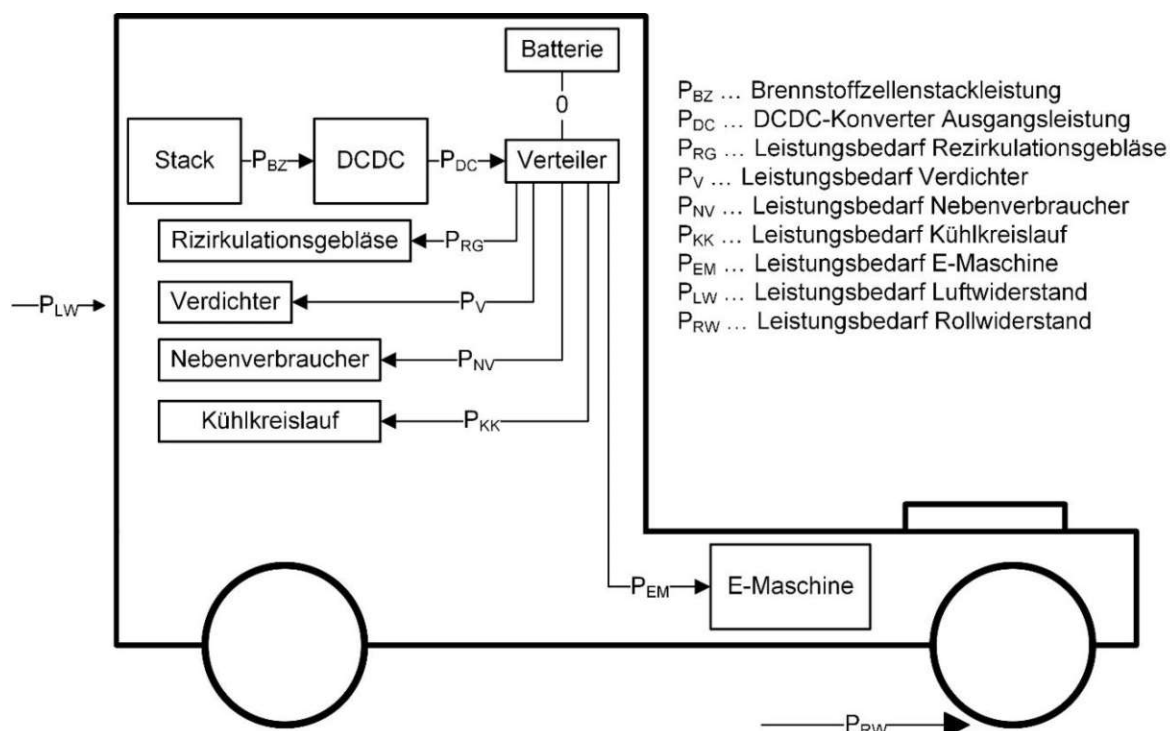


Abbildung 70: Schematische Darstellung des Leistungsflusses während der Konstantfahrt (Power-Follower / Batterieleistung = 0)

Tabelle 13: Simulationsergebnisse der Konstantfahrt bei verschiedenen Geschwindigkeiten auf ebener Strecke (0 % Steigung) bei 20 °C Umgebungstemperatur

[kW]	P_{BZ}	P_{DC}	P_{RG}	P_V	P_{NV}	P_{KK}	P_{EM}	P_{LW}	P_{RW}
30 [km/h]	36	34,6	0,48	3,18	2,55	0,49	27,9	1,7	18,61
50 [km/h]	63,8	62,3	0,78	5,69	2,55	0,58	52,7	7,82	30,91
60 [km/h]	82,4	80,8	0,97	7,35	2,55	0,53	69,4	13,45	37
80 [km/h]	129,8	127,5	1,48	11,87	2,55	0,6	111	32,48	49,65
90 [km/h]	162,2	159,3	1,82	15,12	2,55	0,71	139,1	45,97	55,7

In Tabelle 14 ist der Wasserstoffverbrauch und der Wirkungsgrad des Gesamtfahrzeuges bei Konstantfahrt angeführt. Mit dem angegebenen Wasserstoffverbrauch wäre die geforderte Reichweite pro Tankfüllung möglich.

Wie in Formel (1) dargestellt, steigt der Luftwiderstand mit dem Quadrat der Geschwindigkeit. Dies ist auch an der Steigerung des Leistungsbedarfs deutlich zu erkennen. Mitunter deshalb steigt auch der Verbrauch bei höherer Geschwindigkeit signifikant an. Aber auch der reduzierte Gesamtwirkungsgrad, hervorgerufen durch den niedrigeren Brennstoffzellensystemwirkungsgrad bei höherer Last, hat einen Anteil an der Verbrauchssteigerung bei höherer Geschwindigkeit. Eine Reduktion der Fahrgeschwindigkeit kann den Kraftstoffverbrauch bei Konstantfahrt deutlich reduzieren. Durch eine Überdimensionierung des Brennstoffzellenstacks kann ebenfalls der Wirkungsgrad des Gesamtsystems gesteigert werden, da die Brennstoffzelle bei gleicher Leistungsanforderung mit höherem Wirkungsgrad betrieben wird. [149] Durch die knappen Platzverhältnisse stellt dies unter den derzeit

gültigen gesetzlichen Rahmenbedingungen keine Lösung zur Reduzierung des Wasserstoffverbrauchs bzw. Erweiterung der Reichweite dar.

Tabelle 14: H₂-Verbrauch und Gesamtwirkungsgrad bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten

	Verbrauch	Gesamtwirkungsgrad
30 [km/h]	5,606 [kg/100km]	36,24 %
50 [km/h]	6,171 [kg/100km]	37,68 %
60 [km/h]	6,781 [kg/100km]	37,22 %
80 [km/h]	8,454 [kg/100km]	36,45 %
90 [km/h]	9,523 [kg/100km]	35,60 %

4.2. Fahrzyklen

4.2.1. WHVC

In Tabelle 15 sind die grundlegenden Simulationsergebnisse des WHVC-Zyklus dargestellt. Der Zyklus ist durch eine niedrige Durchschnittsgeschwindigkeit und einen Standzeitanteil von 12,94 % gekennzeichnet. Dadurch ergibt sich auch die niedrige durchschnittliche Fahrwiderstandsleistung, die für diesen Zyklus aufgebracht werden muss.

Tabelle 15: Grundlegende Simulationsergebnisse des WHVC-Zyklus

WHVC-Zyklus		
Fahrstrecke	[m]	20.094
Zyklusdauer	[s]	1.800
Standzeit	[s]	233
max. Geschwindigkeit	[km/h]	87,8
Ø-Geschwindigkeit	[km/h]	40,2
Ø-Geschwindigkeit in Bewegung	[km/h]	46,2
Ø-Fahrwiderstandsleistung	[kW]	33,2
Ø-Brennstoffzellenstackleistung	[kW]	75,6
H ₂ -Verbrauch (SOC-korrigiert)	[kg/100km]	9,146

Trotz der niedrigen Fahrwiderstandsleistung und der niedrigen Durchschnittsgeschwindigkeit ist der Wasserstoffverbrauch, im Vergleich zu den berechneten Werten, bei Konstantfahrt relativ hoch. Dies ist auf den dynamischen Fahrzyklus zurückzuführen, welcher durch den Geschwindigkeitsverlauf in Kombination mit dem Steigungsverlauf in Abbildung 71 dargestellt ist. Bei den Verzögerungsphasen kann zwar die Bremsenergie zu einem großen Teil zurück in die Batterie eingespeist werden, jedoch muss dabei die Wirkungsgradkette über den Motor bis zum Rad wiederum in der entgegengesetzten Richtung durchlaufen werden.

Zusätzlich wird während des Zyklus ein großer Drehzahlbereich der E-Maschine durchfahren. Dadurch werden auch Betriebspunkte mit niedrigerem Wirkungsgrad angefahren. Dies führt zu dem höheren Wasserstoffverbrauch, welcher sich jedoch im Bereich des zu Beginn angenommenen Verbrauchs bewegt.

WHVC - Fahrzyklus

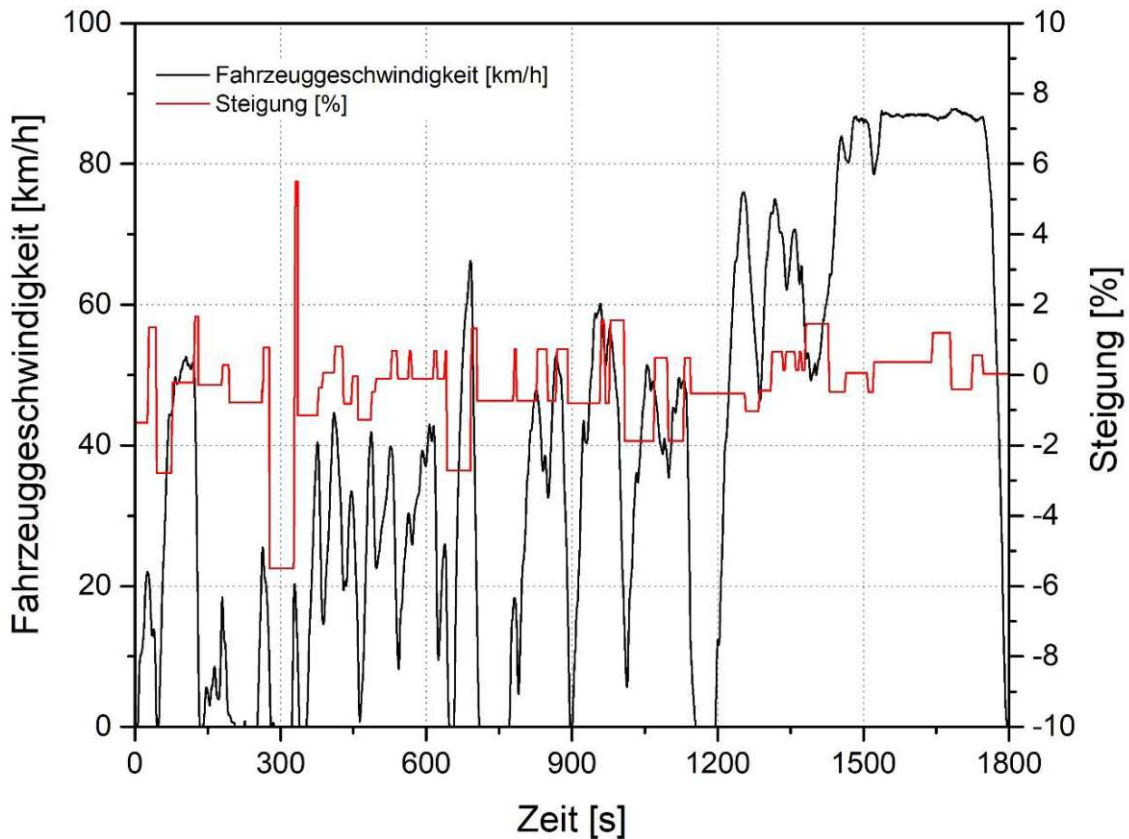


Abbildung 71: Geschwindigkeits- und Steigungsverlauf des simulierten WHVC-Zyklus für 490 kW Systemleistung

In [Abbildung 72](#) sind die Lastpunkte der E-Maschine während des WHVC-Zyklus im kombinierten Wirkungsgradkennfeld (Motor plus Inverter) dargestellt. Die pinke Linie stellt dabei das Grenzmoment dar. Durch die Auslegung des Getriebes auf 90 km/h und 4 Gangstufen fällt ein Großteil der Lastpunkte in den Bereich mit hohem Wirkungsgrad. Weiters ist zu erkennen, dass beim Anfahren große Drehmomentreserven bestehen. Dies ist auf die hohe Übersetzung in der ersten Gangstufe zurückzuführen, wodurch ein Rangieren auch auf der Steigung möglich ist. In [Abbildung 73](#) ist die Leistungsaufteilung zwischen der Brennstoffzelle, der Batterie und der E-Maschine dargestellt. Dabei ist die Betriebsstrategie des Brennstoffzellensystems erkennbar. Durch die stufenförmige Leistungsbereitstellung kann die Dynamik deutlich reduziert werden, wobei nur 5 Lastsprünge während der 1800 s Zykluszeit auftreten. Dies führt zu einer geringeren Belastung der Brennstoffzelle und damit zu einer höheren Lebensdauer. Die Leistungsspitzen werden durch die Batterie ausgeglichen. Längere Phasen mit hoher Leistungsanforderung treten bei diesem Zyklus nicht auf.

Motor - Inverterkennfeld

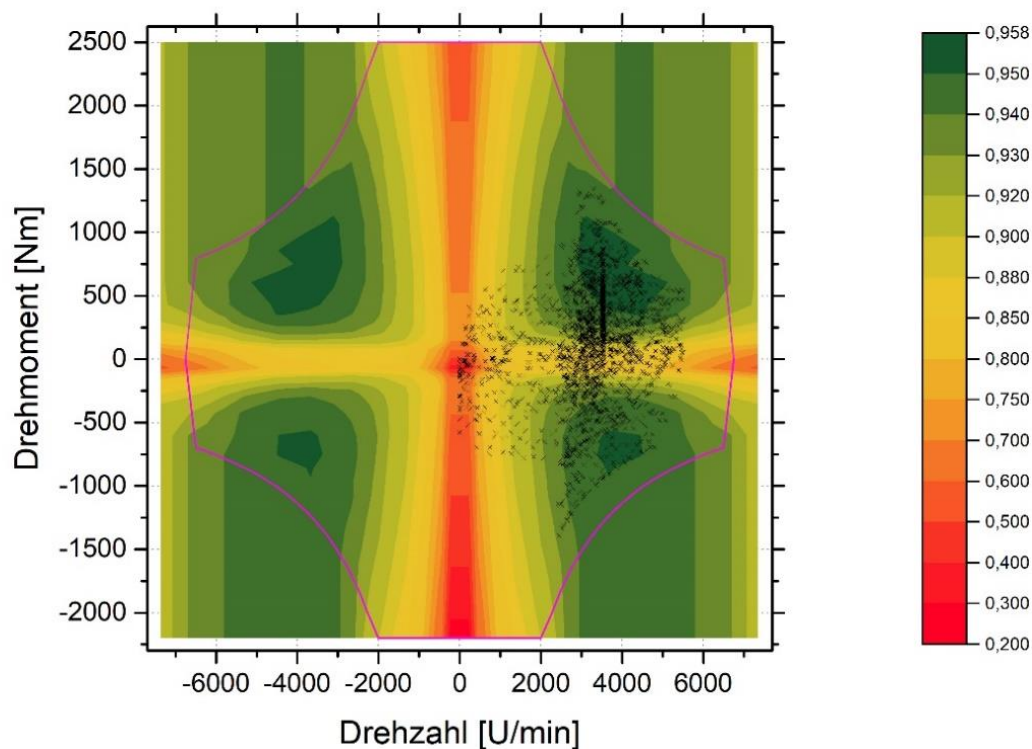


Abbildung 72: Lastpunkte im WHVC dargestellt im E-Maschinen- & Inverterwirkungsgradkennfeld

Leistungsaufteilung

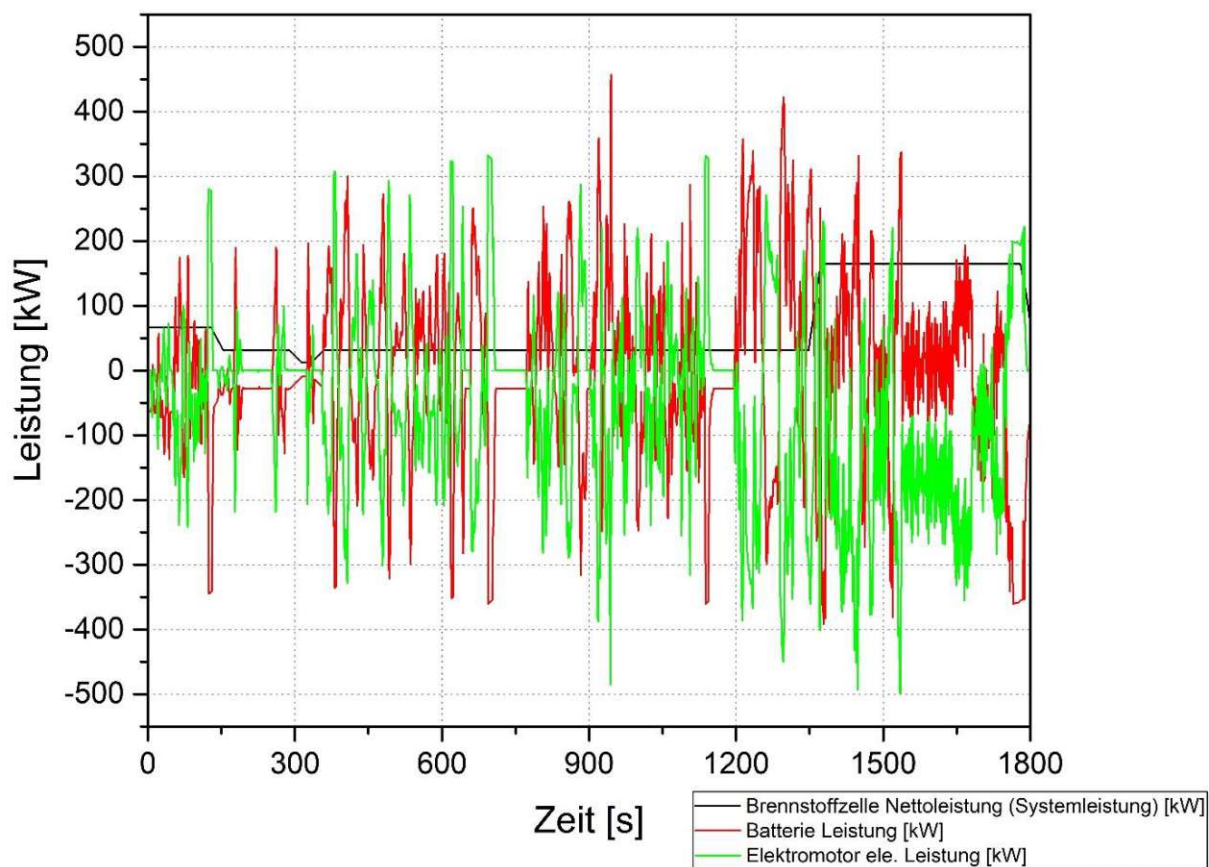


Abbildung 73: Leistungsaufteilung zwischen Brennstoffzellensystem, Traktionsbatterie und E-Maschine im WHVC-Zyklus

In Abbildung 74 ist der SOC-Verlauf der Traktionsbatterie aufgetragen. Dabei ist zu erkennen, dass dieser bei 80 % startet und durch Anpassung der Brennstoffzellenleistung versucht wird, diesen Wert zu halten. Da keine längeren Phasen mit hoher Leistungsanforderung auftreten, schwankt der SOC nur geringfügig um den vorgegebenen Startwert.

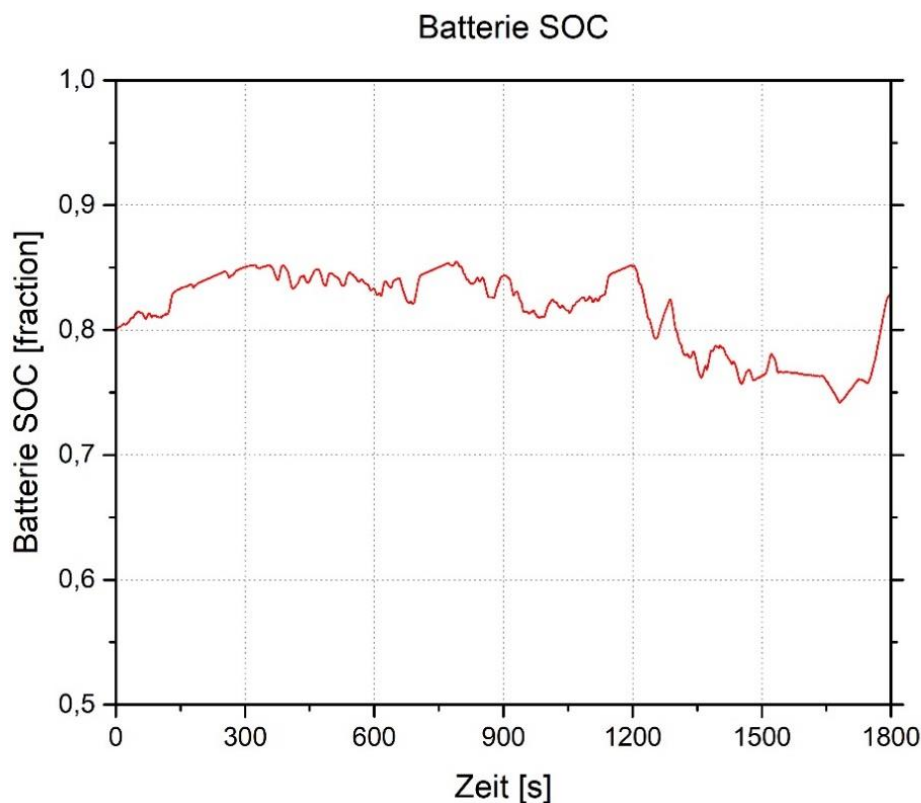


Abbildung 74: Batterie SOC im WHVC-Zyklus

In Abbildung 75 ist die abgegebene Wärmeleistung der einzelnen Systeme aufgeschlüsselt. Den größten Anteil stellt die Brennstoffzelle dar, weshalb auch für die Brennstoffzelle die bei weitem größte Wärmeaustauschfläche bereitgestellt wird. Aufgrund der Betriebsweise ist die Wärmeleistung bis auf die Lastsprünge konstant. Da die DCDC-Konverter direkt mit der Brennstoffzelle gekoppelt sind, folgt deren Wärmeabgabe ebenfalls diesem Schema. Durch die große Variabilität der Leistungsanforderung an E-Maschine sowie der Batterie weist deren Wärmeabgabeleistung eine hohe Dynamik auf. Bei der E-Maschine treten hohe Wärmeverluste vor allem im Bereich von niedrigem Wirkungsgrad sowie hoher Leistungsanforderung auf. Bei der Batterie zeichnen sich diese bei hohen Beschleunigungs- bzw. Rekuperiervorgängen aus.

Wärmeabgabe

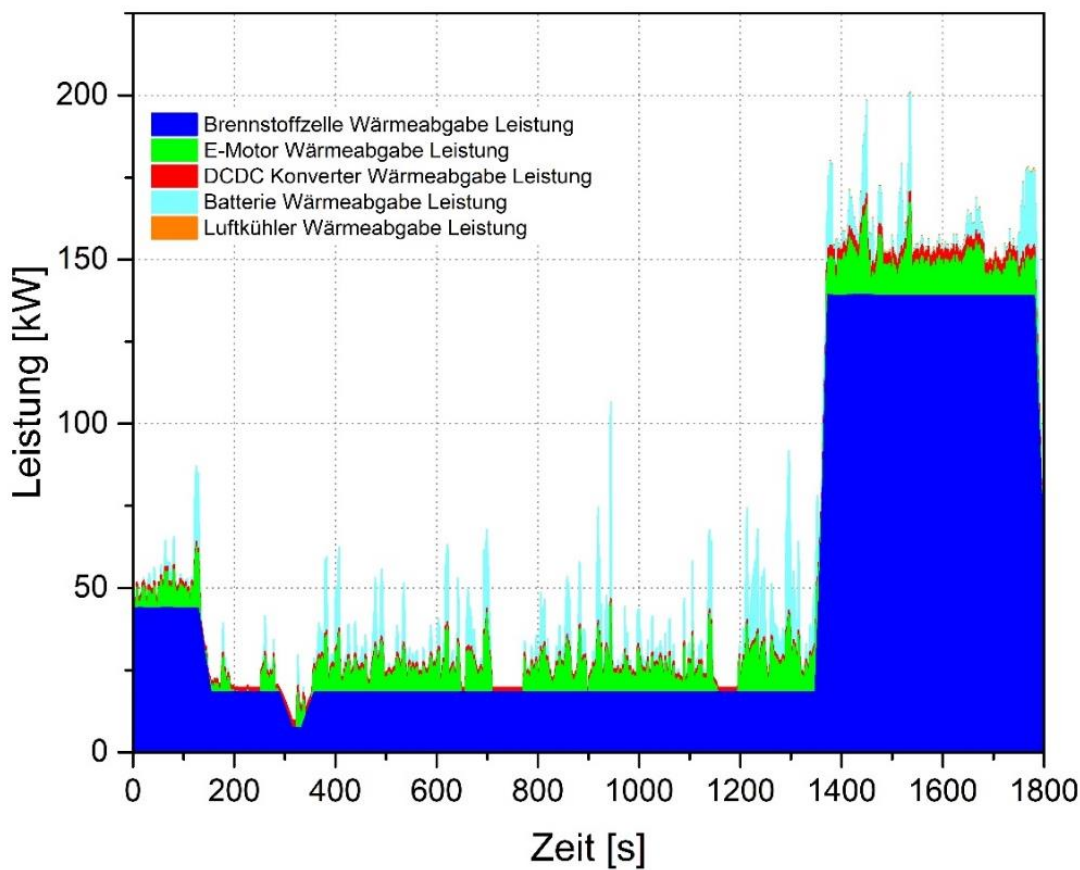


Abbildung 75: Wärmeabgabe der Systeme im WHVC-Zyklus

Abbildung 76 stellt den Energiefluss im Gesamtsystem dar. Dabei werden, ausgehend vom Wasserstoffverbrauch, die einzelnen Verluste in den jeweiligen Einzelsystemen dargestellt.

Auch in diesem Diagramm ist zu erkennen, dass es sich um einen dynamische Zyklus handelt, da ein großer Anteil der Radenergie nicht zum Überwinden des Luftwiderstandes und Rollwiderstandes aufgebracht werden muss, sondern als Energiepotential beim Rekuperieren zur Verfügung steht. Zusätzlich sind beinahe 5 MJ durch Änderung der Höhe beim Rekuperieren nutzbar (Die Höhe am Ende des Zyklus ist geringer als am Beginn). Wie schon in Abbildung 74 erkennbar, ist der SOC zu Ende des Zyklus höher als zu Beginn. Dies wird durch SOC + mit 5,84 MJ dargestellt. Dies entspricht einer SOC Erhöhung um 2,98 %. Die Differenz des Wirkungsgrades des Hauptgetriebes kommt aufgrund des Massenträgheitsmoments zustande. Für das Beschleunigen der rotierenden Massen muss zusätzlich Energie aufgewendet werden. Diese Energie wird beim Verzögern (Rekuperieren) wieder zurückgewonnen. Dieses Verhalten entspricht einem Kinetic Energy Recovery System (KERS).

In 11A: Zusatzdiagramme WHVC sind noch zusätzliche Simulationsergebnisse in Form von Diagrammen enthalten.

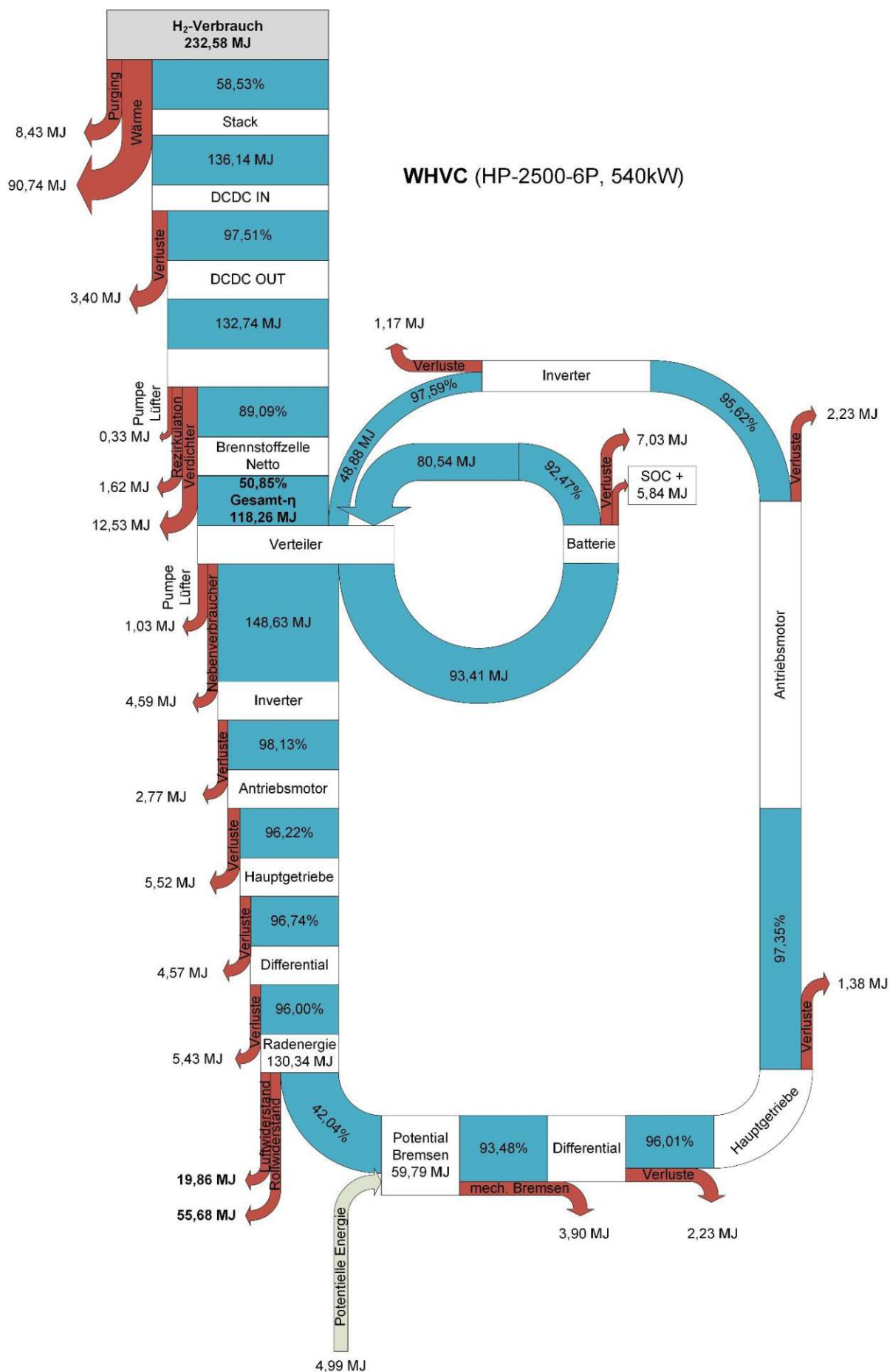


Abbildung 76: Sankey Diagramm der Energieflüsse im WHVC (Simulationsmodell)

4.2.1.1. Systemleistungsbestimmung

Zu Beginn der Systemleistungsbestimmung muss der SOC auf 90 % des Betriebsbereichs gesetzt werden. Zusätzlich muss sichergestellt sein, dass sich alle Systeme im normalen Betriebsbereich befinden. Es werden insgesamt 9 Testläufe mit verschiedener Steigung und Startgeschwindigkeit durchgeführt. Ein Testlauf besteht aus einer Vollastbeschleunigung ausgehend von der vorgegeben Startgeschwindigkeit. Dabei wird das Raddrehmoment und die Raddrehzahl mit einer Abtastrate von 100 Hz aufgezeichnet, wobei der Test 30 s nach Erreichen der max. Geschwindigkeit abgebrochen wird. Aus den aufgezeichneten Werten wird die HILS-Systemleistung berechnet. Die Umrechnung auf die Systemleistung erfolgt durch Formel (36).

$$P_{\text{sys}} = P_{\text{sys_HILS}} * \left(\frac{1}{0,95}\right)^2 \quad (36)$$

P_{sys} Systemleistung des Hybridsystems [W]

$P_{\text{sys_HILS}}$ Systemleistung berechnet aus Raddrehzahl und Raddrehmoment [W]

Aus diesen Werten wird eine über 20 Messpunkte gemittelte Leistung berechnet. Diese wird benötigt, um die Varianz der Systemleistung zu bestimmen. Die endgültige Systemleistung entspricht der höchsten Systemleistung mit einem Coefficient of Variance (COV) von unter 0,02. Die Systemleistung ergibt sich durch diese Berechnung für das Gesamtfahrzeug zu 490 kW. Die genaue Vorgangsweise ist in UN GTR No. 4 [17] zu finden.

4.2.2. Long Haul

Beim Long Haul-Zyklus ist, im Gegensatz zum WHVC-Zyklus, ein Geschwindigkeitsprofil bezogen auf die Wegstrecke vorgegeben ohne definierter Beschleunigungen zwischen Geschwindigkeitssprüngen. Um eine realistische Beschleunigung zu simulieren, wird das Beschleunigungsprofil laut Abbildung 77 eingesetzt, welches aus der Dissertation von R. Luz [20] entnommen wurde. Dieses Beschleunigungsprofil ist aus Fahrversuchen zur Erstellung des WHVC-Zyklus abgeleitet. Dabei ist deutlich die höhere Beschleunigung bei niedrigeren Geschwindigkeiten zu erkennen. Dies ist auf die steigende Leistungsanforderung bei höherer Geschwindigkeit begründet. Mit diesem Beschleunigungsprofil wurde das wegbasierte vorgegebene Geschwindigkeitsprofil modifiziert, um den Long Haul-Zyklus realistisch bezüglich dessen Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen zu simulieren. Dieses Beschleunigungsprofil wurde auch für die anschließenden Simulationsstrecken in Kapitel 4.3.2 und Kapitel 4.3.3 eingesetzt.

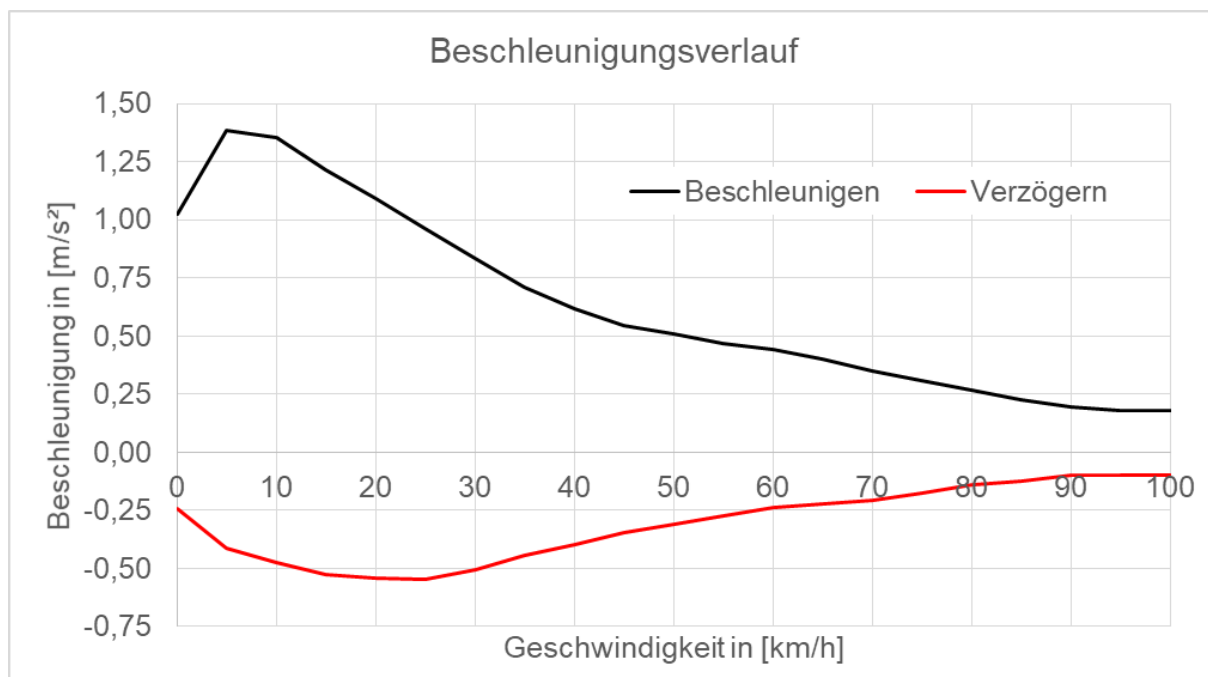


Abbildung 77: Beschleunigung abhängig von der Fahrgeschwindigkeit [20]

In [Tabelle 16](#) sind die grundlegenden Simulationsergebnisse des Long Haul-Zyklus zusammengefasst. Dieser Zyklus zeichnet sich durch eine hohe Durchschnittsgeschwindigkeit mit einem geringen Standzeitanteil von 3,6 % aus. Dadurch ist die Fahrwiderstandsleistung deutlich größer als beim WHVC-Zyklus. Der Wasserstoffverbrauch ist mit 9,819 kg/100km zwar ebenfalls deutlich höher, jedoch nicht in dem Ausmaß als es durch die durchschnittliche Fahrwiderstandsleistung zu erwarten wäre.

Tabelle 16: Grundlegende Simulationsergebnisse des Long Haul-Zyklus

Long Haul-Zyklus		
Fahrstrecke	[m]	100.185
Zyklusdauer	[s]	4.667
Standzeit	[s]	166
max. Geschwindigkeit	[km/h]	85,2
Ø-Geschwindigkeit	[km/h]	77,3
Ø-Geschwindigkeit in Bewegung	[km/h]	80,1
Ø-Fahrwiderstandsleistung	[kW]	80,8
Ø-Brennstoffzellenstackleistung	[kW]	144,5
H ₂ -Verbrauch (SOC-korrigiert)	[kg/100km]	9,819

Vergleicht man den Verbrauch mit den Konstantfahrversuchen, ist eine wesentlich geringere Differenz im Vergleich mit dem WHVC zu erkennen. Dies ist auf die geringere Dynamik des Zyklus zurückzuführen. Die Abweichung zwischen der Konstantfahrt und dem Long Haul-Zyklus ist zusätzlich zu den Beschleunigungs- und

Verzögerungsphasen auf die variable Steigung der Fahrbahn zurückzuführen. Die geringe Dynamik des Zyklus sowie die hohe Variabilität der Steigung ist in [Abbildung 78](#) einzusehen. Dabei treten Steigungen zwischen -6,88 % und +6,63 % auf, wobei sich der Großteil zwischen -2 % bis +2 % bewegt. Die Steigungen in diesem Zyklus sind invariant. Deshalb ist der Long Haul-Fahrzyklus bezogen auf die Motorleistung nicht, wie der WHVC-Zyklus, normiert. Zwischen Sekunde 1500 und Sekunde 1750 tritt eine starke Steigung auf, der in diesem Zyklus durch Reduzieren der Fahrgeschwindigkeit gegengesteuert wird, da auch in der Realität bei signifikanten Steigungen die Fahrgeschwindigkeit abfällt. Vergleicht man [Abbildung 6](#) mit [Abbildung 78](#) kann man auch die implementierten Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge erkennen.

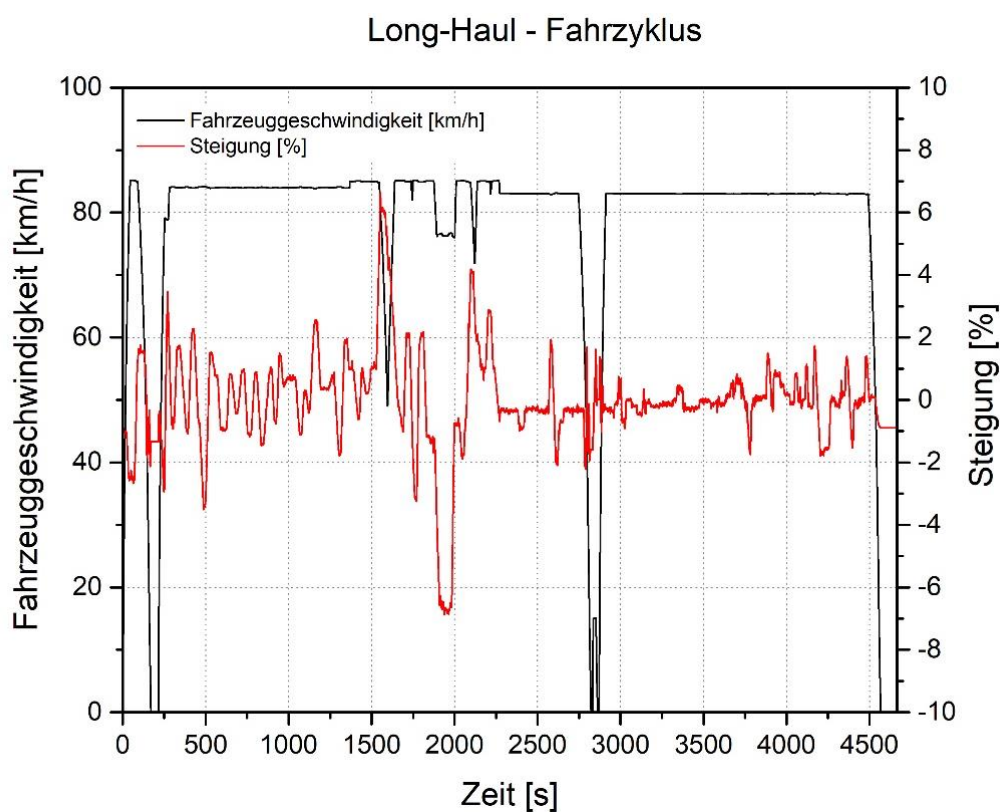


Abbildung 78: Geschwindigkeits- und Steigungsverlauf des simulierten Long Haul-Zyklus

Die geringe Dynamik des Zyklus ist auch in [Abbildung 79](#) durch die geringe Drehzahlvariabilität zu erkennen. Dadurch befindet sich wiederum ein Großteil der Lastpunkte im Bereich mit hohem Motor-Inverterwirkungsgrad. Die vertikale Lastpunktverteilung stellt die stark variierende Steigung und damit das schwankende Motordrehmoment dar. Zusätzlich ist hier erkennbar, dass in diesem Zyklus die maximale Leistung der E-Maschine abgerufen wird. Dies ist auch in [Abbildung 80](#) ersichtlich. Dabei ist auch zu erkennen, dass in diesem Zyklus die maximale Systemleistung der Brennstoffzelle abgerufen wird. Gleichzeitig ist wieder die geringe Anzahl der Lastsprünge der Brennstoffzelle ersichtlich.

Motor - Inverterkennfeld

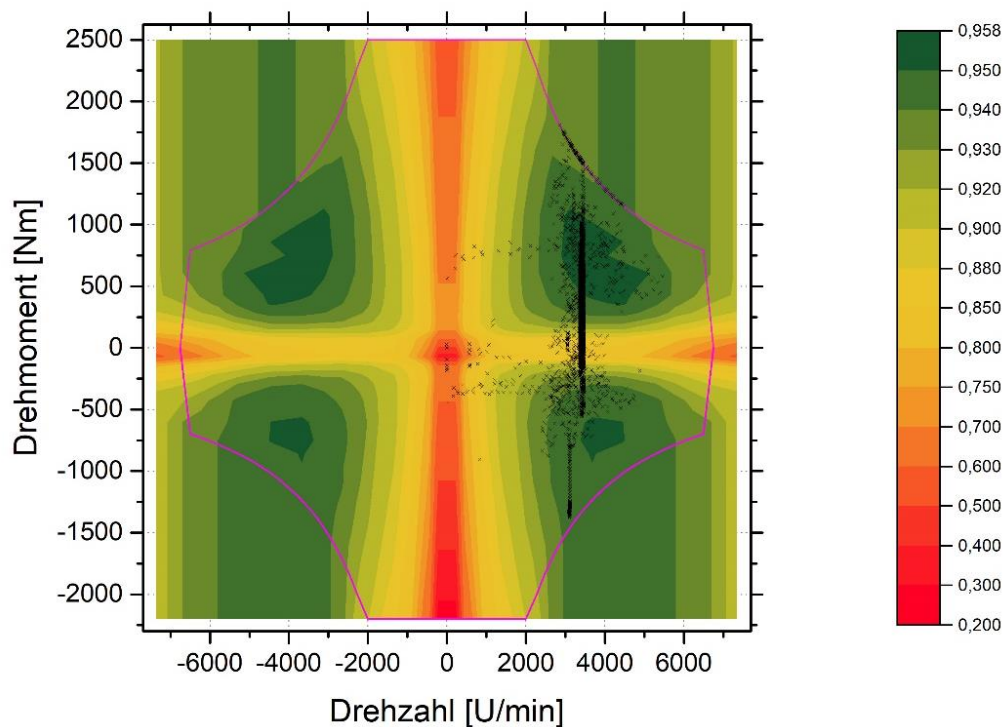


Abbildung 79: Lastpunkte im Long Haul-Zyklus dargestellt im E-Maschinen- & Inverterwirkungsgradkennfeld

Leistungsaufteilung

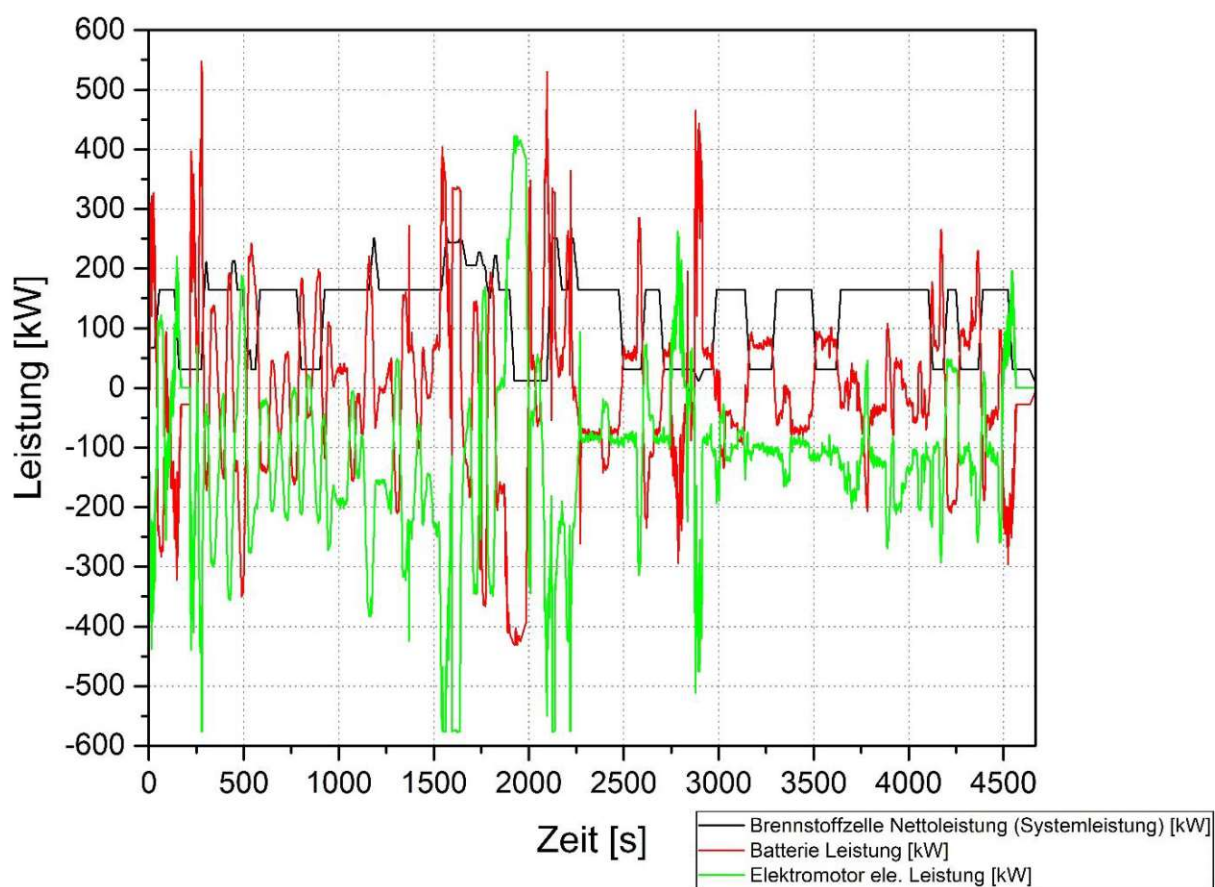


Abbildung 80: Leistungsaufteilung zwischen Brennstoffzellensystem, Traktionsbatterie und E-Maschine im Long Haul-Zyklus

Um bei der Steigung zwischen Sekunde 1500 und Sekunde 1750 die Leistung für die E-Maschine bereitstellen zu können, muss die Batterie kurzzeitig 400 kW abgeben. Dies führt, wie in [Abbildung 81](#) zu sehen ist, zu einem deutlichen Absinken des SOC. Durch die Miteinbeziehung der mittleren Fahrbahnneigung in die Betriebsstrategie des Brennstoffzellensystems spricht diese bereits früher auf das Absinken des SOC an und kann ein mögliches Derating verhindern. Im weiteren Verlauf ist wieder ein Pendeln des SOC um den Startwert von 80 % zu sehen, der sich durch die letzte Verzögerung und die 100 s Stillstand am Ende des Zyklus auf 87,77 % steigert. Eine zusätzliche Berücksichtigung der kinetischen Energie des Fahrzeuges bei der SOC-basierten Betriebssteuerung könnte diesem Verhalten entgegenwirken.

Batterie SOC

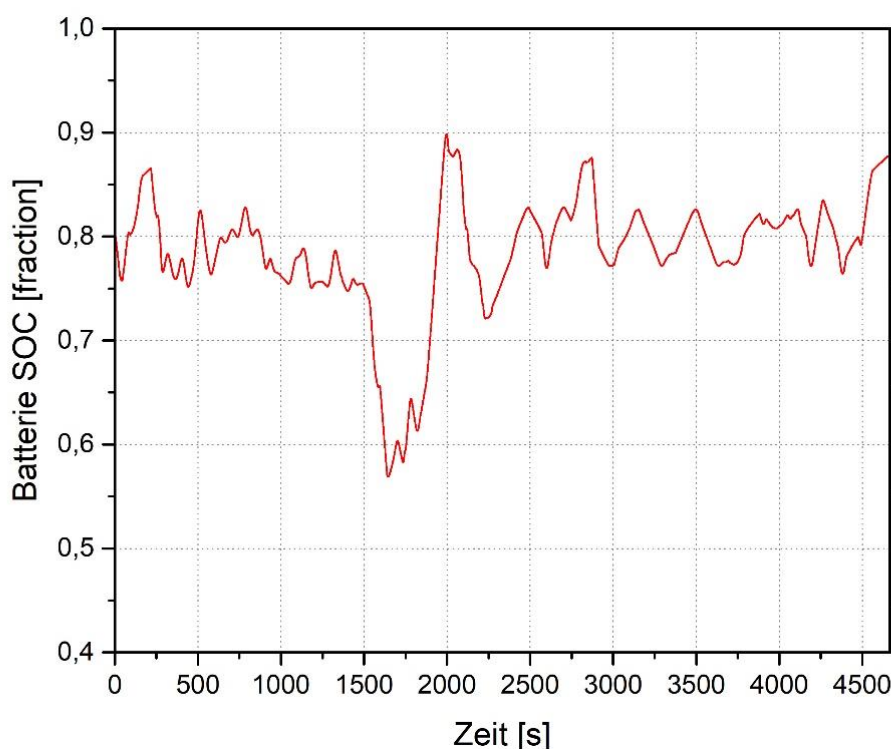


Abbildung 81: Batterie SOC im Long Haul-Zyklus

Durch die hohe Leistungsanforderung bei der Steigung zwischen Sekunde 1500 und Sekunde 1750 ist in diesem Zeitraum, wie in [Abbildung 82](#) zu sehen ist, auch eine hohe Kühlleistung erforderlich. Dabei wird die maximale Leistung der Brennstoffzelle abgerufen. Den weitaus größten Anteil an der benötigten Kühlleistung nimmt wiederum die Brennstoffzelle in Anspruch. Aber auch die Batterie und die E-Maschine liefern einen signifikanten Anteil an der Wärmeleistungsabfuhr von knapp 375 kW. Beim Gefälle zwischen Sekunde 1750 und Sekunde 2000 wird die Leistung der Brennstoffzelle bis auf den Leerlauf zurückgefahren, wodurch nur mehr eine geringe Wärmeabfuhr im Brennstoffzellensystem erforderlich ist. Durch die Rekuperation werden die Batterie und die E-Maschine trotzdem beansprucht. Dabei wird eine ähnliche Wärmeleistungsabfuhr gefordert wie bei der Steigung. Durch die hohe

Varianz der erforderlichen Wärmeabfuhr und der niedrigen Masse des Brennstoffzellenstapels ist ein schnell reagierendes Kühlsystem (Thermostat) erforderlich, um die Temperatur möglichst konstant halten zu können.

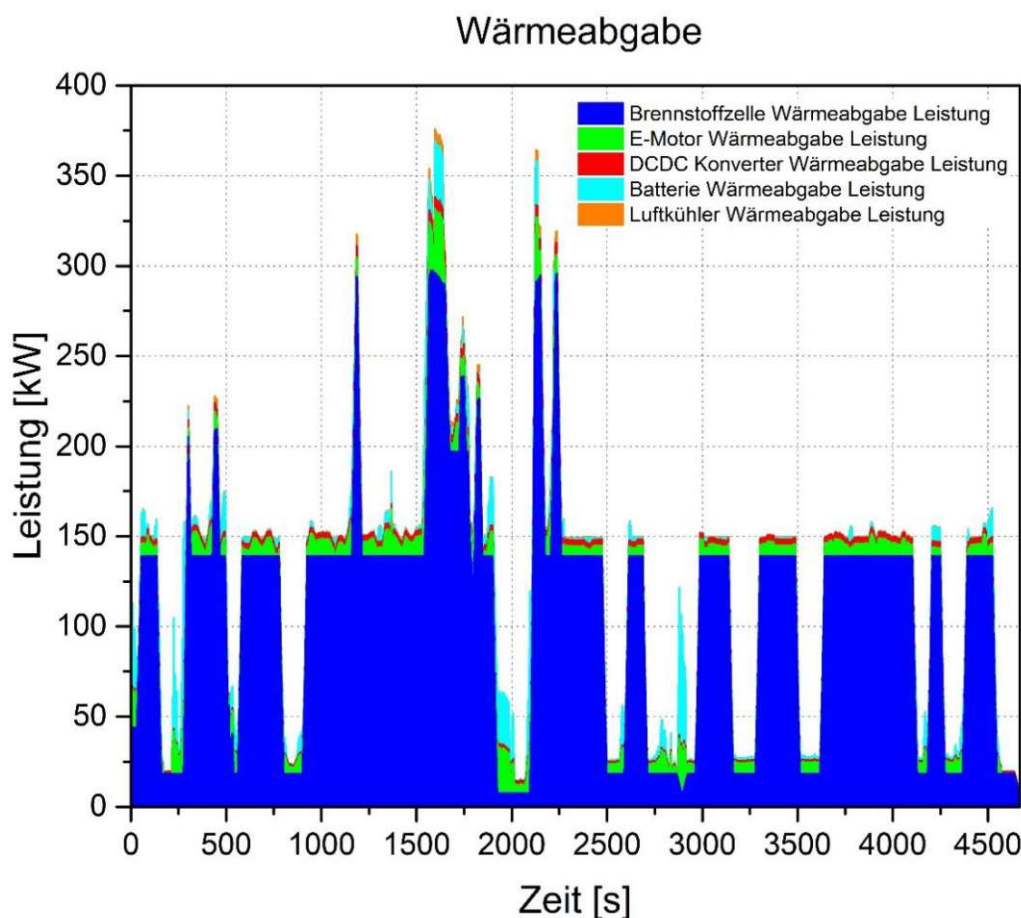


Abbildung 82: Wärmeabgabe der Systeme im Long Haul-Zyklus

In [Abbildung 83](#) sind dafür die Thermostatöffnung und die Aktivität der Lüfter dargestellt. Dabei sieht man auch, dass bei geringfügiger Steigung, die seitlichen Zusatzkühler hinter der Fahrerkabine nicht benötigt werden. Erst bei hoher erforderlicher Wärmeabgabeleistung wird das Thermostat geöffnet und die zusätzliche Kühlleistung freigegeben. Das Resultat der schnellen Reaktion des Thermostats ist eine konstante Temperatur mit nur geringfügigen Abweichungen zu Beginn des Lastsprungs. Nach dem Einpendeln der Thermostatöffnung und der Lüftersteuerung kann die abzugebende Wärmeleistung ohne Probleme abgeführt werden. Dies ist jedoch, wie in Kapitel 4.3.1 zu sehen ist, temperaturabhängig. Die Leistungsspitzen bei der Batterie äußern sich wesentlich langsamer bei der Steigerung der Batterietemperatur. Dies ist vor allem auf die hohe Masse der Batterie zurückzuführen. Gleichzeitig stellt die Batterie jedoch dadurch auch einen Wärmespeicher dar, sodass die Wärmeenergie über einen längeren Zeitraum abgegeben werden muss. Kritisch wäre deshalb, ein ständiger Leistungsbedarf mit hohen C-Raten. Durch höhere Kühlmittelvolumenströme und einer größeren Kühlerfläche könnte dieses Problem entschärft werden.

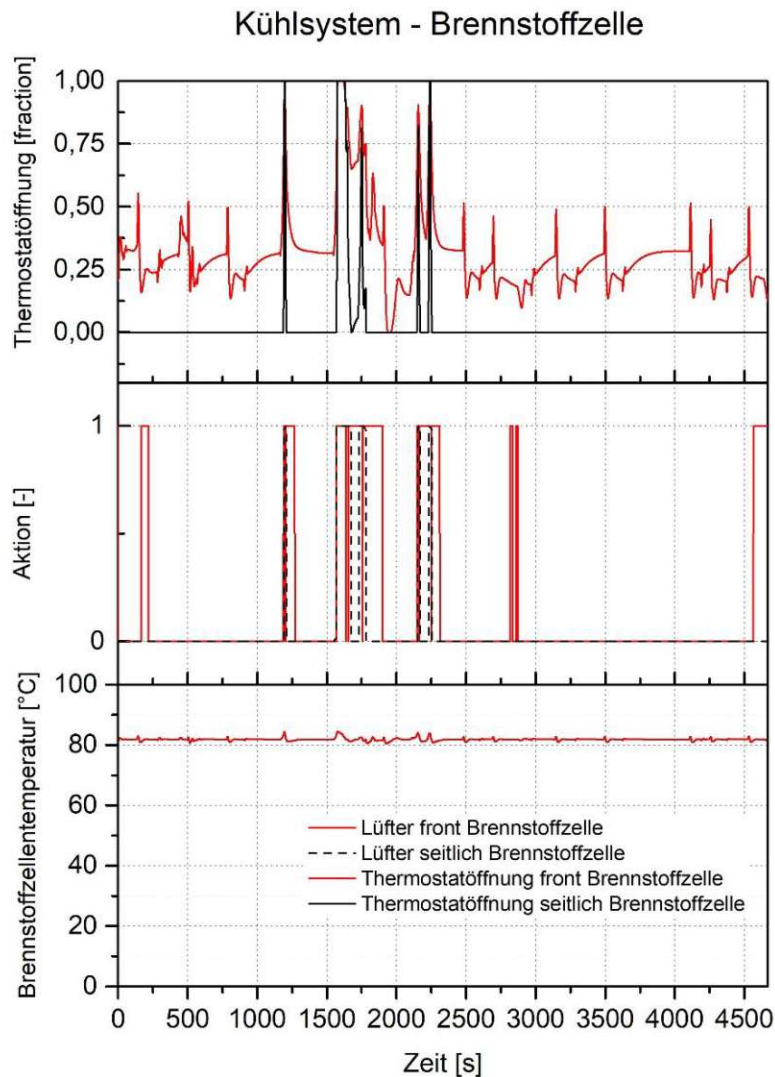


Abbildung 83: Thermostatöffnung und Betriebsphasen der Lüfter des Brennstoffzellenkühlsystems sowie die Temperatur der Brennstoffzelle im Long Haul-Zyklus

In [Abbildung 84](#) sind wiederum die Energieflüsse im Gesamtsystem des Sattelzugs dargestellt. Die höhere Leistungsanforderung zeichnet sich auch hier durch den niedrigeren Wirkungsgrad des Brennstoffzellensystems ab. Durch die geringere Dynamik ist jedoch der Anteil an rekuperierbarer Energie am Rad deutlich geringer. Aus dem Energieverbrauch am Hauptgetriebe kann, in Verbindung mit der Annahme eines Wirkungsgrads von 44 % (siehe [Abbildung 11](#)) und dem Heizwert des Dieseldiesels von ca. 35,4 MJ/l ([3]), der Kraftstoffverbrauch von einem konventionellen Sattelschlepper abgeschätzt werden. (grobe Abschätzung durch durchschnittliche Wirkungsgradannahme und ohne Berücksichtigung von Nebenaggregate) Dadurch errechnet sich im WHVC-Zyklus ein Dieserverbrauch von 44,84 l/100km und im Long Haul-Zyklus 37,01 l/100km. Das invertierte Verbrauchsergebnis im Vergleich zum BZ-SZ ist auf die beim konventionellen Antriebsstrang nicht mögliche Rekuperation zurückzuführen. Durch den großen Anteil an Rekuperationspotential beim WHVC-Zyklus macht sich das deutlich bemerkbar und führt dazu, dass der Kraftstoffverbrauch höher ausfällt.

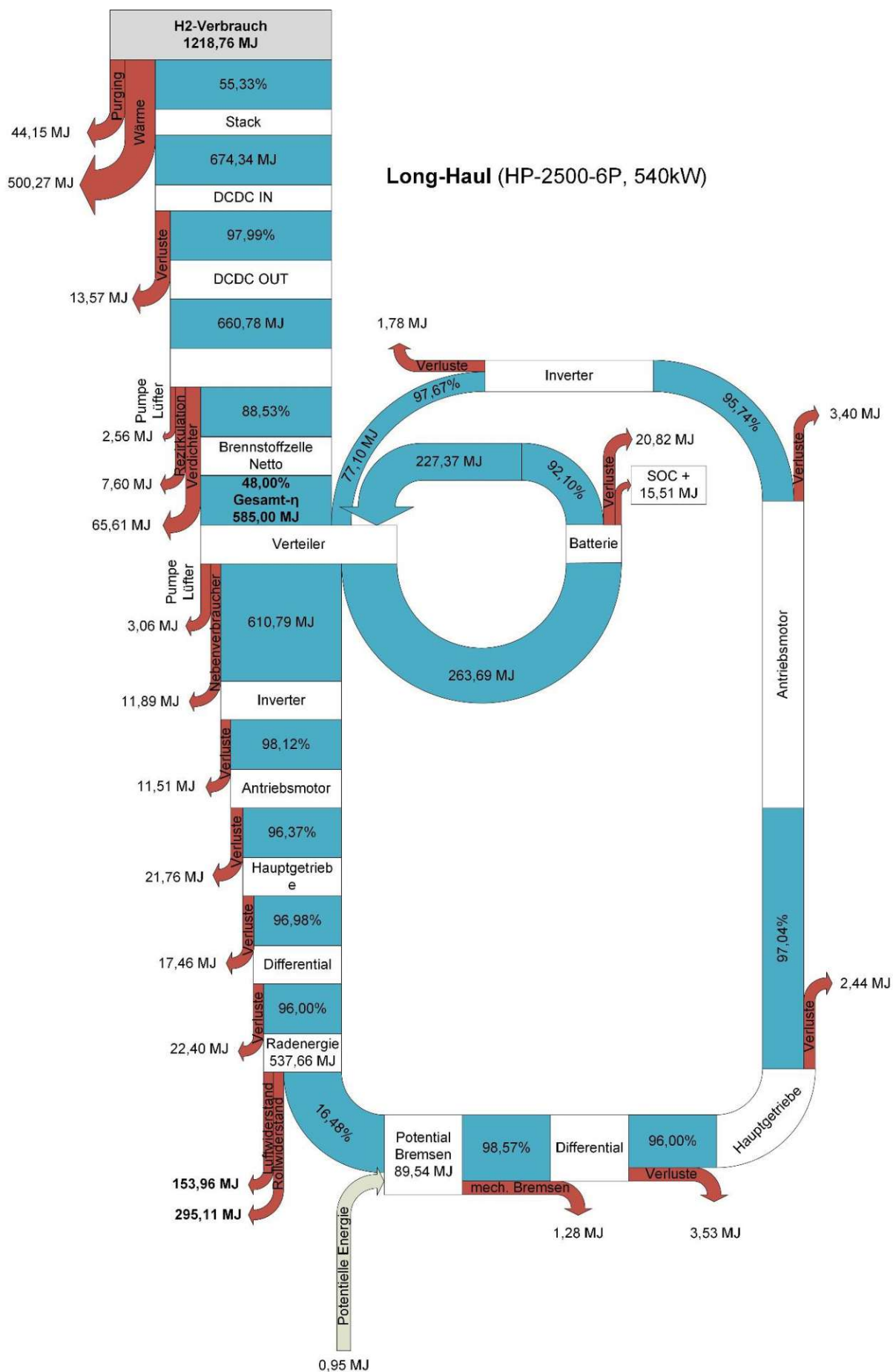


Abbildung 84: Sankey Diagramm der Energieflüsse im Long Haul-Zyklus (Simulationsmodell)

Der Wirkungsgrad der Batterie bewegt sich in dem Bereich, der in der Literatur angegeben ist. [59] Wie bereits oben erwähnt, wird der Zyklus mit einem erhöhten SOC beendet, weshalb die zusätzlich gespeicherte Energie deutlich höher ist als beim WHVC-Zyklus. Die geringe Beschleunigung bei den Verzögerungsvorgängen führt dazu, dass die mechanischen Bremsen kaum benötigt werden und 98,57 % des Verzögerungspotentials zur Rekuperation genutzt werden kann. Würde eine Batterie mit geringerer Energiemenge eingesetzt werden, könnte jedoch aufgrund der Beschränkung der C-Rate, das Bremspotential nicht mehr in diesem Maße ausgenutzt werden.

Weitere Diagramme sind in [12A: Zusatzdiagramme Long Haul](#) gegeben.

4.3. Kühlsystem- / Betriebsstrategietest

4.3.1. Wärmeabgabe

Wie bereits erläutert wurde, ist die Kühlung der Brennstoffzelle eine Herausforderung. Mit dem eingesetzten Kühlpaket ist es möglich, die volle Stackleistung bis zu einer Steigung von 6 % abzurufen. Steigt die Umgebungstemperatur an, kommt es zu einem thermischen Derating, wodurch die Leistung der Brennstoffzelle zurückgefahren werden muss, um die Betriebstemperatur von 81,85 °C halten zu können. Besonders kritisch ist dabei die Steigungsfahrt, da hier die maximal erreichbare Fahrgeschwindigkeit absinkt. Dies führt dazu, dass der Staudruck vor dem Kühler geringer wird und weniger Kühlluft durch die Kühler strömt. Der reduzierte Massenstrom kann nun die thermische Energie nicht mehr aufnehmen und eine Steigerung der Temperatur im Kühlkreislauf, und somit der Brennstoffzelle, wäre die Folge. [Abbildung 85](#) gibt den Zusammenhang zwischen der Umgebungstemperatur, der möglichen Stackleistung mit dem Kühlkonzept und die erreichbare Dauergeschwindigkeit an. Dabei gilt es zu beachten, dass dies die Geschwindigkeitsgrenzen bei Leistungsbereitstellung ausschließlich durch die Brennstoffzelle angibt.

Bei einem ausreichend hohen SOC kann, zusätzlich durch die Batterie, elektrische Leistung (zeitlich begrenzt) bereitgestellt werden. Dadurch können kurzfristig auch höhere Geschwindigkeiten erreicht werden. Fällt der SOC jedoch wieder auf den niedrigsten erlaubten Wert ab, reduziert sich die verfügbare Leistung und damit die erreichbare Geschwindigkeit. Durch eine optimierte Geschwindigkeitswahl sowie Lastanforderung an die Brennstoffzelle kann dies verhindert werden und die Gesamtfahrzeit sowie die Belastung der Systeme reduziert werden. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass eine intelligente vorrausschauende Betriebsstrategie für einen BZ-SZ von großer Bedeutung ist. Dabei kann durch die Kenntnis einer bevorstehenden längeren Steigungsstrecke der SOC davor durch eine höhere Brennstoffzellenleistung angehoben werden. Gleichzeitig kann die Brennstoffzellenleistung schon am Beginn

der Steigung gesteigert werden. Durch diese zwei Maßnahmen kann die Länge der möglichen befahrbaren Steigung mit konstanter Geschwindigkeit ausgeweitet werden.

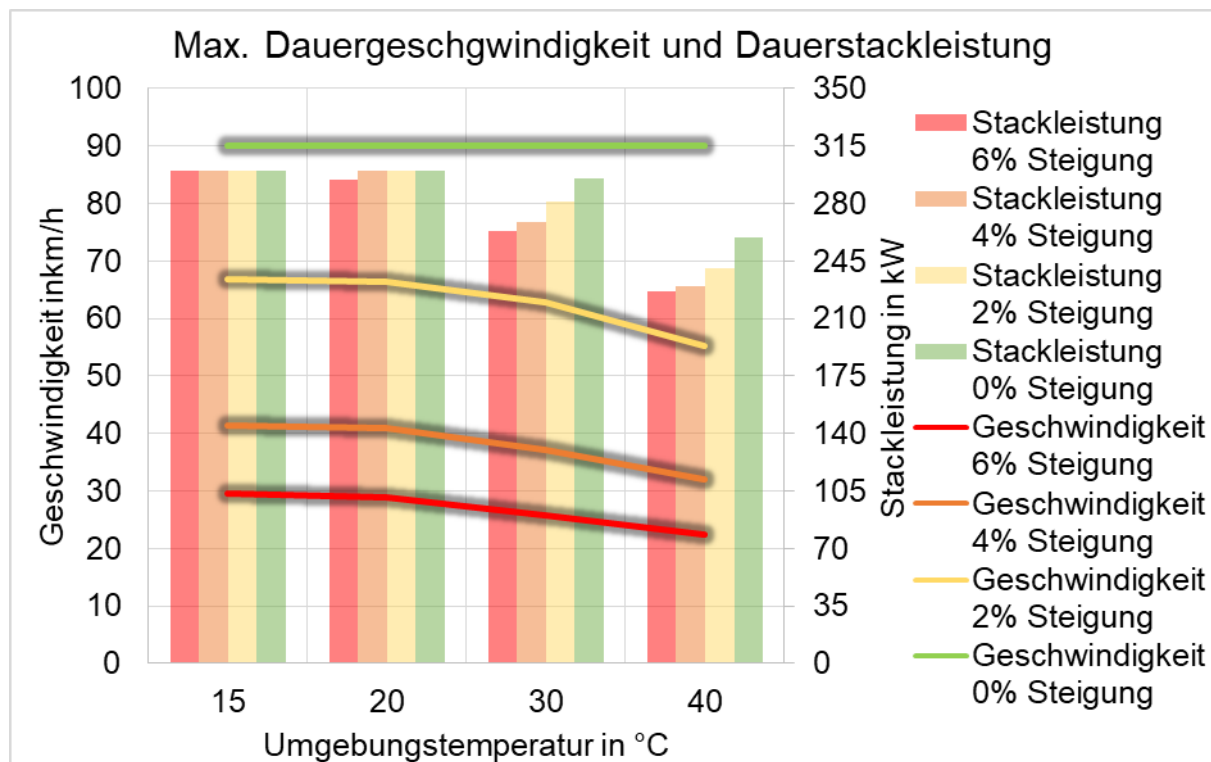


Abbildung 85: Maximale Dauergeschwindigkeit und Dauerstackleistung abhängig von der Umgebungstemperatur und Fahrbahnsteigung (keine Batterieleistung)

4.3.2. Transitroute 1 (Knoten Steinhäusl → Knoten Vösendorf (A21))

Um das Gesamtsystem und vor allem das Kühlsystem unter schwierigen, jedoch realistischen Bedingungen zu simulieren, wurde eine häufige und topographisch anspruchsvolle Transitroute nahe Wien ausgewählt. Das ausgewählte Autobahnstück erstreckt sich von ca. km 32,5 auf der A1 bis zum km 37,5 auf der A21 (siehe [Abbildung 86](#)). Die Strecke wird um einen ebenen Teilabschnitt von 2,5 km vor und nach der realen Route erweitert. Dies ergibt eine Gesamtstrecke von 45 km.

Auf dieser Strecke gilt grundsätzlich eine erlaubte Höchstgeschwindigkeit von 80 km/h (LKW über 7,5 t) und ist geprägt durch eine 5 km lange Steigungsstrecke mit durchschnittlich 4,12 % Steigung. Das Geschwindigkeitsprofil und der Steigungsverlauf sind in [Abbildung 87](#) dargestellt.

Die topografischen Daten wurden aus Google Earth entnommen und durch Abfahren der Strecke mittels GPS abgeglichen. Der Geschwindigkeitsverlauf für die Simulation wurde dahingehend optimiert, sodass eine möglichst kurze Fahrzeit ohne Derating erzielt wird. Deshalb wurde die Geschwindigkeit von ca. Sekunde 200 bis Sekunde 500 von 80 km/h auf 50 km/h reduziert, was auf die bereits erwähnte Steigung zurückzuführen ist. Dies entspricht auch der Geschwindigkeit, die in der Realität von beladenen Sattelschleppern auf diesem Abschnitt erreicht wird. Der Geschwindigkeitseinbruch von Sekunde 1650 bis Sekunde 1720 ist wiederum auf eine

starke Steigung zurückzuführen. Dabei stellt jedoch nicht die verfügbare Energie in der Batterie die Grenze dar, sondern die maximale Leistung der E-Maschine. In Tabelle 17 sind die grundlegenden Simulationsergebnisse dieser Strecke aufgelistet. Trotz der zeitweisen Reduktion der Geschwindigkeit auf 50 km/h kann dieser Abschnitt mit einer hohen Durchschnittsgeschwindigkeit absolviert werden.

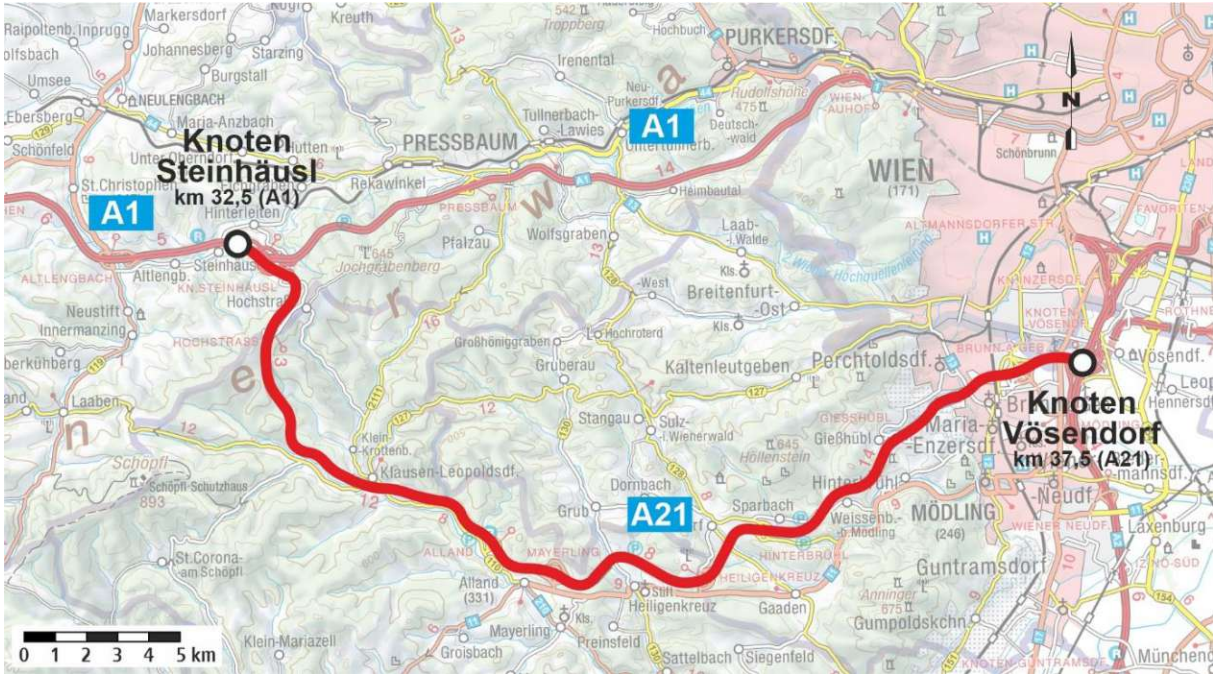


Abbildung 86:⁷ Transitroute 1 - Knoten Steinhäusel (A1) bis Knoten Vösendorf (A21) [150]

Transitroute 1

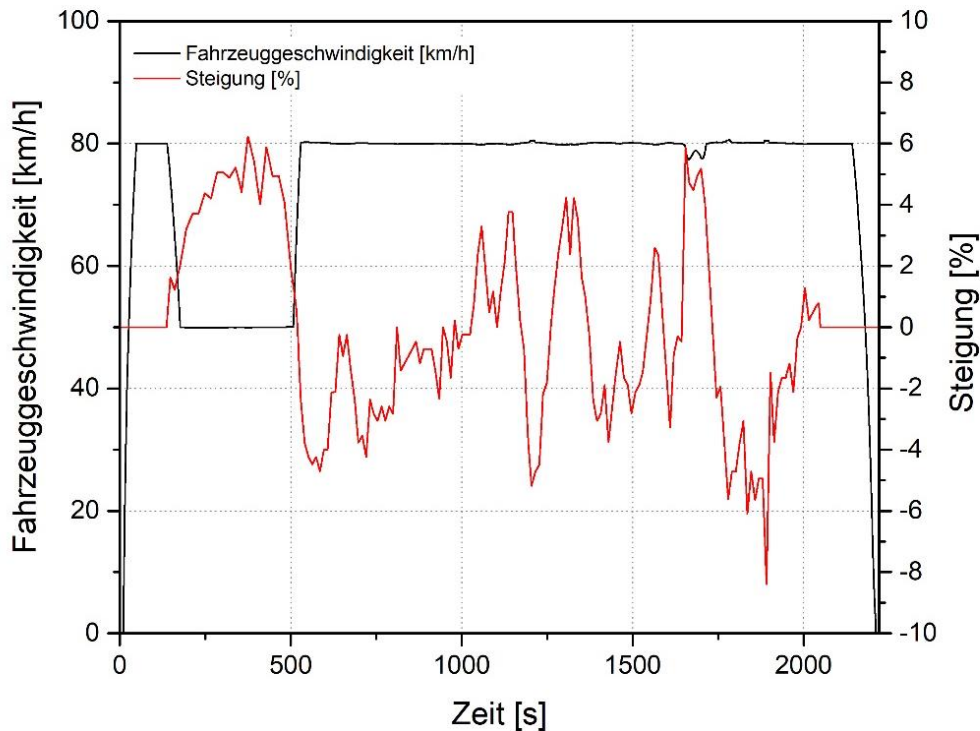


Abbildung 87: Geschwindigkeits- und Steigungsverlauf der simulierten Transitroute Knoten Steinhäusel – Knoten Vösendorf auf der A21

⁷ Modifizierte Darstellung. Grundkarte vom BEV. © BEV CC BY 4.0

Tabelle 17: Grundlegende Simulationsergebnisse der Transitroute 1

Transitroute 1		
Fahrstrecke	[m]	45.000
Zyklusdauer	[s]	2.221
Standzeit	[s]	20
max. Geschwindigkeit	[km/h]	80,6
Ø-Geschwindigkeit	[km/h]	73
Ø-Geschwindigkeit in Bewegung	[km/h]	73,6
Ø-Fahrwiderstandsleistung	[kW]	49,3
Ø-Brennstoffzellenstackleistung	[kW]	126,4
H ₂ -Verbrauch (korrigiert)	[kg/100km]	9,133

Durch die Gefällstrecken, die über den gesamten Zyklus gesehen einen Höhenverlust von ca. 130 m erzeugen, reduziert sich die durchschnittliche Fahrwiderstandsleistung deutlich (siehe hierfür die zusätzlichen Diagramme in [13A: Zusatzdiagramme Transitroute 1](#)). Dies trägt auch dazu bei, dass der Wasserstoffverbrauch über diesen Zyklus, entgegen den Erwartungen, derart niedrig ausfällt.

In [Abbildung 88](#) ist wieder der Vorteil eines mehrstufigen Getriebes ersichtlich. Auch bei 50 km/h kann durch Verwendung der 3. Schaltstufe, die Drehzahl im wirkungsgradoptimalen Motor-Inverterkennfeldbereich gehalten werden (Daraus ergibt sich eine geringfügig niedrigere Drehzahl als bei 4. Schaltstufe bei 80 km/h). Gleichzeitig sieht man in diesem Diagramm auch, dass diese Strecke, in Kombination mit dem Geschwindigkeitsprofil, die Leistungsfähigkeit der E-Maschine beinahe vollständig ausnutzt. Dies bedeutet, dass ein Sattelschlepper mit einer niedrigeren E-Maschinenleistung, das Geschwindigkeitsprofil nicht halten kann. Es ist jedoch wichtig zu erwähnen, dass auch beim Einsatz einer Batterie mit einer geringeren Energiemenge oder eines Brennstoffzellensystems mit geringerer Leistung, die Geschwindigkeit teilweise abgesenkt werden müsste.

Dass diese Transitstrecke herausfordernd für den Antriebsstrang ist, kann auch anhand [Abbildung 89](#) nachvollzogen werden. Dabei werden große Leistungssprünge vom Brennstoffzellensystem abverlangt. Gleichzeitig wechseln sich längere Hochleistungsphasen mit Phasen im Leerlaufbetrieb ab, wodurch auch die relativ niedrige durchschnittliche Brennstoffzellenleistung zustande kommt.

Betrachtet man den ersten Anstieg auf die maximale Brennstoffzellenleistung, ist eine kleine Senke vor Erreichen dieser zu sehen. Diese ist auf ein zu langsam reagierendes Kühlsystem zurückzuführen. Ein Hauptfaktor der dazu führt, ist die gedrosselte Geschwindigkeit und damit die geringere Durchströmung der Hauptkühler. Die Temperatur der Brennstoffzelle steigt in diesem Fall an und die implementierte Schutzschaltung, zur Vermeidung von zu hoher Temperatur, regelt die

Motor - Inverterkennfeld

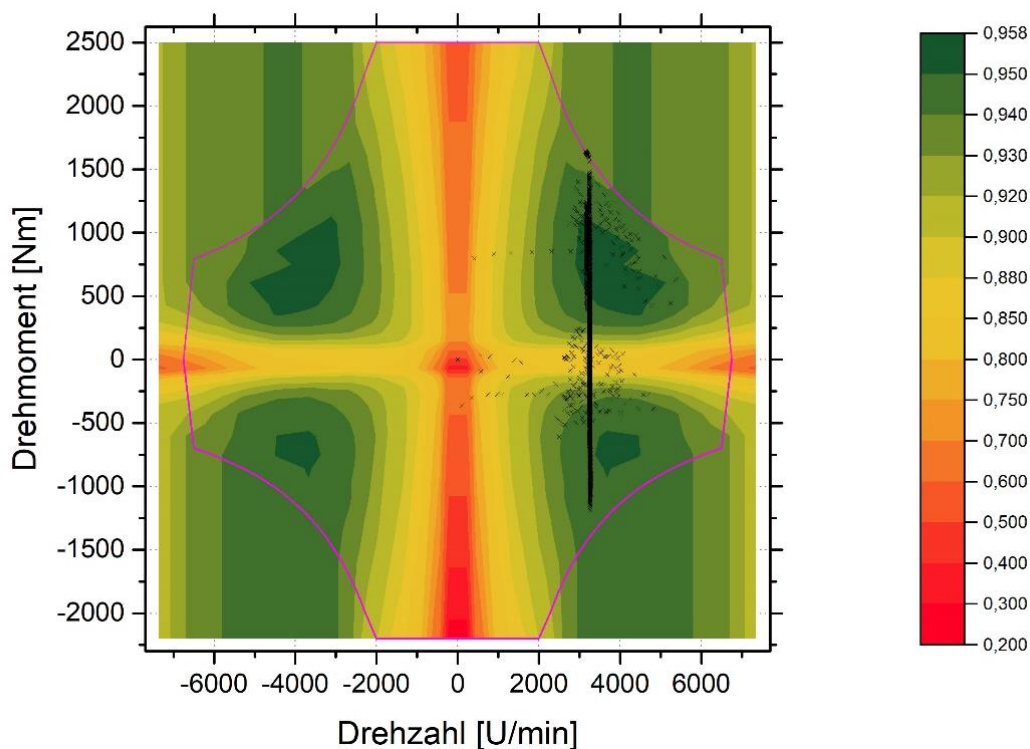


Abbildung 88: Lastpunkte auf der Transitstrecke 1 (Knoten Steinhäusel – Knoten Vösendorf) dargestellt im E-Maschinen- & Inverterwirkungsgradkennfeld

Leistungsaufteilung

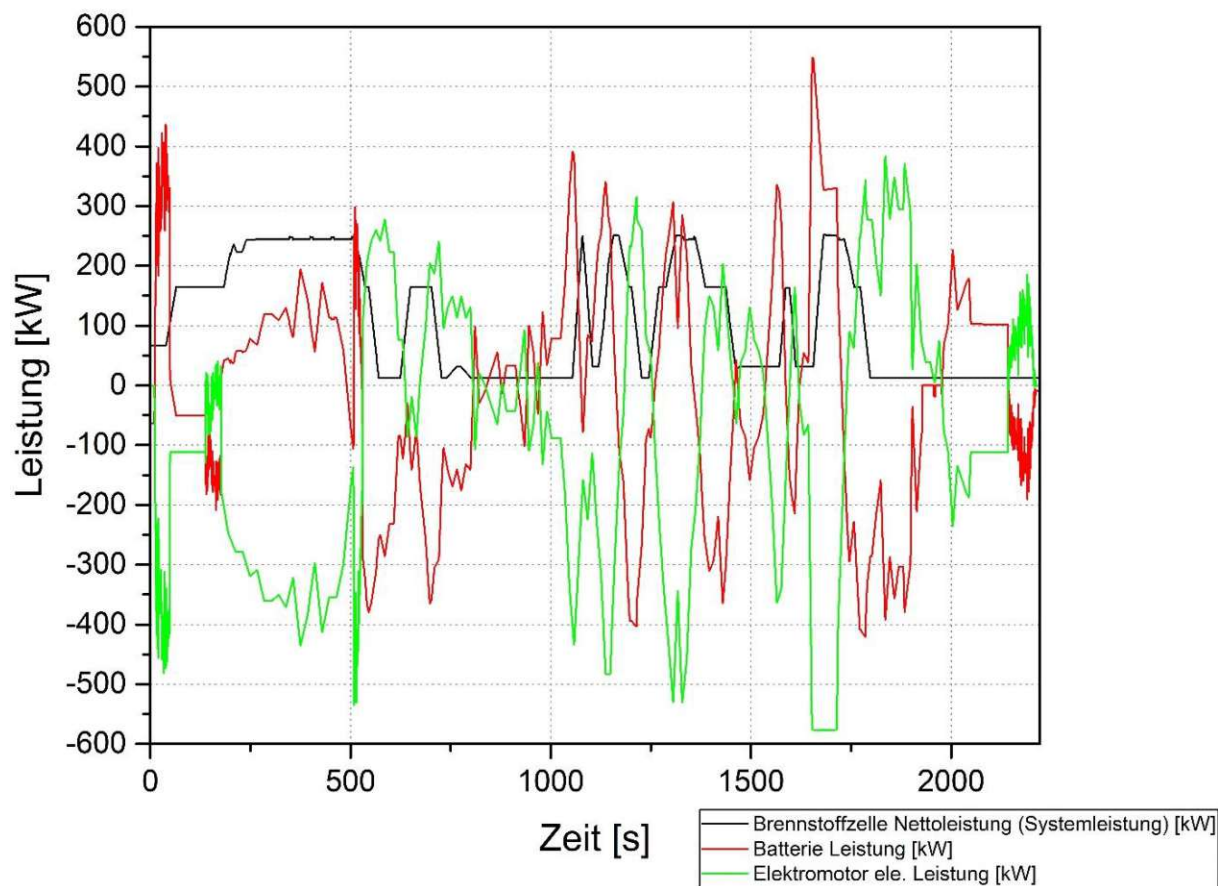


Abbildung 89: Leistungsaufteilung zwischen Brennstoffzellensystem, Traktionsbatterie und E-Maschine auf der Transitstrecke 1 (Knoten Steinhäusel – Knoten Vösendorf)

Brennstoffzellenleistung zurück. Nach dieser Einregelung ist bei konstanter Geschwindigkeit, die gesamte Leistung der Brennstoffzelle dauerhaft abrufbar. Gleichzeitig sieht man auch, dass die Leistung der Brennstoffzelle in diesem Abschnitt nicht ausreicht und von der Batterie zusätzlich 50 kW bis zwischenzeitlich 200 kW beigesteuert werden müssen. Dies lässt, wie auch in Abbildung 90 zu sehen ist, den SOC deutlich absinken. Bis zum unteren erlaubten SOC von 47 % ist jedoch noch ein Puffer vorhanden, wodurch die Geschwindigkeit auf diesem ersten Steigungsabschnitt eventuell noch gesteigert werden könnte. Betrachtet man den zuvor angesprochenen Bereich zwischen Sekunde 1650 und Sekunde 1720, ist zu erkennen, dass die Betriebsstrategie, mit Berücksichtigung der vergangen durchschnittlichen Steigung, an die Grenzen stößt. Hier wird die Brennstoffzelle auf niedrigem Leistungsniveau betrieben und die erforderliche Leistung muss bis zum Umschalten der Strategie großteils von der Batterie bereitgestellt werden. Dabei werden bis zu 550 kW von der Batterie abverlangt, wobei dies durch den Einsatz der Hochenergiezellen kein Problem darstellt.

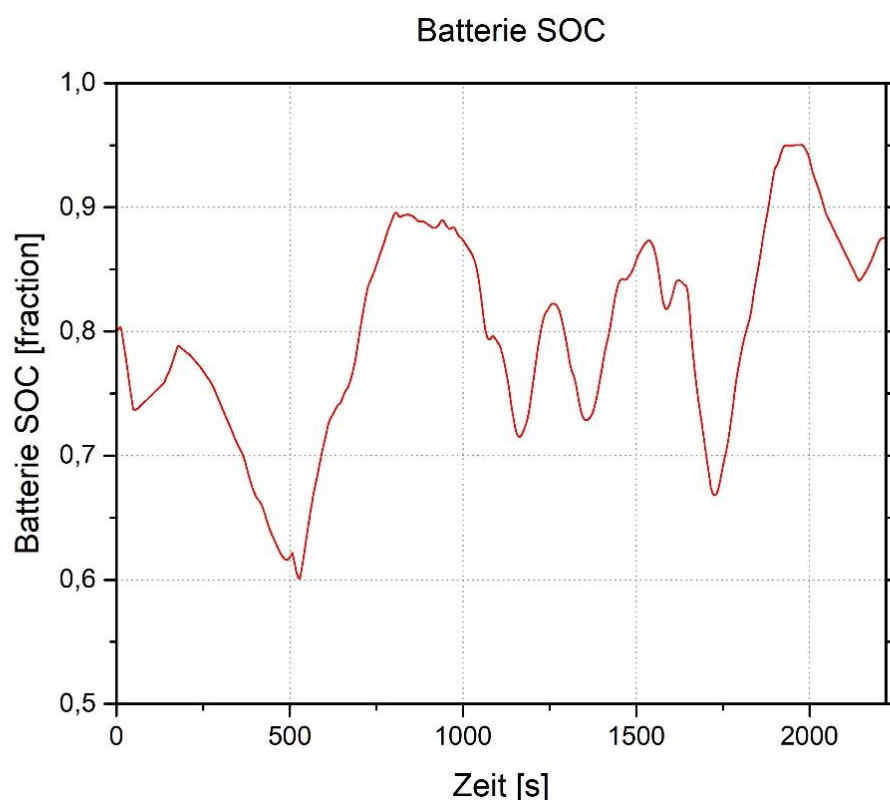


Abbildung 90: Batterie SOC auf der Transitroute 1 (Knoten Steinhäusel – Knoten Vösendorf)

Betrachtet man den Bereich von Sekunde 1930 bis Sekunde 1980 ist ein Plateau des SOC ersichtlich. Hier greift der Überladungsschutz der Batterie. Dabei wird die von der E-Maschine erzeugte elektrische Energie nicht mehr in die Batterie geladen, sondern im Bremswiderstand in Wärme umgewandelt und diese über den Kühlkreislauf der Brennstoffzelle an die Umgebung abgegeben. Dabei sei auch zu beachten, dass dies deshalb möglich ist, da zu diesem Zeitpunkt die Brennstoffzelle im Leerlauf betrieben wird und deshalb nur eine geringe Kühlleistung erfordert.

In [Abbildung 91](#) ist die Leistungsaufteilung im Brennstoffzellensystem dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass eine Stackleistung von 300 kW durch den Wirkungsgrad und dem Purgen eine Brennstoffleistung von 614 kW erfordert. Dies entspricht einem Wasserstoffmassenstrom von ca. 5,1 g/s und einer Luftmasse von 235,8 g/s bei den angenommenen stöchiometrischen Verhältnissen. Die Leistung des Brennstoffes wird zusätzlich durch die Verluste des DCDC-Konverters und des Rezirkulationsgebläses reduziert. Die größte Leistungsreduzierung durch die notwendigen Nebenaggregate erfolgt jedoch durch den Verdichter. Nach Abzug der Leistung, die für die Kühlmittelpumpe sowie für die elektrischen Lüfter aufgebracht werden müssen, bleibt eine Nettoleistung von 244 kW für den Betrieb des Sattelschleppers übrig. In diesem Diagramm ist auch ersichtlich, dass mit kleinerer Leistungsanforderung, der Wirkungsgrad des Systems aufgrund der relativ kleineren Verluste der Nebenaggregate und Wärmeverluste ansteigt. Dadurch lässt sich ableiten, dass auch schon eine geringfügige Erhöhung des Wirkungsgrades des Brennstoffzellenstacks, den größten Leistungsgewinn im System erzielen kann. Der Verdichter bietet vor allem bei einer hohen Leistungsanforderung an das Brennstoffzellensystem noch Verbesserungspotential durch den Einsatz einer Turbine.

Brennstoffzelle Leistungsteilung

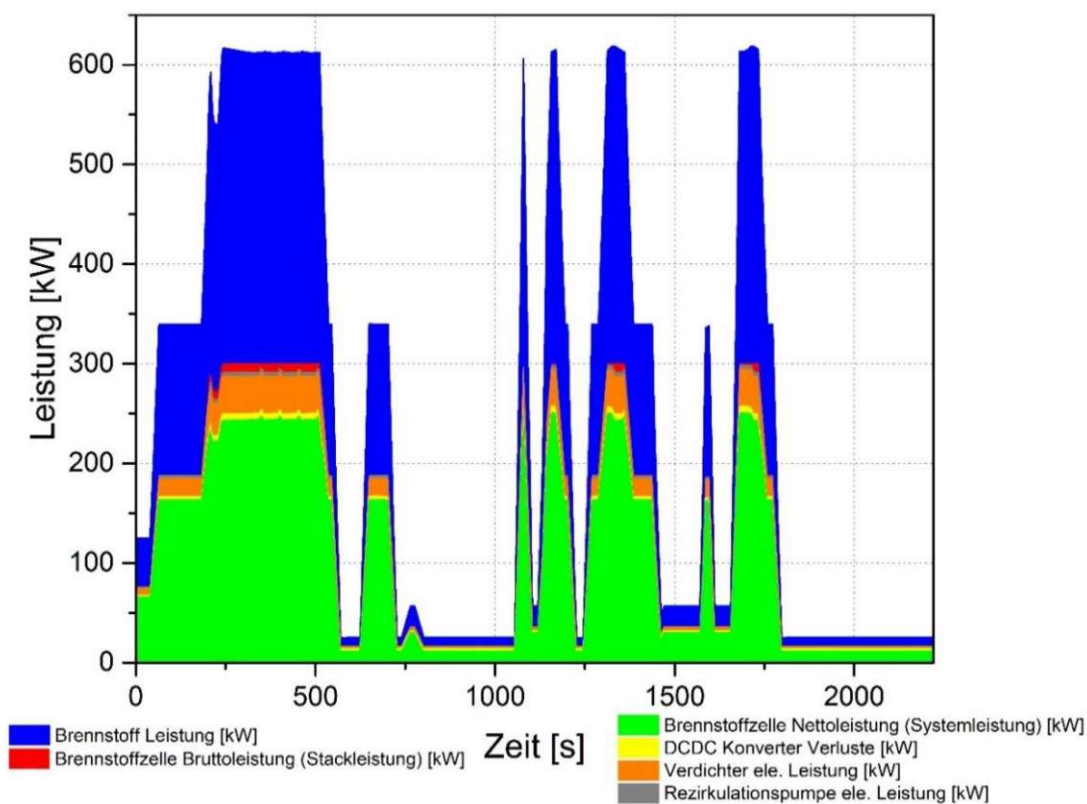


Abbildung 91: Leistungsaufteilung im Brennstoffzellensystem bei Absolvierung der Transitroute 1

Um diese Sachverhalte besser nachvollziehen zu können, sind in [13A: Zusatzdiagramme Transitroute 1](#) noch weitere Diagramme inklusive Sankey-Diagramm enthalten.

4.3.3. Transitroute 2 (Hall in Tirol → Mittewald (It) (A12 → A13 → A22))

Mit der Transitroute 2, von km 70,5 auf der A12 nahe Innsbruck über den Brennerpass (Autobahn (A13)) bis zum km 30,8 auf der A22 in Italien nahe Mittewald, wurde eine weitere viel befahrene und anspruchsvolle Route simuliert (siehe [Abbildung 92](#)).

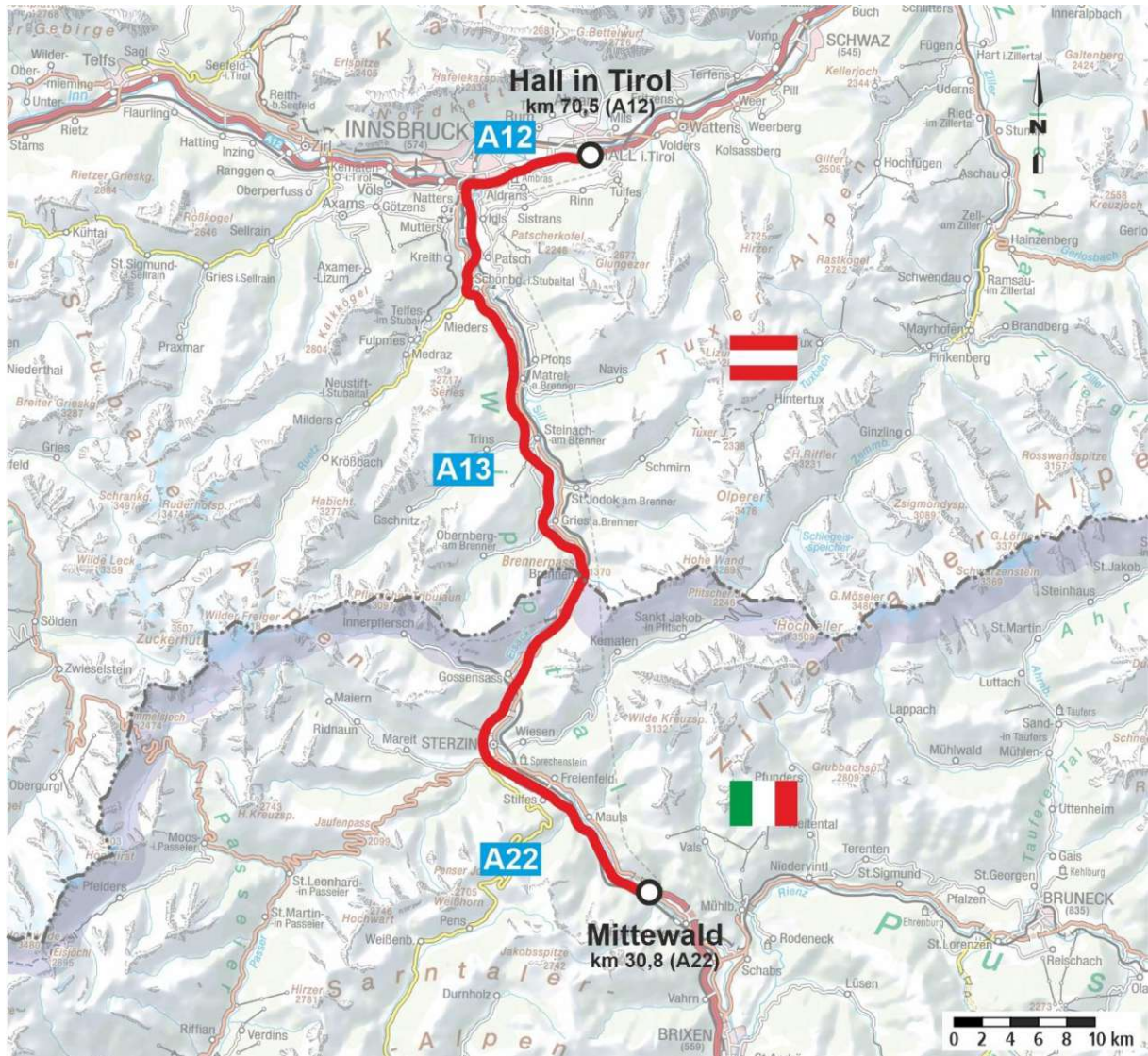


Abbildung 92:⁸ Transitroute 2 – Innsbruck (A13) über Brennerpass bis Mittewald in Italien (A22) [151]

Die Strecke wurde ebenfalls um einen Abschnitt ohne Steigung mit jeweils 2,5 km am Beginn und am Ende erweitert, sodass die gesamte Fahrstrecke 75 km entspricht. In [Abbildung 93](#) ist wiederum der Steigungs- sowie der Geschwindigkeitsverlauf der simulierten Strecke dargestellt. Dabei sind auch die langen starken Steigungen, die für diese Transitroute charakteristisch sind, zu sehen. Bei der Simulation werden auch die Mautstationen, durch das Absenken der Geschwindigkeit auf die erlaubte Höchstgeschwindigkeit, berücksichtigt. Zusätzlich wurde auch hier die Geschwindigkeit dahingehend optimiert, dass eine möglichst kurze Fahrzeit bei gleichzeitiger Vermeidung eines Deratings eingehalten wird.

⁸ Modifizierte Darstellung. Grundkarte vom BEV. © BEV CC BY 4.0

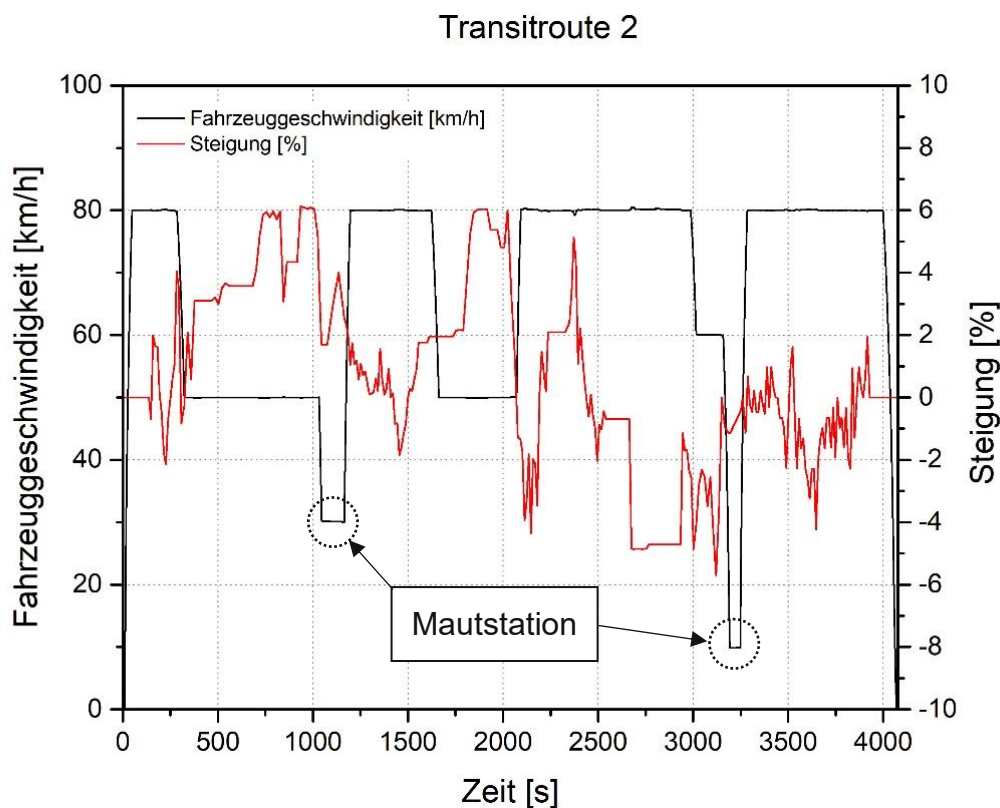


Abbildung 93: Geschwindigkeits- und Steigungsverlauf der simulierten Transitroute Knoten Innsbruck (Hall in Tirol) – Mittewald auf der A12, A13 und A22

Die erste Steigung ist mit über 10 km Länge (Sekunde 325 bis Sekunde 1075) und einer durchschnittlichen Steigung von 4,2 % mehr als doppelt so lang als bei Transitroute 1. Dies macht diese Strecke nochmals anspruchsvoller für ein Hybridsystem. Zusätzlich enthält diese Route eine zweite Steigung (Sekunde 1750 bis 2020) mit einer Länge von 3,75 km und einer durchschnittlichen Steigung von 5 %. In [Tabelle 18](#) sind die grundlegenden Simulationsergebnisse dieser Strecke aufgelistet.

Tabelle 18: Grundlegende Simulationsergebnisse der Transitroute 2

Transitroute 2		
Fahrstrecke	[m]	75.000
Zyklusdauer	[s]	4.078
Standzeit	[s]	20
max. Geschwindigkeit	[km/h]	80,5
Ø-Geschwindigkeit	[km/h]	66,2
Ø-Geschwindigkeit in Bewegung	[km/h]	66,5
Ø-Fahrwiderstandsleistung	[kW]	86,9
Ø-Brennstoffzellenstackleistung	[kW]	179,1
H ₂ -Verbrauch (korrigiert)	[kg/100km]	15,691

Durch die langen steilen Steigungen fällt die durchschnittliche Fahrwiderstandsleistung und Brennstoffzellenstackleistung sowie der

Wasserstoffverbrauch deutlich höher aus. Zusätzlich ergibt sich dadurch ein über den gesamten Zyklus gerechneter positiver Höhenunterschied von 258 m. Dadurch können sich diese Kennwerte nicht ausgleichen.

In [Abbildung 94](#) kann die hohe durchschnittliche Brennstoffzellenstackleistung nachvollzogen werden.

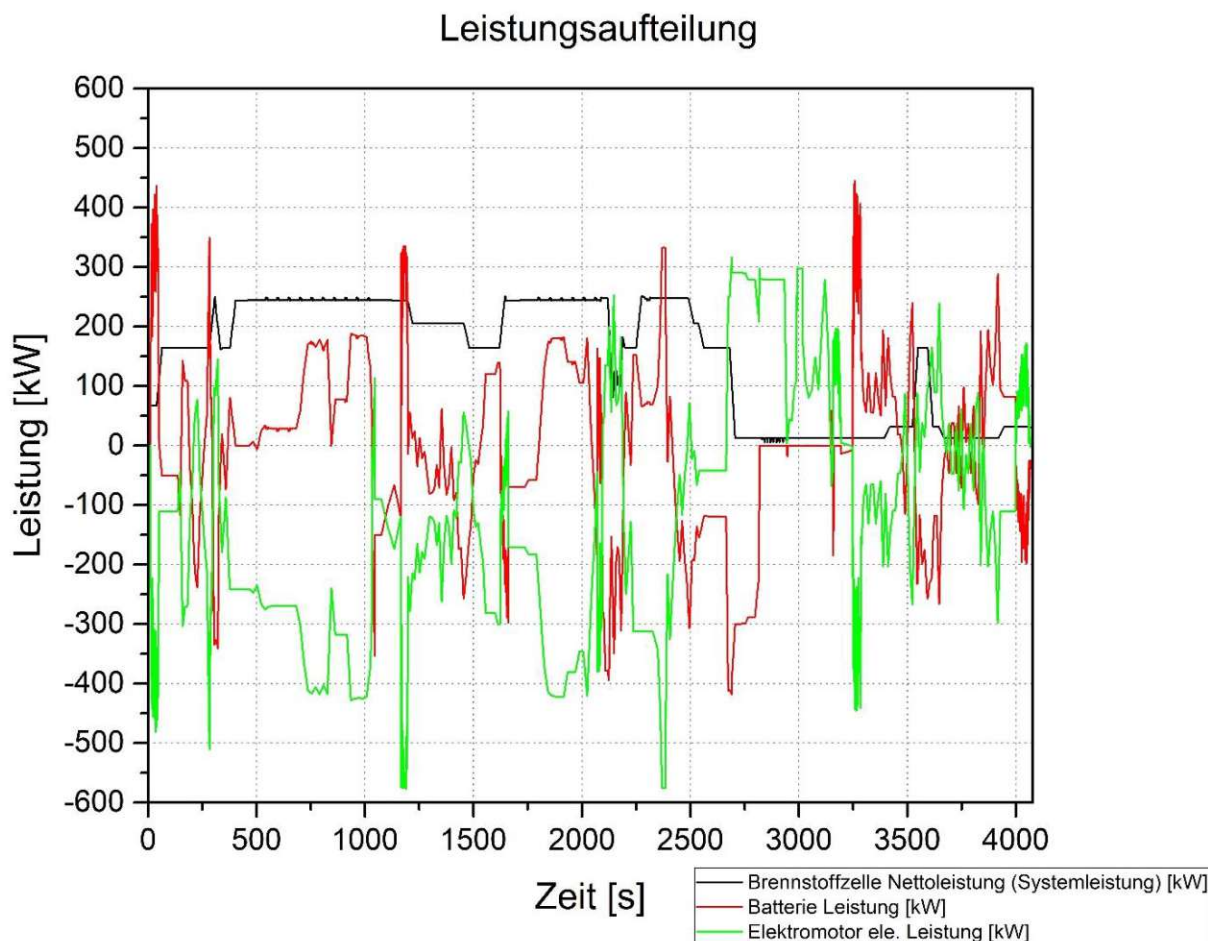


Abbildung 94: Leistungsaufteilung zwischen Brennstoffzellensystem, Traktionsbatterie und E-Maschine auf der Transitstrecke 2 (Hall in Tirol – Mittewald)

Die Transitstrecke spaltet sich in zwei Teile. Die ersten 2/3 der Route sind gekennzeichnet durch die Steigungen, wodurch die Brennstoffzelle auf hoher Leistung bzw. auf Volllast betrieben wird. Durch die Steigung muss die Batterie wiederum teilweise knapp 200 kW elektrische Leistung beisteuern. Dabei senkt sich wieder der SOC, wie in [Abbildung 95](#) zu sehen ist, deutlich ab. Dabei fällt der SOC beinahe auf das untere zulässige Niveau ab. Durch die geringere Steigung bzw. das kurze Gefälle zwischen der ersten und der zweiten Steigung steigt der SOC durch Beibehalten einer hohen Brennstoffzellenleistung wieder an. Dies ist essentiell für die Bewältigung der zweiten Steigung. Eine vollständige Leerung (bis zur Untergrenze des SOC) des Energiespeichers würde bei dieser Steigung nur mehr Geschwindigkeiten um 30 km/h erlauben. Die kleinen Zacken in der Brennstoffzellensystemleistung in [Abbildung 94](#) sind auf den Schaltzyklus der Ventilatoren der Hauptkühler zurückzuführen. Durch ein langes steiles Gefälle nach diesen zwei Steigungen wird die Batterie durch

Rekuperation wieder geladen. Dabei muss ein großer Teil der Energie jedoch in den Bremswiderständen in Wärme umgewandelt werden, da der obere SOC von 95 % frühzeitig erreicht wird. Dies zeigt die Grenzen der regelbasierten Betriebsstrategie an. Durch die Steigung sowie den geringen SOC wird die Brennstoffzelle bei hoher Leistung betrieben, um den SOC wieder anzuheben. Durch einen Vorausschauhorizont könnte die Leistungsanforderung an die Brennstoffzelle frühzeitig heruntergefahren werden und somit ein größerer Anteil der potentiellen Energie des Fahrzeuges in die Batterie eingespeist werden.

Batterie SOC

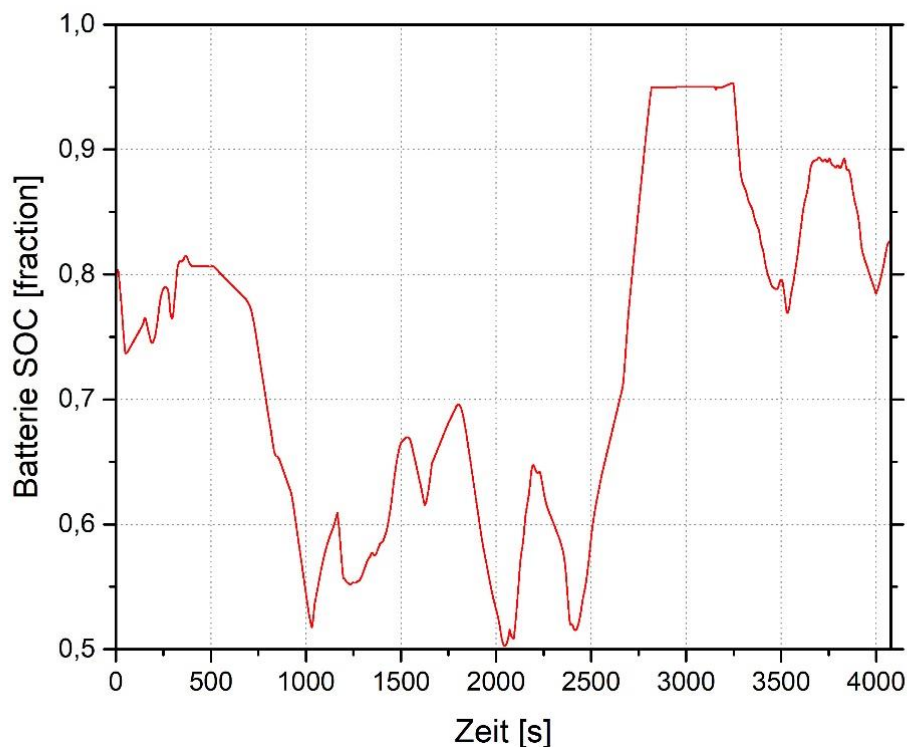


Abbildung 95: Batterie SOC auf der Transitroute 2 (Hall in Tirol – Mittewald)

Abbildung 96 stellt die Lastpunkte auf der Transitstrecke dar. Aufgrund der Steigung wird die E-Maschine wieder teilweise unter Volllast betrieben.

In Abbildung 97 ist die Regelstrategie des Thermostats und der elektrischen Lüfter des Brennstoffzellenkühlkreislaufes dargestellt. Dabei ist wieder zu erkennen, dass erst bei hoher Leistungsanforderung an die Brennstoffzelle, die Zusatzkühler benötigt werden. Gleichzeitig ist auch festzustellen, dass die Kühlleistung an der ersten Steigung (Sekunde 325 bis Sekunde 1075) ausreichend ist, da das Thermostat immer wieder teilweise schließen muss und die Lüfter am Hauptkühler abgeschaltet werden, um die Temperatur nicht zu stark absinken zu lassen. Durch die kurze Geschwindigkeitsreduktion von 50 km/h auf 30 km/h am Ende der Steigung aufgrund der Mautstation reicht der Luftmassenstrom auch unter Volllast der Lüfter nicht mehr aus, um die Brennstoffzelle bei maximaler Leistung zu kühlen (vgl. Abbildung 85). Dadurch steigt die Temperatur langsam an. Durch den Einsatz einer prädiktiven Betriebsstrategie würde sich dieses Phänomen vermeiden lassen. Bis auf den Bereich

zwischen Sekunde 2800 und Sekunde 2900 kann die Temperatur der Brennstoffzelle mit dem Kühlsystem mit nur geringen Regelabweichungen gehalten werden. Dieser Bereich ist durch die Wärmeabgabe der Bremswiderstände in den Kühlkreislauf geprägt. Durch die teilweise stark schwankende Leistung der E-Maschine muss das Thermostat des Kühlkreislaufs schnell öffnen und schließen, um die Abweichung der Temperatur der Brennstoffzelle von der Soll Temperatur gering zu halten.

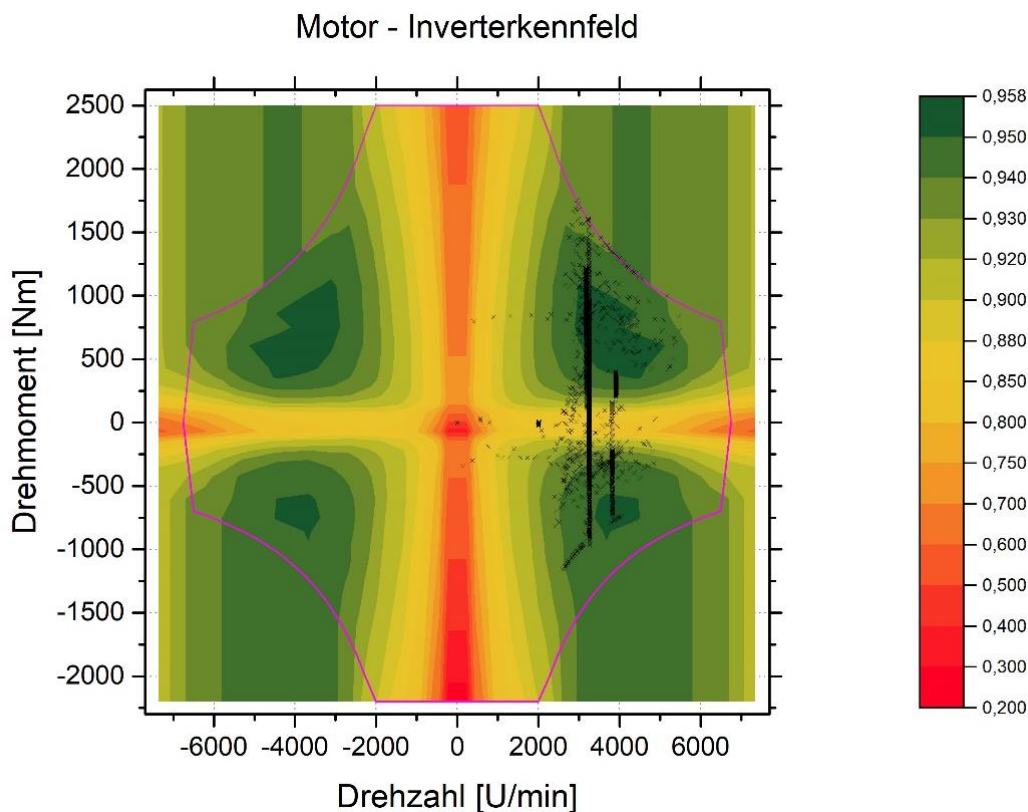


Abbildung 96: Lastpunkte auf der Transitstrecke 2 (Hall in Tirol – Mittewald) dargestellt im E-Maschinen- & Inverterwirkungsgradkennfeld

In [Abbildung 98](#) und [Abbildung 99](#) sind die Regelstrategien der Kühlkreisläufe für E-Maschine und DCDC-Konverter sowie für Batterie- und die Brennstoffzellenluftkühlung dargestellt. Die Variation der Temperatur dieser Komponenten ist von geringerer Bedeutung. Da die Batterie möglichst bei Temperaturen zwischen 20 °C und 30 °C betrieben werden soll, müssen die Lüfter über einen Großteil der Fahrstrecke laufen. Gleichzeitig ist auch das Thermostat beinahe über den gesamten Zeitraum vollständig geöffnet. Bei höherer Umgebungstemperatur muss darauf geachtet werden, dass grundsätzlich die Temperatur steigt und aufgrund der geringeren Dichte sowie der geringfügig geringeren isobaren Wärmekapazität der Umgebungsluft, die Kühlleistung abnimmt. Dies führt zu einem notwendigen größeren Temperaturdelta zwischen Umgebungstemperatur und Batterietemperatur. Zusätzlich steigt der Kühlleistungsbedarf zur Kühlung der komprimierten Kathodenluft, da von einem höheren Temperaturniveau aus verdichtet und dadurch eine höhere Endtemperatur erreicht wird.

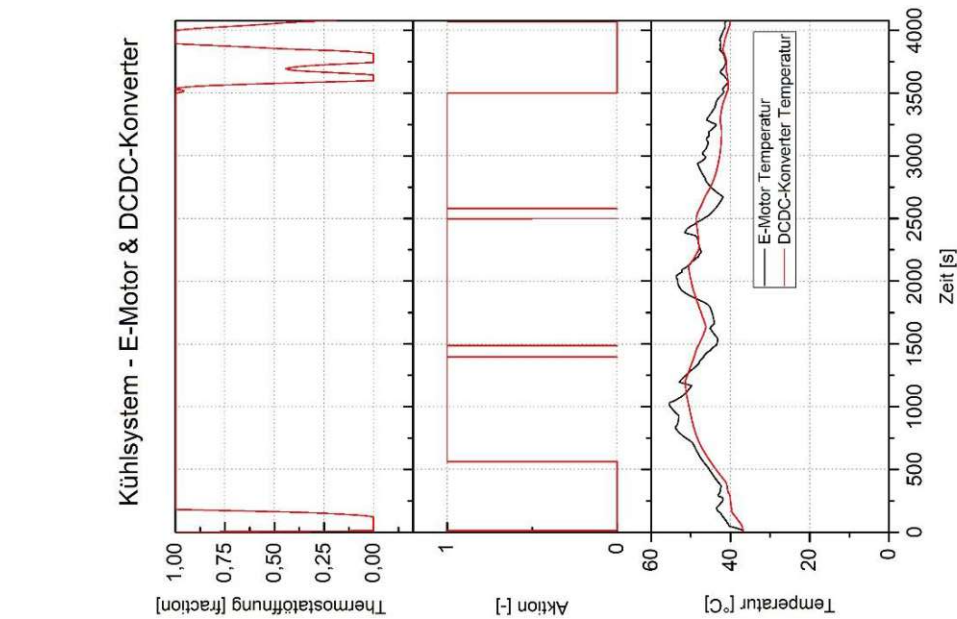


Abbildung 99: Thermostatöffnung und Betriebsphasen der Lüfter des E-Maschinen- / DCDC-Konverter Kühlkreislaufs sowie die Temperatur dieser Komponenten bei der Absolvierung der Transitroute 2

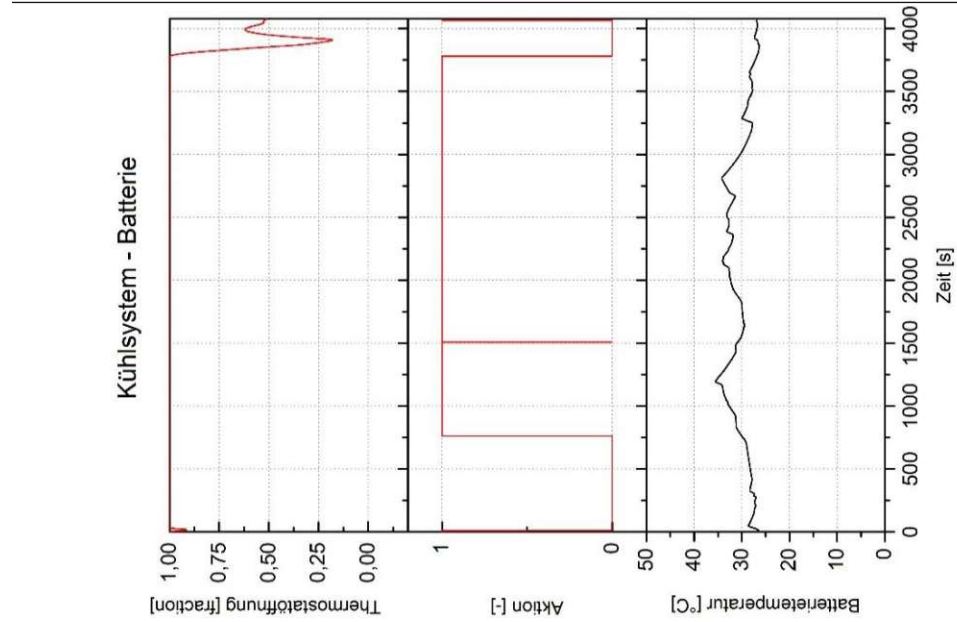


Abbildung 98: Thermostatöffnung und Betriebsphasen der Lüfter des Batterie- / Brennstoffzellenluft Kühlkreislaufs sowie die Temperatur der Batterie bei der Absolvierung der Transitroute 2

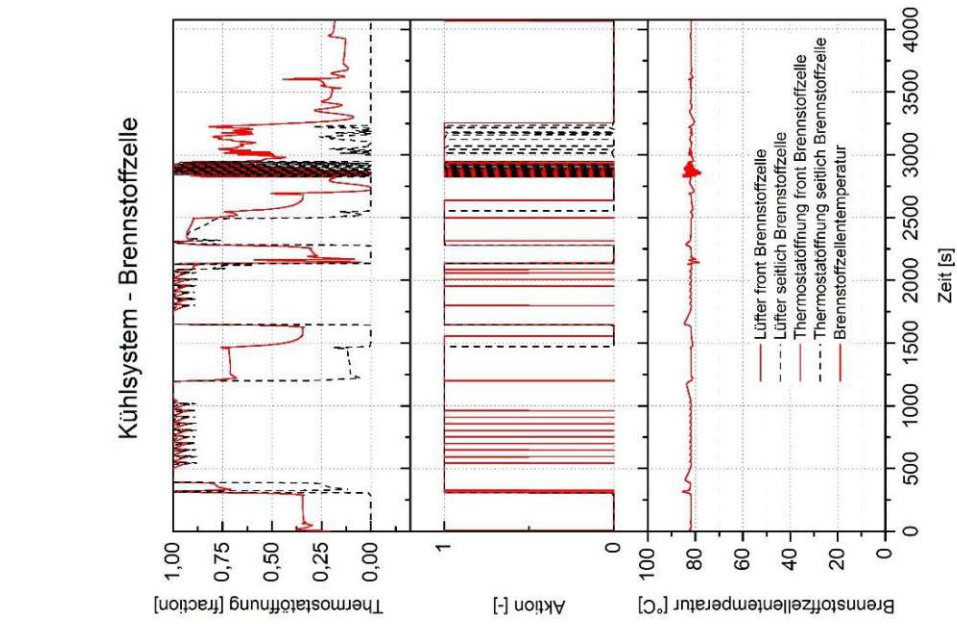


Abbildung 97: Thermostatöffnung und Betriebsphasen der Lüfter des Brennstoffzellenkühlsystems sowie die Temperatur der Brennstoffzelle bei Absolvierung der Transitroute 2

Um auch bei hohen Außentemperaturen noch die volle Leistung von der Traktionsbatterie abrufen zu können, ist ein Kältemittelkreislauf zu empfehlen. Dabei muss jedoch beachtet werden, dass der Kompressor zusätzlich mit Energie von der Brennstoffzelle versorgt werden muss. Zusätzlich benötigt der Kondensator Platz und muss mit Luft durchströmt werden. Hier würde sich eine ähnliche Position wie die Zusatzkühler des Brennstoffzellenkreislaufs hinter der Kabine anbieten, da die Kühlleistung nicht immer benötigt wird. Zu beachten gilt es jedoch auch, dass grundsätzlich die Temperatur mit der Höhe absinkt und dadurch bei längeren Steigungsfahrten, das Kühlsystem entlastet werden kann. Die abzuführende Wärmeleistung ist in Abbildung 100 dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass diese Transitstrecke einen wesentlich höheren Kühlleistungsbedarf aufweist als die Testzyklen.

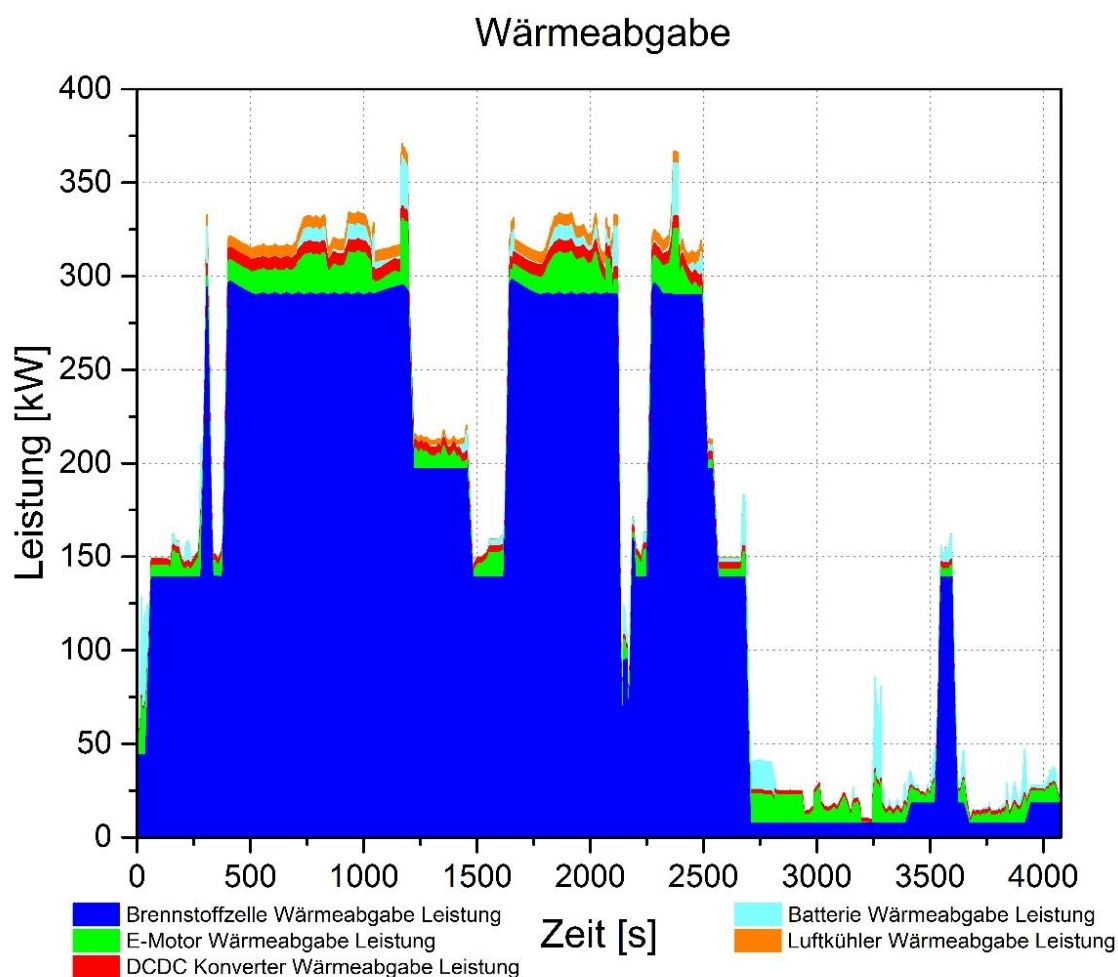


Abbildung 100: Wärmeabgabe der Systeme bei Absolvierung der Transitroute 2 (Hall in Tirol – Mittewald)

In 14A: Zusatzdiagramme Transitroute 2 sind wiederum zusätzliche Diagramme enthalten.

5. Zusammenfassung

Es wurde eine umfangreiche Recherche im Themengebiet des Schwerverkehrs durchgeführt und anschließend ein brennstoffzellenbetriebener Sattelschlepper mit höchstzulässigem Gesamtgewicht von 40 Tonnen in der Simulationsumgebung GT-Suite aufgebaut. Dabei wurde auf der Basis von Polarisationskurven und technischen Daten eines Brennstoffzellenherstellers das Modell der Brennstoffzelle ausgearbeitet. Der Leistungsbedarf des Balance of Plant (BOP) wurde mithilfe von physikalischen Gesetzen sowie Datenblättern der Komponentenhersteller abgeleitet und in die Simulation integriert. Das Modell des E-Motors wurde aus vom IFA-Institut zur Verfügung gestellten Messdaten und Herstellerdaten aufgebaut. Um die notwendige Zugkraft und gleichzeitig einen hohen Wirkungsgrad zu erreichen, wurde der Antriebsstrang durch ein angepasstes mehrstufiges Getriebe erweitert. Die zur Komplettierung des Brennstoffzellensystems notwendige Traktionsbatterie wurde aus gewonnenen Daten einer Datenblattanalyse sowie typischen Kennlinien des Batterietyps aufgebaut. Ein großer Teil der Arbeit hat sich mit dem Aufbau und der Auslegung des Kühlsystems beschäftigt, wobei zur Modellierung eine Mischung aus in GT-Suite integrierten Berechnungsformeln, externen Zusammenhängen sowie Gleichungen verwendet wurden. Um eine Aussage über die Platzverhältnisse machen zu können, wurde das Packaging der Komponenten in der Sattelzugmaschine untersucht. Abschließend wurden genormte Testzyklen zur Bestimmung des Wasserstoff- / Energieverbrauchs und typische, jedoch herausfordernde Abschnitte von Haupttransitrouthen in Österreich simuliert. Letztere dienen vor allem der Untersuchung der thermischen Grenzen des Kühlsystems.

6. Schlussfolgerung

Der in der Literatur genannte Wasserstoffverbrauch von 8 kg/100km – 10 kg/100km für einen Sattelschlepper mit 40 t höchstzulässigem Gesamtgewicht konnte bestätigt werden. Durch die unterschiedliche Leistungsanforderung der Testzyklen schwankt der Verbrauch im Modell zwischen 9,146 kg/100km und 9,819 kg/100km. Mit den im Fahrzeug verbauten Wasserstoffdruckbehältern und deren Fassungsvermögen von ca. 75 kg ist somit eine Schichtleistung von 720 km ohne Tankstopp möglich.

Das Packaging stellt sich aufgrund der zahlreichen Komponenten sowie der notwendigen vergrößerten Kühlfläche und des Platzbedarfs für das Wasserstoffspeichersystem als kritisch heraus. Ein Einhalten der zurzeit geltenden gesetzlichen Rahmenbedingungen in Bezug auf die höchstzulässigen Abmessungen, bei gleichzeitiger hoher geforderter Reichweite, ist nur unter Reduktion des Transportvolumens möglich. Wie auch von OEMs empfohlen, wird es für eine Durchsetzung des Brennstoffzellenantriebs notwendig sein, die bereits geltenden Ausnahmeregelungen, zur Erweiterung der Gesamtlänge, aufgrund von Luftleiteinrichtungen zur Reduzierung des Energieverbrauchs sowie der Verbesserung der Crashesicherheit, dezidiert für Brennstoffzellenfahrzeuge zu übernehmen. Eine Reduktion der Brennstoffzellenleistung sowie der Kapazität der Traktionsbatterie stellt kein probates Mittel dar, um die gesetzlichen Längenvorgaben einzuhalten. Dies würde zu einem reduzierten Leistungsvermögen des Gesamtsystems führen. Zusätzlich kann dadurch nur ein geringes Volumen für zusätzliche Wasserstofftanks im Chassis freigeschafft werden. Eine Erhöhung der Brennstoffzellenleistung, im Sinn eines Oversizings zur Verbesserung des Wirkungsgrades, ist hinsichtlich des Packagings und der zusätzlichen Kosten kritisch zu sehen.

Durch die erhöhte Wärmeabfuhr über das Kühlsystem und der Sensitivität der Brennstoffzelle auf eine Temperaturänderung ist in der Entwicklung des Gesamtfahrzeuges dem Thermomanagement und dessen Komponenten große Bedeutung zuzurechnen. Dabei gilt es auch auf den Abtransport der erwärmten Kühlluft zu achten, um die Effizienz der Wärmeaustauscher nicht zu reduzieren. Extreme Situationen hinsichtlich des Kühlsystems beim BZ-SZ stellen, wie in Kapitel 4.3 simuliert wurde, längere Steigungsstrecken dar. Herrscht gleichzeitig eine erhöhte Umgebungstemperatur vor, muss die Leistung des Brennstoffzellensystems zurückgefahren werden. Dies reduziert die Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems. Zusätzlich führen Temperaturen über 30 °C auch zu Problemen bei der Kühlung der Traktionsbatterie. Dies zeigt sich vor allem in einer reduzierten Rekuperationsleistung, wodurch der Wirkungsgrad des Gesamtsystems absinkt. Hier kann das Problem durch eine zuschaltbare Kältemittelkühlung abgemildert werden. Diese erfordert jedoch zusätzlich Energie. Um das Kühlsystem weiter zu optimieren, ist eine intelligente

Verschaltung der einzelnen Kühlsysteme zu empfehlen. Dadurch soll bei Kaltstart, die Wärme des Brennstoffzellenkreislaufs auch die Traktionsbatterie erwärmen können. Alle Simulationen sind bei freier Anströmung der Fahrzeugfront simuliert. Befindet sich jedoch in einem kurzen Abstand vor dem Sattelschlepper ein weiterer LKW, so wie dies zur Reduktion des Luftwiderstandes und damit des Kraftstoffverbrauchs angedacht ist (Platooning), ist die Anströmung der Kühler gestört und zusätzlich die Luft durch das vorausfahrende Fahrzeug bereits etwas erwärmt. Dies kann vor allem an Steigungen, auch wenn diese mit 1 % bis 2 % relativ flach ausfallen, zu thermischen Problemen im nachfahrenden Fahrzeug führen.

Durch die Hybridstruktur des Antriebsstrangs entsteht ein großes Optimierungspotential in den Einzelsystemen und der übergreifenden Betriebsstrategie. Das Rekuperieren bietet dabei einen weiteren Freiheitsgrad, um den Energieverbrauch zu reduzieren. Eine prädiktive Betriebsstrategie ist dadurch essentiell, um einen möglichst niedrigen Energieverbrauch zu erreichen sowie die verfügbare Kühlleistung effizient zu nutzen. Dabei müssen die bereits in Serie befindlichen Systeme erweitert werden. Durch die prädiktive Betriebssteuerung können längere Steigungen mit hoher Geschwindigkeit durchfahren werden, da ein frühzeitiges Erhöhen des SOC der Batterie erfolgen kann. Gleichzeitig ist ein Absenken des SOC und der Brennstoffzellenleistung vor einem längeren Gefälle möglich, um die rekuperierbare Energiemenge zu erhöhen. Auch das Kühlsystem kann die Daten der bevorstehenden Strecke nutzen und die Regelstrategie entsprechend anpassen.

Durch den Einsatz eines e-Highways könnte auch der BZ-SZ profitieren. Durch externes Einspeisen von elektrischer Energie an Steigungsstrecken können die Brennstoffzelle und deren Kühlsystem sowie die Traktionsbatterie entlastet werden. Der Einsatz dieses Systems ist jedoch erst bei einer größeren Anzahl von Fahrzeugen mit Stromabnehmer sinnvoll.

Trotz der zahlreichen Herausforderungen, auch hinsichtlich der Wasserstofferzeugung, dessen Transport sowie Verteilung, überwiegen die Vorteile im Bereich der 40t-LKWs. Der brennstoffzellenbetriebene Sattelschlepper stellt zurzeit die einzige Möglichkeit dar, schwere Nutzfahrzeuge CO₂- und schadstofffrei anzutreiben und gleichzeitig eine akzeptable Leistungsfähigkeit hinsichtlich Reichweite und Fahrleistungen zu bieten.

Literaturverzeichnis

- [1] Statista: Webseite: de.statista.com, [Online]
de.statista.com/statistik/daten/studie/317683/umfrage/verkehrstraeger-anteil-co2-emissionen-fossile-brennstoffe/. 2021, Zugriff am 15.10.2021
- [2] Europarl.europa: Webseite: www.europarl.europa.eu, [Online]
www.europarl.europa.eu/news/de/headlines/society/20190313STO31218/co2-emissionen-von-autos-zahlen-und-fakten-infografik. 2019, Zugriff am 15.10.2021
- [3] Merker, G.; Teichmann, R.: Grundlagen Verbrennungsmotoren – Funktionsweise und alternative Antriebssysteme Verbrennung, Messtechnik und Simulation. Wiesbaden, Springer Vieweg, ISBN: 978-3-658-23557-4, 2019
- [4] Resende, W.; Ackerl, M.; Niedermayr, C.; Schreier, H.; Berg, F.; Kordon, M.: Fuel cells for commercial vehicles – Challenges and solutions. 18th Symposium „Sustainable Mobility, Transport and Power Generation“, Graz 2021
- [5] Schlott, S.: Entwicklungspfade zum CO₂-neutralen Güterverkehr. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 04/2020, Jahrgang 122, Seite 8-13
- [6] Pischinger, S.; Aubeck, F.; Heuser, P.; Van der Put, D.; Lindemann, B.; Müther, M.; Schönen, M.; Ehrly, M.; Schaub, J.; Walters, M.; Virnisch, L.; Sammito, G.; Bi, L.; Lüdiger, T.: Effiziente Nutzfahrzeugantriebe – Der Weg zu 30% GHG Reduktion in 2030. 41. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2020
- [7] Hoepke, E.; Breuer, S.: Nutzfahrzeugtechnik: Grundlagen - Systeme – Komponenten. Wiesbaden, Springer Vieweg, ISBN: 978-3-658-09537-6, 2016
- [8] Richtlinie 96/53/EG
(eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A01996L0053-20190814)
- [9] Schlott, S.: Nutzfahrzeuge – Verschlungene Wege in die Zukunft. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 05/2016, Jahrgang 118, Seite 8-13
- [10] Allianz pro Schiene: Webseite: www.allianz-pro-schiene.de, [Online]
www.allianz-pro-schiene.de/themen/gueterverkehr/gigaliner/. 2018, Zugriff am 21.10.2021
- [11] EC Europa: Webseite: www.ec.europa.eu, [Online]
www.ec.europa.eu/transport/road_safety/going_abroad/austria/speed_limits_de.htm, 2016, Zugriff am 21.10.2021

- [12] derlkw: Webseite: www.derlkw.com, [Online] www.derlkw.com/infocenter/LKW%20geschwindigkeiten%20Europa.html, Zugriff am 21.10.2021
- [13] Koy, T.; Spacek, P.: Geschwindigkeiten in Steigungen und Gefällen. Forschungsarbeit Nr. VSS 1998/079 des Eidgenössischen Verkehrs- und Energiewirtschaftsdepartments (UVEK), 2003
- [14] ECE/R13 [2016/194] (eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=CELEX%3A42016X0218%2801%29&qid=1634900868055)
- [15] Fischer, R.; Jürgens, G.; Küçükay, F.; Pollak, B.: Das Getriebebuch. Wien, Springer Verlag, ISBN: 978-3-658-13104-3, 2016
- [16] Franco, V.; Delgado, O.; Muncrief, R.: Heavy-Duty Vehicle Fuel-Efficiency Simulation: A Comparison of US and EU Tools. Washington DC, International Council on Clean Transportation, 2015
- [17] ECE/TRANS/180/Add.4/Amend.4 (www.unece.org/transport/documents/2021/09/standards/amendment-4-ungtr-no-4)
- [18] Silberholz, G.; Six, C.; Fredriksson, J.: 17th meeting of the GRPE informal group on heavy duty hybrids (HDH), GRPE-HDH Research Project, Madrid 2014
- [19] EC Europa: Webseite: ec.europa.eu, [Online] ec.europa.eu/clima/eu-action/transport-emissions/road-transport-reducing-co2-emissions-vehicles/vehicle-energy_en, Zugriff am 26.10.2021
- [20] Luz, R.: Simulationsbasierte Methode zur Zertifizierung der CO2 Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen. Dissertation an der TU Graz, 2015 (<https://diglib.tugraz.at/download.php?id=5891c6e613990&location=browse>)
- [21] Verordnung EG/561/2006 (eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=CELEX:32006R0561)
- [22] Gnann, T.; Wietschel, M.; Kühn, A.; Tiehlmann, A.; Sauer, A.; Plötz, P.; Moll, C.; Stütz, S.; Schellert, M.; Rüdiger, D.; Waßmuth, V.; Paufler-Mann, D.: Teilstudie „ Brennstoffzellen-Lkw: kritische Entwicklungshemmnisse, Forschungsbedarf und Marktpotential“. Wissenschaftliche Beratung des BMVI zur Mobilitäts- und Kraftstoffstrategie, Karlsruhe 2017

- [23] Adolf, J.; Balzer, C., Haase, F.; Lenz, B.; Lischke, A.; Knitschky, G.: Diesel oder alternative Antriebe – Womit fahren LKW und Bus morgen? Fakten, Trends und Perspektiven bis 2040. Shell Nutzfahrzeug-Studie, Shell Deutschland Oil GmbH, Hamburg 2016
- [24] Schwarz, A.: Der V8-Schweden-Hammer – Scania R730 V8 Topline. KFZ-Anzeiger, 14/2015, Seite 10-15
- [25] Schwarz, A.: Power-Spar-King –Mercedes-Benz Actros 1863. KFZ-Anzeiger, 19/2015, Seite 10-15
- [26] Schwarz, A.: Münchner Power-King – MAN D38 TGX 18.560. KFZ-Anzeiger, 02/2016, Seite 10-16
- [27] Walter leasing: Webseite: www.walter-leasing.com, [Online] www.walter-leasing.com/at/de/k/sattelaufleger, Zugriff am 27.10.2021
- [28] Volvotrucks: Webseite: www.volvotrucks.at, [Online] www.volvotrucks.at/de-at/trucks/trucks/volvo-fh16.html, 2021, Zugriff am 28.10.2021
- [29] Schütz, T.: Hucho – Aerodynamik des Automobils - Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort. Wiesbaden, Springer Vieweg, ISBN: 978-3-8348-2316-8, 2013
- [30] Zürn, J.; Richter, U.; Mierisch, U.; Müller-Finkeldei, R.: Der neue Actros von Mercedes-Benz. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 01/2012, Jahrgang 114, Seite 36-45
- [31] Trucker: Webseite: www.trucker.de; [Online] www.trucker.de/test-technik/daimler-aerodynamics-in-papenburg-2429379. 2012, Zugriff am 03.03.2022
- [32] Athos-tyre: Webseite: www.athos-tyre.com; [Online] www.athos-tyre.com/assets/templates/haemmerling/files/Downloads/Reifenhandbuch_2019.pdf. 2019, Zugriff am 08.10.2021
- [33] Verordnung (EU) Nr. 2020/740
(eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=celex%3A32020R0740)
- [34] MAN: Webseite: www.man.eu; [Online] www.man.eu/at/de/lkw/alle-modelle/der-man-tgx/spezifikation/spezifikationen-tgx.html, 2021, Zugriff am 29.10.2021
- [35] Mercedes-Benz Trucks: Webseite: www.mercedes-benz-trucks.com; [Online] www.mercedes-benz-trucks.com/de_AT/models/actros-l, 2021, Zugriff am 29.10.2021

- [36] Scania: Webseite: www.scania.com; [Online]
www.scania.com/de/de/home/products/trucks/r-series.html, Zugriff am 29.10.2021
- [37] Delgado, O.; Rodriguez, F.; Muncrief, R.: Technologien zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von LKW: Die Situation heute und zukünftige Potenziale für den Zeitraum 2020-2030. International Council on clean Transportation, 2017
- [38] Mahle: Webseite: www.mahle.com; [Online]
<https://www.mahle.com/de/news-and-press/press-releases/sauber-effizient-kostengunstig---variables-mahle-ventiltriebsystem-fur-nutzfahrzeuge-61888>, 2018, Zugriff am 10.03.2022
- [39] Ennemoser, A.; Schreier, H.; Petutschnig, H.: Optimierte Betriebsstrategie für Nebenaggregate im LKW. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 03/2012, Jahrgang 73, Seite 220-224
- [40] Dürr-Technik: Webseite: www.duerr-technik.eu; [Online]
www.duerr-technik.eu/fahrzeugtechnik-branch.html, 2021, Zugriff am 01.11.2021
- [41] Lunanova, M.: Optimierung von Nebenaggregaten – Maßnahmen zur Senkung der CO₂-Emissionen von Kraftfahrzeugen. Wiesbaden, Vieweg+Teubner, ISBN: 978-3-8348-0730-4, 2009
- [42] Bosch: Webseite: www.bosch-mobility-solutions.com; [Online]
www.bosch-mobility-solutions.com/de/loesungen/lenkung/hydraulische-und-elektrohydraulische-lenksysteme-lkw/, 2021, Zugriff am 01.11.2021
- [43] DANA TM4: Webseite: www.danatm4.com; [Online]
www.danatm4.com/products/systems/ehps-system/#specifications, 2021, Zugriff am 01.11.2021
- [44] HELLA: Webseite: www.hella.com; [Online]
www.hella.com/truck/assets/media/673_Legal_Requirements_Brochure_HELLA_DE.pdf, 2013, Zugriff am 01.11.2021
- [45] Schmidt, C.; Van Treeck, C.: Lokale Klimatisierung in Elektrofahrzeugen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 11/2015, Jahrgang 117, Seite 84-93
- [46] Drage, P.; Hinteregger, M.; Zotter, G.; Šimek, M.: Kabinenkonditionierung für Elektrofahrzeuge. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 02/2019, Jahrgang 121, Seite 46-51

- [47] Prokop, G.; Lewerenz, P.: Thermomanagement Lösungen für neue und alte Herausforderungen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 11/2011, Jahrgang 113, Seite 812-817
- [48] Webasto: Webseite: www.webasto.com; [Online]
https://www.webasto-comfort.com/fileadmin/webasto__media/webasto-comfort.com/DE_DE/Documents/germany-truck-brochure.pdf, 2018, Zugriff am 10.04.2022
- [49] Eurotransport: Webseite: www.eurotransport.de; [Online]
www.eurotransport.de/artikel/kuehlaggregate-grosse-auswahl-fuer-fern-und-verteilterverkehr-8802315.html, 2017, Zugriff am 01.11.2021
- [50] Bossdorf-Zimmer, B.; Krinke, S.; Horst, T.: Die Well-to-Wheel-Analyse – Umwelteigenschaften Mess- und Planbar machen. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 02/2012, Jahrgang 73, Seite 106-110
- [51] Kristen, K.; Hadler, J.; Schmidt, P.; Weindorf, W.: Alternative Kraftstoffe im Well-to-Wheel-Wettbewerb. MTZ extra Motortechnische Zeitschrift extra, 02/2016, Seite 38-44
- [52] Hilgers, M.: Alternative Antriebe und Ergänzungen zum konventionellen Antrieb. Wiesbaden, Springer Vieweg, ISBN: 978-3-658-14642-9, 2016
- [53] Adolf, J.; Balzer, C.; Kofod, M.; Lenz, B.; Lischke, A.; Knitschky, G.; Wirz, F.; Wendland, M.: Verflüssigtes Erdgas – Neue Energie für Schiff und LKW? Fakten, Trends und Perspektiven. Hamburg, Shell Deutschland Oil GmbH, 2020
- [54] Auto Motor Sport: Webseite: www.auto-motor-und-sport.de; [Online]
www.auto-motor-und-sport.de/oldtimer/big-red-ford-verschollener-riese-wieder-da/, 2021, Zugriff am 02.11.2021
- [55] Bünger, U.; Landinger, H.; Weindorf, W.; Wurster, R.; Zerhusen, J.; Zittel, W.: Vergleich von CNG und LNG zum Einsatz im LKW im Fernverkehr. Abschlussbericht ludwig bölkow systemtechnik, 2016
- [56] Wildhage, H.: Duell der Brüder – Iveco S-Way 460NP vs. S-Way 480. KFZ-Anzeiger, 06/2021,
- [57] IVECO: Webseite: www.iveco.com; [Online]
www.iveco.com/germany/neufahrzeuge/pages/iveco-sway-natural-power-nachhaltig-unterwegs.aspx#overview, Zugriff am 02.11.2021

- [58] Warnecke, W.; Adolf, J.; Karzel, P.; Kolbeck, A.; Van der Made, A.; Müller-Belau, J.; Powel, J.; Wilbrand, K.; Zimmermann, L.; Sens, L.; Neuling, U.; Kaltschmitt, M.: Auf dem Weg zu CO₂-freien Kraftstoffen: Wasserstoff – Versorgung und weitere Anwendungen im Verkehrssektor. 41. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2020
- [59] Kurzweil, P.; Dietlmeier, O.: Elektrochemische Speicher – Superkondensatoren, Batterien, Elektrolyse-Wasserstoff, Rechtliche Grundlagen. Wiesbaden, Springer Vieweg, ISBN: 978-3-658-10900-4, 2015
- [60] Pettit, W.; Masten, D.; Freese, C.; Bork, M.; Mann, M.: Fuel Cell and Battery Propulsion System – the Balance. 40. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2019
- [61] Klell, M.; Eichlseder, H.; Trattner, A.: Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik – Erzeugung, Speicherung, Anwendung. Wiesbaden, Springer Vieweg, ISBN: 978-3-658-20447-1, 2018
- [62] Schuster, A.: Batterie- bzw. Wasserstoffspeicher bei elektrischen Fahrzeugen. Diplomarbeit am Institut für Elektrische Anlagen und Energiewirtschaft der TU Wien, 2008
- [63] Zenner, M.; Teichmann, D.; Pierro, M.; Dungs, J.: Flüssige Wasserstoffträger als potenzieller PKW-Kraftstoff. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 10/2012, Jahrgang 114, Seite 940-947
- [64] Teichmann, D.; Arlt, W.; Wasserscheid, P.: Flüssige Wasserstoffträger für ein nachhaltiges Energiesystem. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 05/2012, Jahrgang 114, Seite 430-434
- [65] Mitterer, F.: Mehrdimensionale Optimierung des Antriebsstrangs eines Fuel Cell Electric Vehicles. Masterarbeit am Institut für Fahrzeugtechnik der TU Graz, 2016
- [66] Bundesministerium für Bildung und Forschung: Webseite: www.bmbf.de; [Online] www.bmbf.de/bmbf/shareddocs/kurzmeldungen/de/eine-kleine-wasserstoff-farbenlehre.html, 2020, Zugriff am 03.11.2021
- [67] Rechberger, J.: Die Rolle von Brennstoffzellen in einem nachhaltigen Energie- und Transportsystem. ÖVK Vortrag, Graz 03.05.2017
- [68] Rechberger, J.; Resende, W.; Schreiner, H.; Berg, F.: Brennstoffzelle: Systemintegration mit Zellkompetenz. 41. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2020
- [69] Heinzl, A.; Beckhaus, P.; Karstedt, J.: Membranbrennstoffzellen. Chemie Ingenieur Technik, Volume 91, Issue 6, 06/2019, Seite 734-743

- [70] Burkert, A.: Die Brennstoffzelle – Zwischen Euphorie und Ernüchterung. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 07-08/2019, Jahrgang 80, Seite 8-13
- [71] Ernst, C.; Bernhart, W.; Riederle, S.; Ruf, Y.; Baum, M.: Fuel Cell – Alternative Strategies for Emission-Free Mobility. 29. Aachen Colloquium Sustainable Mobility, Aachen 2020
- [72] Barker, P.; Rosario, L.; Sharp, J.; Pouzet, A.: Brennstoffzellen-Antrieb für ein Elektro-Taxi. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 11/2011, Jahrgang 72, Seite 888-893
- [73] Hemmer, S.; Walters, M.; Tinz, S.: Skalierbare Brennstoffzellensysteme für Nutzfahrzeuge. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 07-08/2019, Jahrgang 90, Seite 72-79
- [74] Mohrdieck, C.; Hornburg, G.; Handgrätinger, M.: Modulare Brennstoffzellenaggregate für Pkw, Nfz, und stationäre Anwendungen. ATZ extra Automobiltechnische Zeitschrift extra, 06/2019, Seite 40-44
- [75] Automobil Industrie Vogel: Webseite: www.automobil-industrie.vogel.de; [Online] www.automobil-industrie.vogel.de/daimler-truck-testet-wasserstoff-lkw-gen-h2-a-1025280/. 2021, Zugriff am 08.10.2021
- [76] Automobil Industrie Vogel: Webseite: www.automobil-industrie.vogel.de; [Online] www.automobil-industrie.vogel.de/daimler-trucks-stellt-brennstoffzellen-lkw-vor-a-964431/. 2020, Zugriff am 08.10.2021
- [77] electrive: Webseite: www.electrive.net; [Online] www.electrive.net/2021/06/22/daimlers-genh2-truck-kuenftiges-h2-koloss-im-fernverkehr/. 2021, Zugriff am 08.10.2021
- [78] Nikola: Webseite: www.nikolamotor.com; [Online] www.nikolamotor.com/tre-fcev, 2021, Zugriff am 10.11.2021
- [79] Handelsblatt: Webseite: www.handelsblatt.com, [Online] www.handelsblatt.com/mobilitaet/elektromobilitaet/elektrolaster-nikola-startet-serienproduktion-in-ulm/27614288.html, 2021, Zugriff am 10.11.2021
- [80] Hyundai: Webseite: www.hyundai-hm.com; [Online] www.hyundai-hm.com/unser-truck/. 2021, Zugriff am 10.11.2021
- [81] Kweon, S.; Jin Park, J.; Hoon Kim, S.: Der wasserstoffbetriebene Bus und LKW von Hyundai Motor Company. 41. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2020
- [82] Heher, P.: Applikation eines Dual Fuel Ottomotors mit Wasserstoff und Benzin für den Rennbetrieb. Diplomarbeit am IVT der TU Graz, 2013

- [83] Walter, L.; Sommermann, A.; Hyna, D.; Malischewski, T.; Leistner, M.; Hinrichsen, F.; Wöhner, P.; Schmitt, J.; McMackin, M.: The H₂ Combustion Engine – The Forerunner of a Zero Emissions Future. 42. Internationale Wiener Motorensymposium, Wien 2021
- [84] Koch, D.; Eßer, E.; Kureti, S.; Sousa, A.: H₂-DeNO_x-Katalysator für H₂-Verbrennungsmotoren. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 06/2020, Jahrgang 81, Seite 32-39
- [85] Springer Professionals: Webseite: www.springerprofessional.de, [Online] www.springerprofessional.de/schwere-lkw/emissionen/pro-und-contra-oberleitungs-lkw/17781332, 2020. Zugriff am 24.09.2021
- [86] Wietschel, M.; Gnann, T.; Kühn, A.; Plötz, P.; Moll, C.; Speth, D.; Buch, J.; Boßmann, T.; Stütz, S.; Schellert, M.; Rüdiger, D.; Balz, W.; Frik, H.; Waßmuth, V.; Paufler-Mann, D.; Rödl, A.; Schade, W.; Mader, S.: Machbarkeitsstudie zur Ermittlung der Potentiale des Hybrid-Oberleitungs-Lkw. Studie im Rahmen der Wissenschaftlichen Beratung des BMVI zur Mobilitäts- und Kraftstoffstrategie, Karlsruhe, 2017
- [87] Heerwagen, M.: „Wir erwarten von den E-Lkw viele Erkenntnisse für die Zukunft“. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 11/2017, Jahrgang 119, Seite 22-25
- [88] Burkert, A.: Elektroantrieb im Nutzfahrzeug. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 06/2019, Jahrgang 80, Seite 6-7
- [89] MAN: Webseite: www.man.eu; [Online] www.man.eu/at/de/lkw/alle-modelle/der-man-etgm/etgm.html. 2021, Zugriff am 08.10.2021
- [90] Auto Motor Sport: Webseite: www.auto-motor-und-sport.de; [Online] www.auto-motor-und-sport.de/elektroauto/mercedes-e-actros-2021-elektro-lastwagen/, 2021, Zugriff am 04.11.2021
- [91] Tesla: Webseite: www.tesla.com; [Online] www.tesla.com/semi, 2021, Zugriff am 04.11.2021
- [92] Nikola: Webseite: www.nikolamotor.com; [Online] www.nikolamotor.com/tre-bev, 2021, Zugriff am 04.11.2021
- [93] Kurzweil, P.: Brennstoffzellentechnik – Grundlagen-Komponenten-Systeme-Anwendungen. Wiesbaden, Springer Vieweg, ISBN: 978-3-658-00085-1, 2013
- [94] Mohrdieck, C.; Dehn, S.: Das Brennstoffzellenaggregat des neuen Mercedes-Benz GLC F-Cell. 39. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2018

- [95] Beisel, T.: Zukunftsträchtige Antriebstechnologie benötigt komplexe Filter. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 04/2021, Jahrgang 82, Seite 40-43
- [96] Schick, N.: Referenz-Brennstoffzellensystem für Elektrofahrzeuge. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 11/2019, Jahrgang 80, Seite 100-104
- [97] Giczi, W.; Kügele, C.; Renner, K.; Rechberger, J.: Brennstoffzellen-Diagnose mit ausgeklügelter Spannungsmessung. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 11/2014, Jahrgang 116, Seite 22-29
- [98] Töpler, J.; Lehmann, J.: Wasserstoff und Brennstoffzelle – Technologien und Marktperspektiven. Deutschland, Springer Vieweg, ISBN: 978-3-662-53360-4, 2017
- [99] Gou, B.; Na, W.; Doing, B.: Fuel Cells – Dynamic Modeling and Control with Power Electronics Applications. Boca Raton, CRC Press Taylor & Francis Group, ISBN: 978-1-4987-3299-4, 2017
- [100] Höflinger, J.; Hofmann, P.; Geringer, B.: Dynamic multi-parameter sensitive modeling of a PEM fuel cell system for BEV range extender applications. 13. Internationale MTZ-Fachtagung Zukunftsantriebe, Der Antrieb von morgen 2019, Seite 171-190
- [101] Geringer, B.; Tober, W.; Höflinger, J.: Studie zur messtechnischen Analyse von Brennstoffzellenfahrzeugen – Hyundai ix35 FCEV. Wien, Österreichischer Verein für Kraftfahrzeugtechnik, 2017
- [102] Berger, O.: Thermodynamische Analyse eines Brennstoffzellensystems zum Antrieb von Kraftfahrzeugen. Dissertation an der Fakultät für Ingenieurwissenschaften Abteilung Maschinenbau der Universität Duisburg-Essen, 2009
- [103] Pundt, M.; Kirchner, M.; Stremlau, T.; Märker, G.: Fahrzeugintegration eines Brennstoffzellensystems. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 02/2018, Jahrgang 120, Seite 40-44
- [104] Abdin, Z.; Webb, C.; Gray, E.: PEM fuel cell model and simulation in Matlab-Simulink based on physical parameters. Energy, Volume 116, Issue 1, Seite 1131-1144
- [105] Reich, G.; Reppich, M.: Regenerative Energietechnik – Überblick über ausgewählte Technologien zur nachhaltigen Energieversorgung. Wiesbaden, Springer Vieweg, ISBN: 978-3-658-20608-6, 2018
- [106] Diez, A.; Kraft, J.; Dwenger, S.; Wahlmüller, E.: NM12 – A High Performance Fuel Cell Stack Platform for Commercial Vehicle Applications. 29. Aachen Colloquium Mobility, Aachen 2020

- [107] Lehmann, J.; Luschtinetz, T.: Wasserstoff und Brennstoffzellen – Unterwegs mit dem saubersten Kraftstoff. Berlin Heidelberg, Springer-Verlag, ISBN: 978-3-642-34668-2, 2014
- [108] Yoshizumi, K.: Auslegung, Aufbau und Charakterisierung einer gradientenfreien Polymer-Elektrolyt-Membran-Brennstoffzelle. Masterarbeit an der Fakultät für Technische Chemie der TU Graz, 2011
- [109] Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC): VDI-Wärmeatlas. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, ISBN: 978-3-642-19981-3, 2013
- [110] Churchill, S.: Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes. Chemical Engineering, Volume 84, Seite 91-92
- [111] Kaiser, S.; Baumann, M.; Biba, S.; Steurer, H.: Der Ladungswechsel und das Stack-Management von modernen Brennstoffzellen-Systemen. 11. MTZ-Fachtagung, Ladungswechsel und Emissionierung 2018, Seite 138-147
- [112] Koch, M.: Modellierung einer Brennstoffzelle mit experimenteller Validierung zur Bewertung der Energieeffizienz mittels Längsdynamiksimulation. Diplomarbeit am IFA der TU Wien, 2018
- [113] EKPO Fuel Cell Technologies: Webseite: www.ekpo-fuelcell.com, www.ekpo-fuelcell.com/de/produkte-technologien/brennstoffzellenstacks, 2021. Zugriff am 29.09.2021
- [114] Lauer, T.: Prozessrechnung – Thermodynamische Auslegung von Verbrennungsmotoren. Vorlesungsskriptum für Lehrveranstaltung 315.731 des Instituts für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der TU Wien, Auflage SS 2019
- [115] Rothgang, S.; Nigrin, S.; Benra, M.; Becker, M.: Brennstoffzellenantrieb für Nutzfahrzeuge. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 05/2020, Jahrgang 81, Seite 16-23
- [116] Astbury, G.; Hawksworth, S.: Spontaneous ignition of hydrogen leaks: A review of postulated mechanisms. International Journal of Hydrogen Energy, September 2007
- [117] ZVEI: Webseite: www.zvei.org; [Online] www.zvei.org/fileadmin/user_upload/Presse_und_Medien/Publikationen/2021/Juli/ZVEI-Spannungsklassen-in-der-Elektromobilitaet_Ausgabe-2021/ZVEI-Spannungsklassen-in-der-Elektromobilitaet_Ausgabe-2021.pdf. 2021, Zugriff am 08.10.2021

- [118] Fraunhofer: Webseite: www.iisb.fraunhofer.de; [Online] www.iisb.fraunhofer.de/en/research_areas/vehicle_electronics/dcdc_converters1/Automotive_Prototyping.html. 2021, Zugriff am 08.10.2021
- [119] BRUSA: Webseite: www.brusa.biz; [Online] www.brusa.biz/portfolio/bdc546/. 2021, Zugriff am 29.11.2021
- [120] Rosen, P.: Beitrag zur Optimierung von Wasserstoffdruckbehältern – Thermische und geometrische Optimierung für automobiler Anwendung. Dissertation an der Technischen Universität Chemnitz, 2017
- [121] Wawzyniak, M.; Art, L.; Jung, M.; Ahmed, F.: Thermomanagement als Grundvoraussetzung für die elektrische Mobilität. ATZ 09/2017, Jahrgang 119, Seite 52-57
- [122] Pietruck, M.; Massonet, C.; Backes, D.; Eckstein, L.: Komponentendimensionierung und prädiktive Betriebsstrategie für Brennstoffzellenfahrzeuge. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 09/2021, Jahrgang 82, Seite 58-62
- [123] Reichler, M.: Theoretische Untersuchungen zur Kühlleistungssteigerung durch innovative Kühlsysteme für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge. Dissertation am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart, 2009
- [124] Chang, Y.; Wang, C.: A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. International Journal Heat Mass Transfer, Volume 40, Issue 3, 1997 Seite 533-544
- [125] Kim, M.; Bullard, C.: Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminium heat exchangers. International Journal of Refrigeration, Volume 25, 2002, Seite 390-400
- [126] Garimella, S.; Dowling, W.; Van der Veen, M.; Killion, J.: The Effect of Simultaneously Developing Flow on Heat Transfer in Rectangular Tubes. International Journal Heat Transfer Engineering, Volume 22, 2001, Seite 12-25
- [127] Beyer, B.: Beitrag zur Auslegung von Kühllüftern für Nutzfahrzeuge. Dissertation im Fachbereich Maschinenbau an der Universität Hannover. 2001
- [128] Carolus, T.: Ventilatoren – Aerodynamischer Entwurf – Konstruktive Lärminderung – Optimierung. Wiesbaden, Springer Fachmedien, ISBN: 978-3-658-29258-4, 2020
- [129] Linderl, J.; Mayr, J.; Hütter, M.; Döbereiner, R.: Optimierter Brennstoffzellenantrieb für Fernverkehr-Lkw. ATZ heavyduty Automobiltechnische Zeitschrift heavyduty, 01/2021, Jahrgang 14, Seite 38-42

- [130] Gantenbein, S.: Impedanzbasierte Modellierung von Lithium-Ionen Zellen und deren Degradationsverhalten. Dissertation am Institut für Angewandte Materialien – Werkstoffe der Elektrotechnik des KIT, 2019
- [131] Job, R.: Electrochemical Energy Storage – Physics and Chemistry of Batteries. Berlin/Boston, Walter de Gruyter, ISBN: 978-3-11-048442-7, 2020
- [132] Miao, Y.; Hynan, P.; Jouanne, A.; Yokochi, A.: Current Li-Ion Battery Technologies in Electric Vehicles and Opportunities for Advancements. Energies, Volume 12, Issue 6, Artikel 1074, 2019
- [133] Dahn, J.; Burns, J.; Stevens, D.: Importance of Coulombic Efficiency Measurements in R&D Efforts to Obtain Long-Lived Li-Ion Batteries. The Electrochemical Society Interface, Volume 25, Issue 3, 2016
- [134] A123: Webseite: www.a123batteries.com; [Online] a123batteries.com/anr26650m1-b-lithiumwerks-nanophosphate-3-3v-2-5ah-lithium-iron-phosphate-battery/, 2021, Zugriff am 10.12.2021
- [135] Xiong, R.: Battery Management Algorithm for Electric Vehicles. Beijing China, China Machine Press, ISBN: 978-981-15-0248-4, 2020
- [136] Schmidt, J.: Verfahren zur Charakterisierung und Modellierung von Lithium-Ionen Zellen. Dissertation an der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik des KIT, 2013
- [137] Keil, P.; Jossen, A.: Aufbau und Parametrierung von Batteriemodellen. 19. DESIGN & ELEKTRONIK-Entwicklerforum Batterien & Ladekonzepte, München 2012
- [138] Power Electronics: Webseite: www.powerelectronics.com; [Online] www.powerelectronics.com/technologies/power-management/article/21864480/temperature-impact-on-ocv-of-lithiumion-cells, 2019, Zugriff am 10.12.2021
- [139] Eberleh, B.; Raiser, S.: Lithium-Batterien für Nutzfahrzeuge – Die Arbeiter unter den Energiespeichern. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 11/2017, Jahrgang 119, Seite 26-31
- [140] Tschöke, H.; Gutzmer, P.; Pfund, T.: Elektrifizierung des Antriebsstrangs – Grundlagen vom Mikro-Hybrid zum vollelektrischen Antrieb. Berlin, Springer Vieweg, ISBN: 978-3-662-60356-7, 2019
- [141] Liebl, M.; Haidwagner, T.; Pöhn, F.; Sonnleitner, A.; Gaigg, S.: Miba FLEXcooler® - Next Level Battery Cooling Technology. 42. Wiener Motorensymposium, Wien 2021

- [142] Nauheimer, H.; Bertsche, B.; Ryborz, J.; Novak, W.; Fietkau, P.: Fahrzeuggetriebe – Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Berlin Heidelberg, Springer Vieweg, ISBN: 978-3-662-58883-3, 2019
- [143] Dana TM4: Webseite: www.danatm4.com; [Online] www.danatm4.com/products/systems/. 2021, Zugriff am 08.10.2021
- [144] ABB: Webseite: new.abb.com; [Online] new.abb.com/motors-generators/de/niederspannungsmotoren/motoren-fuer-die-prozessindustrie/wassergekuehlte-motoren. 2022, Zugriff am 10.04.2022
- [145] Zirn, O.; Schmiel, F.; Dellermann, M.: Traction energy saving potentials for electric cars with gear shift. 19. Internationales Stuttgarter Symposium, Automobil- und Motorentechnik, 2019, Seite 266-274
- [146] REO: Webseite: www.reo.de; [Online] www.reo.de/produkt/reohm-baureihe-d-330/. 2021, Zugriff am 08.10.2021
- [147] Çabukoglu, E.; Georges, G.; Küng, L.; Pareschi, G.; Boulouchos, K.: Fuel cell electric vehicles: An option to decarbonize heavy-duty transport? Results from a Swiss case-study. Transport Research Part D: Transport and Environment Vol. 70, 05/2019, Seite 35-48
- [148] Töpfer, T.; Henning, L.; Eckert, P.; Seebode, J.: Energiemanagement für Nutzfahrzeuge der nächsten Generation. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 04/2012, Jahrgang 114, Seite 322-327
- [149] Hofer, F.; Raser, B.; Schmidt, M.; Kabza, A.: Wasserstoffmotor und – Brennstoffzelle im schweren Nutzfahrzeug. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 02-03/2022, Jahrgang 83, Seite 28-35
- [150] Bundesamt für Eich- und Vermessungswesen: Webseite: data.bev.gv.at; [Online] <https://data.bev.gv.at/geonetwork/srv/ger/catalog.search;jsessionid=D60DC9A4BD16F8D4F1F71A4C85EF6C67#/metadata/5cf3b181-ced9-447d-a2d5-6aab387c9f92>. 2022, Zugriff am 25.03.2022
- [151] Bundesamt für Eich- und Vermessungswesen: Webseite: data.bev.gv.at; [Online] <https://data.bev.gv.at/geonetwork/srv/ger/catalog.search;jsessionid=D60DC9A4BD16F8D4F1F71A4C85EF6C67#/metadata/2861ecb5-9335-4cd1-aef7-3555f3d1baa1>. 2022, Zugriff am 25.03.2022

ANHANG

- [152] OSRAM: Webseite: www.osram.de; [Online] www.osram.de/apps/gvllrg/de_DE, 2021, Zugriff am 01.11.2021
- [153] GAMMA Technologies: GT-Suite V2021
- [154] Bauer, C.: Hydraulische Maschinen und Anlagen I & II. Vorlesungsskriptum für Lehrveranstaltung 302.673 & 302.677 des Instituts für Energietechnik und Thermodynamik der TU Wien, Auflage 6.2, Oktober 2015
- [155] Küntscher, V.: Kraftfahrzeug-Motoren: Auslegung und Konstruktion. Würzburg, Vogel Verlag, ISBN: 978-3-8343-3206-6, 2014
- [156] Schledde, D.: Modellbasierte Identifikation von physikalischen Parametern zur Bestimmung der Veränderung charakteristischer Eigenschaften einer C/NMC Lithium-Ionen-Zelle durch Alterungsmechanismen zur Anwendung in Batteriemanagementsystemen. Dissertation im Fachbereich Elektrotechnik / Informatik der Universität Kassel, 2017
- [157] Brikl, C. R.; McTurk, E.; Roberts, M. R.; Bruce, P. G.; Howey, D. A.: A Parametric Open Circuit Voltage Model for Lithium Ion Batteries. *Journal of The Electrochemical Society*, 2015, Vol. 162, Issue 12, Seite 2271-2280
- [158] Roscher, A.: Zustandserkennung von LiFePO₄-Batterien für Hybrid- und Elektrofahrzeuge. Dissertation an der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik der Technischen Hochschule Aachen, 2010
- [159] Wittel, H.; Muhs, D.; Jannasch, D.; Voßiek, J.: Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung. Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag, ISBN: 978-3-8348-1328-2

Anhang

1A: Beleuchtung.....	A1
2A: Abschätzung Kühlmittelmassenstrom.....	A3
3A: Wärmeübertragung Brennstoffzelle – Kühlmittel.....	A4
4A: Druckverlust Brennstoffzellenkühlkanäle.....	A7
5A: Abschätzung Brennstoffzelle Luft Kühlung.....	A9
6A: Abschätzung Wasserstofftankvolumina / Wandstärke.....	A10
7A: Vorauslegung Kühlkreislauf Brennstoffzelle.....	A11
8A: Ermittlung der OCV aus Datenblättern.....	A18
9A: Ermittlung des Innenwiderstands aus Datenblättern.....	A19
10A: Getriebeauslegung.....	A21
11A: Zusatzdiagramme WHVC.....	A23
12A: Zusatzdiagramme Long Haul.....	A26
13A: Zusatzdiagramme Transitroute 1.....	A29
14A: Zusatzdiagramme Transitroute 2.....	A33
15A: Stoffdaten - Tabellen.....	A34
16A: GT-Suite Modell.....	A34

1A: Beleuchtung

Die Anzahl der benötigten Leuchtmittel wurde einem Ratgeber von der Firma Hella entnommen, welcher sich auf die Europäische Richtlinie 48 bezieht. [44] Die Leistungsaufnahme der einzelnen Leuchtmittel wurde aus den Technischen Daten der jeweiligen Glühlampen vom Hersteller Osram entnommen. [152] Der Dutycycle wurde angenommen.

Tabelle 19: Benötigte Beleuchtung und deren Leistungsaufnahme bei guten Sichtverhältnissen (Tag)

Tag				
Bezeichnung	Anzahl	Leistungsaufnahme		Dutycycle
Tagfahrlicht	2	21	[W]	1
Fahrtrichtungsanzeiger vorne	2	21	[W]	0,01
Fahrtrichtungsanzeiger seitlich	2	21	[W]	0,01
Fahrtrichtungsanzeiger hinten	2	21	[W]	0,01
Bremslicht	2	21	[W]	0,05
Rückfahrscheinwerfer	2	21	[W]	0
Fahrtrichtungsanzeiger Anhänger	2	21	[W]	0,01
Bremslicht Anhänger	2	21	[W]	0,05
max. Leistungsaufnahme		47,88	[W]	
Ø Leistungsaufnahme		336	[W]	

Tabelle 20: Benötigte Beleuchtung und deren Leistungsaufnahme bei schlechten Sichtverhältnissen (Nacht)

Nacht				
Bezeichnung	Anzahl	Leistungsaufnahme		Dutycycle
Abblendlicht	2	70	[W]	1
Fernlicht	4	70	[W]	0,1
Nebelscheinwerfer	2	70	[W]	0,05
Fahrtrichtungsanzeiger vorne	2	21	[W]	0,01
Begrenzungsleuchte vorne	2	5	[W]	1
Umrissleuchte vorne	2	5	[W]	1
Fahrtrichtungsanzeiger seitlich	2	21	[W]	0,01
Seitenmarkierungsleuchte	2	5	[W]	1
Fahrtrichtungsanzeiger hinten	2	21	[W]	0,01
Hecklicht	2	5	[W]	1
Bremslicht	2	21	[W]	0,05
Rückfahrscheinwerfer	2	21	[W]	0
Nebelschlussleuchte	2	21	[W]	0,025
Kennzeichenleuchte	2	5	[W]	1
Umrissleuchte hinten	2	5	[W]	1

Umrissleuchte vorne Anhänger	2	5	[W]	1
Begrenzungsleuchte vorne Anhänger	2	5	[W]	1
Seitenbeleuchtung Anhänger	8	5	[W]	1
Fahrtrichtungsanzeiger Anhänger	2	21	[W]	0,01
Schlussleuchte Anhänger	2	5	[W]	1
Bremslicht Anhänger	2	21	[W]	0,05
Rückfahrscheinwerfer Anhänger	2	21	[W]	0
Nebelschlussleuchte Anhänger	2	21	[W]	0,025
Kennzeichenleuchte Anhänger	2	5	[W]	1
Umrissleuchte hinten	2	5	[W]	1
max. Leistungsaufnahme		1130	[W]	
Ø Leistungsaufnahme		332,98	[W]	

2A: Abschätzung Kühlmittelmassenstrom**Tabelle 21:** Randbedingungen für die Berechnung des maximalen Kühlmittelmassenstroms

Kühlmittelmassenstrom Randbedingungen		
Betriebstemperatur Brennstoffzelle {T}	[K]	355
Verlustleistung Brennstoffzelle {P _v }	[W]	300.000
Temperaturdelta {ΔT}	[K]	7

$$\dot{V}_{KM} = \frac{P_v}{\Delta T \cdot \rho_{KM} \cdot c_{p_{KM}}} \Rightarrow \frac{300.000 [W]}{7 [K] \cdot 1.054,9 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 3.483,31 \left[\frac{J}{kgK} \right]} = 0,01166 \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (37)$$

\dot{V}_{KM} Kühlmittelvolumenstrom [m³/s]

P_v Verlustleistung Brennstoffzelle [W]

ΔT Temperaturdelta [K]

ρ_{KM} Dichte des Kühlmittels [kg/m³]

$c_{p_{KM}}$ spezifische isobare Wärmekapazität [J/kgK]

Als Bezugstemperatur für die Stoffdaten wurde die Betriebstemperatur der Brennstoffzelle gewählt. Die berechneten 0,01166 m³/s entsprechen 699,79 l/min. Für die Auslegung wird ein maximaler erforderlicher Volumenstrom von 720 l/min angenommen.

Durch Multiplikation des Volumenstroms mit der Dichte ergibt sich der Massenstrom zu 12,64 kg/s.

3A: Wärmeübertragung Brennstoffzelle – Kühlmittel

Der Wärmeübergang zwischen Kühlmittel und Bipolarplatten wird als Rohrströmung mit konstanter Wandtemperatur angenommen. Die Kühlkanäle haben einen rechteckigen Querschnitt. Für die Wärmeübertragungsfläche werden die in Abbildung 101 in Rot dargestellten Deckflächen angenommen. Die Länge des Kanals von 523 mm ergibt sich aus Abbildung 32. Durch die Anzahl der Kühlkanäle pro Zelle und der Anzahl der Zellen der Brennstoffzelle lassen sich der Strömungsquerschnitt und damit die Strömungsgeschwindigkeit für die Bestimmung der Reynoldszahl errechnen.

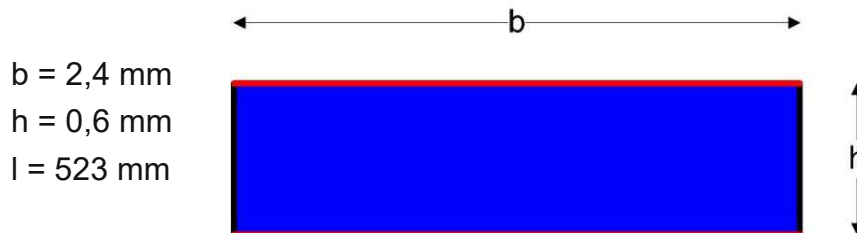


Abbildung 101: Schematische Darstellung eines Kühlkanalquerschnitts

$$A_{BZQ} = 2 * l_{KK_{BZ}} * b_{KK_{BZ}} * N_{BZ} * N_{BZ_{KK}} \Rightarrow \quad (38)$$

$$2 * 0,523[m] * 0,0024[m] * 880[-] * 12[-] = 26,52[m^2]$$

- A_{BZQ} Wärmeübertragungsfläche Brennstoffzelle [m^2]
 $l_{KK_{BZ}}$ Länge eines Kühlkanals in der Bipolarplatte [m]
 $b_{KK_{BZ}}$ Breite eines Kühlkanals in der Bipolarplatte [m]
 N_{BZ} Gesamtanzahl der Zellen der Brennstoffzelle [-]
 $N_{BZ_{KK}}$ Anzahl der Kühlkanäle pro Bipolarplatte [-]

$$A_{BZv} = h_{KK_{BZ}} * b_{KK_{BZ}} * N_{BZ} * N_{BZ_{KK}} \Rightarrow \quad (39)$$

$$0,0006[m] * 0,0024[m] * 880[-] * 12[-] = 0,01521[m^2]$$

- A_{BZv} Strömungsquerschnittsfläche Brennstoffzelle [m^2]
 $h_{KK_{BZ}}$ Höhe eines Kühlkanals in der Bipolarplatte [m]
 N_{BZ} Gesamtanzahl der Zellen der Brennstoffzelle [-]

Durch den variablen Volumenstrom des Kühlmittels, abhängig von der Verlustleistung in der Brennstoffzelle, ergibt sich auch eine variable Strömungsgeschwindigkeit im Kühlkanal (siehe Formel (40)). Diese beträgt zwischen 0,2 m/s bis 0,79 m/s.

$$v_{KK} = \frac{\dot{V}_{KM}}{A_{BZv}} \quad (40)$$

- v_{KK} Strömungsgeschwindigkeit im Kühlkanal der Bipolarplatte [m/s]
 \dot{V}_{KM} Kühlmittelvolumenstrom [m^3/s]

Die nachfolgende Berechnung wird mit einer iterativen Excelberechnung durchgeführt, sodass die Stoffwerte bei der Mitteltemperatur eingesetzt werden. Die nachfolgenden Formeln dienen der Dokumentation des Rechenwegs. Da der Querschnitt nicht kreisförmig ist, muss der hydraulische Durchmesser laut Formel (41) bestimmt werden. [109]

$$d = \frac{4A}{U} \quad (41)$$

- d hydraulischer Durchmesser (charakteristische Länge) [m]
 A Strömungsquerschnitt [m²]
 U Umfang des Strömungsquerschnittes [m]

Die Reynoldszahl wird mithilfe des bestimmten hydraulischen Durchmessers und der variablen Strömungsgeschwindigkeit nach Formel (42) bestimmt. Die Reynoldszahl nimmt dabei Werte zwischen 170 und 680 an. Da die Werte unterhalb von 2300 liegen, kann von einer laminaren Rohrströmung ausgegangen werden. [109]

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (42)$$

- Re Reynoldszahl [-]
 v Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
 ν kinematische Viskosität [m²/s]

Die Nusseltzahl bei laminarer Rohrströmung und konstanter Wandtemperatur berechnet sich nach Formel (43). [109]

$$Nu_{lam} = \left(3,66^3 + 0,7^3 + \left(1,615 * \left(Re * Pr * \frac{d}{l} \right)^{\frac{1}{3}} - 0,7 \right)^3 \right)^{\frac{1}{3}} \quad (43)$$

- Nu_{lam} laminare Nusseltzahl [-]
 Pr Prandtlzahl [-]
 l Länge des Kanals [m]

Da die Richtung des Wärmestroms bei temperaturabhängigen Stoffwerten den Wärmeübergang beeinflusst, muss die Nusseltzahl laut Formel (44) korrigiert werden. [109]

$$Nu = Nu_{lam} * \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,11} \quad (44)$$

Nu korrigierte Nusseltzahl [-]

Pr_w Prandtlzahl des Fluides bei Wandtemperatur [-]

Die Wärmeübergangszahl berechnet sich nach Formel (45). [109]

$$\alpha = \frac{\lambda * Nu}{d} \quad (45)$$

α Wärmeübergangszahl [W/m²K]

λ Wärmeleitfähigkeit des Fluids [W/mK]

Der berechnete Verlauf der Wärmeübergangszahl, abhängig vom Volumenstrom und der Fluidtemperatur, ist Abbildung 33 zu entnehmen.

4A: Druckverlust Brennstoffzellenkühlkanäle

Zur Berechnung des Druckverlusts der Kühlkanäle wurde ebenfalls ein Excelskript erstellt. Mithilfe diesem konnte ein Look-up Table für den von Temperatur und Volumenstrom abhängigen Druckverlust erstellt werden. Die nachfolgenden Formeln dienen der Dokumentation des Rechenwegs. Bei der Berechnung wurde der mäanderförmige Verlauf berücksichtigt. Dafür müssen die Druckverluste für jeden geraden Abschnitt und jeden Bogen für einen Kühlkanal berücksichtigt werden. Da die Kühlkanäle ident sind und sich der Querschnitt nicht ändert, kann durch Summieren der einzelnen Druckverluste der Gesamtdruckverlust bestimmt werden. Mit der berechneten Reynoldszahl, der Strömungsgeschwindigkeit sowie den geometrischen Daten des Kanals, kann die Berechnung durchgeführt werden. Als Basis für die geraden Rohrsegmente dienen Formel (46), Formel (47) und Formel (48). [110]

$$f = \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (46)$$

$$A = \left[2,457 * \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + \frac{0,27 * K}{d}} \right) \right]^{16} \quad (47)$$

$$B = \left(\frac{37,530}{Re} \right)^{16} \quad (48)$$

- Re Reynoldszahl [-]
 f Reibungsfaktor [-]
 K Sandrauheitsbeiwert [m] (hier $1,5 * 10^{-6}$ m)
 d Hydraulischer Durchmesser [m]

Die Rohrreibungszahl errechnet sich mit Formel (49). [110]

$$\lambda = 8 * f \quad (49)$$

- λ Rohrreibungszahl

Der Druckverlust wird mit Formel (50) berechnet. [154]

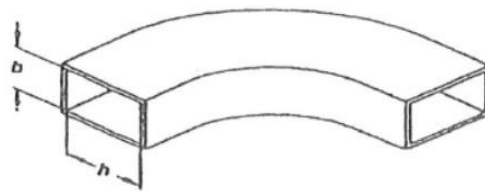
$$\Delta p = \lambda * \frac{1}{d} * \frac{\rho}{2} * v^2 \quad (50)$$

- Δp Druckverlust über eine gerade Rohrstrecke [Pa]
 l Länge der geraden Rohrstrecke [m]
 ρ Dichte des Fluids [kg/m³]
 v mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Rohr [m/s]

In Tabelle 22 sind die Widerstandszahlen für 90° Krümmen mit Kreisquerschnitt gegeben. Um die Widerstandszahlen eines 90° Krümmers mit rechteckigem Querschnitt zu berechnen, müssen die Widerstandszahlen aus Tabelle 22 mit den Formeln aus Abbildung 102 korrigiert werden.

Tabelle 22: Widerstandszahlen für 90° Krümmen mit Kreisquerschnitt [154]

R/d	1	2	4	5	10
Glatt	0,21	0,14	0,11	0,09	0,11
rau	0,51	0,3	0,23	0,18	0,20



$$\begin{aligned} \text{für } \frac{h}{b} < 1 \quad \zeta &= \zeta_{\sigma} \cdot \frac{h}{b} \\ \text{für } \frac{h}{b} > 1 \quad \zeta &= \zeta_{\sigma} \sqrt{\frac{h}{b}} \end{aligned}$$

Abbildung 102: Korrekturfaktor für die Widerstandszahlen bei rechteckigen Querschnitt [154]

Der Druckverlust eines Krümmers berechnet sich mit Formel (51). [154]

$$\Delta p = \zeta * \frac{\rho}{2} * v^2 \quad (51)$$

ζ Widerstandszahl eines Rohrleitungselements (z.B. Krümmer) [-]

Der berechnete Druckverlustverlauf, abhängig von Temperatur und Volumenstrom, ist in Abbildung 34 dargestellt.

5A: Abschätzung Brennstoffzelle Luft Kühlung

Mit der Formel (12) und den Daten aus Tabelle 23 können die Lufttemperaturen am Ende der Verdichtung berechnet werden. Diese ergeben sich für Case 1 zu 391,4 K und für Case 2 zu 418,1 K.

Tabelle 23: Randbedingungen für die Abschätzung der Kühlleistung bei 2 Temperaturen

	Einheit	Case 1	Case 2
Umgebungstemperatur	[K]	293,15	313,15
Umgebungsdruck	[hPa]	1.000	1.000
Verdichtungsdruck	[hPa]	2.750	2.750
Luftmassenstrom	[kg/s]	0,236	0,236

Mithilfe der linearen Interpolation kann, mit den Daten aus Tabelle 24, die Enthalpie für die berechneten Temperaturen bestimmt werden.

Tabelle 24: ausgewählte Enthalpie Werte für 2 Temperaturen [109]

Temperatur	Einheit	Enthalpie
333,15 [K]	[J/kg]	35.260
433,15 [K]	[J/kg]	136.540

Mit Formel (52) kann nun die erforderliche Kühlleistung berechnet werden. Die Ergebnisse sind dabei in Tabelle 25 dargestellt.

$$\dot{Q} = \dot{m} * (h_2 - h_1) \quad (52)$$

\dot{Q} Wärmestrom [W]

\dot{m} Luftmassenstrom [kg/s]

h_1 Enthalpie der erwärmten Luft [J/kg]

h_2 Enthalpie der auf Brennstoffzellentemperatur abgekühlten Luft [J/kg]

Tabelle 25: Ergebnisse der Kühlleistungsabschätzung

Temperatur	Einheit	Case 1	Case 2
h_1	[J/kg]	94.249	121.293
h_2	[J/kg]	57.364	57.364
\dot{Q}	[W]	8.705	15.087

6A: Abschätzung Wasserstofftankvolumina / Wandstärke

Als Grundlage für die Abschätzung dient der zu Verfügung stehende Bauraum im LKW Chassis. Dabei wird von einem Tankaußendurchmesser von 0,64m ausgegangen. [58] Die Länge des Tanks ist abhängig vom gewählten Radstand der Sattelzugmaschine. Bei einem typischen Radstand von 3,7 m wird von einer möglichen Tanklänge von 1.950 mm ausgegangen. Die Tanks hinter der Fahrerkabine werden mit einem Außendurchmesser von 0,5 m und einer Länge von 1,8 m berechnet.

Um die Wandstärke mit der Kesselformel (Formel (16)) berechnen zu können, wird eine zulässige Spannung für das verwendete Material benötigt. Dabei wurden die Stoffdaten für einen kohlefaserverstärkten Kunststoff verwendet. Die Zugfestigkeit in Faserrichtung beträgt für den ausgewählten Verbundwerkstoff 1215,5 N/mm². Um Fehler im Material zu berücksichtigen, wird die zulässige Spannung auf 80 % der gegebenen Zugfestigkeit herabgesetzt. Dies ergibt eine zulässige Spannung von 972,4 N/mm². Für Druckbehälter aus einem kohlefaserverstärkten Kunststoff wird ein Berstdruck des 2,25-fachen des Nenndrucks gefordert. Mit diesen Daten kann nun eine Iteration für die Wandstärke der Druckbehälter vorgenommen werden. [120]

Der Tank besteht aus einer dichten Schicht aus Kunststoff mit 0,004 m Wandstärke. Diese übernimmt keine Festigkeitsaufgaben. Die Kohlefaserschicht wird für den Tank seitlich am Chassis auf 0,05 m und für den Tank hinter der Fahrerkabine auf 0,038 m berechnet. Mit diesen Daten kann nun das Volumen und mit der Dichte von Wasserstoff bei 700 bar, auch die speicherbare Kraftstoffmasse berechnet werden. Die Geometrie des Tanks wird dabei als Zylinder mit halbkugelförmigen Enden betrachtet. Das Volumen berechnet sich nach Formel (53).

$$V_{\text{Tank}} = \frac{(D_a - 2 \cdot t)^2 \cdot \pi}{4} * (L - D_a) + \frac{1}{6} * \pi * (D_a - 2 * t)^3 \quad (53)$$

V_{Tank} Tankvolumen [m³]

D_a Tankaußendurchmesser [m]

t Wandstärke [m] (Dichtschicht + Festigkeitsschicht)

L Außenlänge des Tanks [m]

Die Ergebnisse der Volumen- und Massenberechnung sind in Tabelle 26 dargestellt. Die Dichte für Wasserstoff bei 700 bar und 15 °C beträgt dabei 40,2 kg/m³. [58]

Tabelle 26: Abgeschätzte Daten der Drucktanks

	Einheit	Tanks seitlich	Tanks hinter Fahrerkabine
Innenvolumen	[m ³]	0,411	0,212
Außenvolumen	[m ³]	0,609	0,321
Wasserstoffmasse	[kg]	16,501	8,529
Speicherichte	[kg/m ³]	27,1	26,6

7A: Vorauslegung Kühlkreislauf Brennstoffzelle

Die Grundlage der Vorauslegung des Kühlkreislaufes stellt die Abschätzung des Kühlmittelmassenstroms sowie die Bestimmung des Wärmeübergangs von der Brennstoffzelle auf das Kühlmittel dar. Mit diesen berechneten Werten und der Vorgabe der Brennstoffzellentemperatur von 355 K können die sich einstellenden Temperaturen des Kühlmittels vor und nach der Brennstoffzelle berechnet werden. Exemplarisch wird hier der Berechnungsvorgang bei maximaler Verlustleistung von 300.000 W dargestellt. Mit Formel (54) kann die Temperatur nach der Brennstoffzelle bestimmt werden. [109]

$$T_2 = T_{BZ} - \frac{P_V}{A_{BZQ} \cdot \alpha_{BZ}} \quad (54)$$

T_2	Kühlmitteltemperatur nach der Brennstoffzelle [K]
T_{BZ}	Brennstoffzellentemperatur [K]
P_V	Brennstoffzellenverlustleistung [W]
A_{BZQ}	Wärmeübertragungsfläche Brennstoffzelle [m ²]
α_{BZ}	Wärmeübertragungskoeffizient Brennstoffzelle [W/m ² K]

Durch lineare Interpolation der Enthalpie des Kühlmittels mit Formel (55) und den Stoffdaten aus Tabelle 30 kann die Enthalpie bei berechneter Temperatur ermittelt werden. Mit Formel (56) kann nun die geforderte Enthalpie berechnet werden. Mit dem Ergebnis kann nun wieder, mithilfe der linearen Interpolation, die Temperatur vor der Brennstoffzelle berechnet werden. Mit der Berechnung der mittleren Temperatur durch Bildung des arithmetischen Mittels aus T_1 und T_2 können die Stoffwerte, welche für die Berechnung des Wärmeübergangs erforderlich sind, genauer bestimmt werden. Dies ist ein iterativer Prozess.

$$h_x = \frac{(h_o - h_u)}{(T_o - T_u)} * (T_x - T_u) + h_u \quad (55)$$

h_x	gesuchte Enthalpie [J/kg]
h_u	Enthalpie bei Temperatur u [J/kg]
h_o	Enthalpie bei Temperatur o [J/kg]
T_u	Temperaturpunkt unter T_x [K]
T_o	Temperaturpunkt über T_x [K]
T_x	bekannte Temperatur, bei welcher die Enthalpie berechnet wird [K]

$$h_1 = h_2 - \frac{P_V}{\dot{m}} \quad (56)$$

h_1	Enthalpie des Kühlmittels vor der Brennstoffzelle [J/kg]
h_2	Enthalpie des Kühlmittels nach der Brennstoffzelle [J/kg]

\dot{m} Kühlmittelmassenstrom [kg/s]

Da die Kühlmittelschläuche als adiabat angenommen werden und auch eine etwaige Erwärmung durch die Pumpe vernachlässigt wird, herrscht vor dem Kühler, die gleiche Temperatur wie nach der Brennstoffzelle. Gleichzeitig muss damit das Kühlmittel auch nach dem Kühler die gleiche Temperatur wie vor der Brennstoffzelle aufweisen.

Als nächstes werden die Temperaturen sowie die spezifische Enthalpie der Kühlluft vor und nach dem Kühler berechnet. Dabei wird wie bei dem Wärmeübergang zwischen Brennstoffzelle und Kühlmittel vorgegangen, da bei einem stationären Betriebspunkt, die Temperatur des Kühlers konstant ist. Der Luftvolumenstrom muss hier jedoch abgeschätzt werden und stellt eine Variable dar. Diese ist beim Modell abhängig von der Fahrgeschwindigkeit und der Drehzahl der Ventilatoren. Bei voller Verlustleistung wird von einem Volumenstrom von 7,7 m³/s ausgegangen. Durch die Berechnung der Ein- und Ausgangstemperaturen ist nun wieder durch Mittelung der Temperatur, der Luftmassenstrom zu berechnen. Auch dies ist ein iterativer Prozess. Mittels der NTU Methode (siehe [109]), welche hier nicht näher ausgeführt wird, kann mit den berechneten Werten, den Formeln für einen Kreuzstromwärmetauscher und einem mittleren Wärmedurchgangsfaktor von 50 W/m²K für einen Rohrbündelwärmeübertrager, die benötigte Wärmeübertragungsfläche berechnet werden. Dies stellt eine erste Richtmarke für die Größe der Kühler dar.

Mit Formel (57) kann eine genauere Berechnung der übertragbaren Wärmeleistung erfolgen. Hier muss der Wärmedurchgangsfaktor im Kühler nach Formel (58) berechnet werden.

$$\dot{Q} = k * A * \Delta\vartheta_m \quad (57)$$

\dot{Q} übertragbarer Wärmestrom [W]
 k mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient [W/m²K]
 A Wärmeübertragungsfläche [m²]
 $\Delta\vartheta_m$ mittlere Temperaturdifferenz [K]

$$k * A = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 * A_1} + \frac{t}{\lambda_{12} * A_{12}} + \frac{1}{\alpha_2 * A_2}} \quad (58)$$

α_1 Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kühlmittel und Kühlerwand [W/m²K]
 A_1 Wärmeübertragungsfläche zwischen Kühlmittel und Kühlerwand [m²]
 λ_{12} Wärmeleitfähigkeit des Kühlermaterials [W/m]
 A_{12} für die Wärmeleitung maßgebende mittlere Wärmeübergangsfläche [m²]
 α_2 Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kühlerwand und Luft [W/m²K]
 A_1 Wärmeübertragungsfläche zwischen Kühlerwand und Luft [m²]
 t Wandstärke des Kühlerrohrs

Das Produkt aus mittlerer Temperaturdifferenz und mittlerem Wärmeübergangskoeffizient setzt sich aus drei Teilen zusammen. Der erste Teil stellt den Übergang zwischen Kühlmittel und Kühler dar. Der zweite Teil gibt den Widerstand der Wärmeleitung durch das Kühlermaterial an. Der dritte Teil ist für den Übergang zwischen Kühler und Luft verantwortlich. Dies ist auch in Abbildung 103 veranschaulicht.

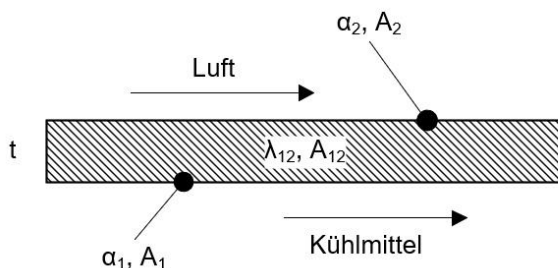


Abbildung 103: Schematische Darstellung des Wärmeübergangs am Kühler

Die Berechnung der Wärmeübergangszahl zwischen Kühlmittel und Kühler ist Kapitel 3.2.1.2.1 zu entnehmen.

Im Modell werden für die Brennstoffzelle, 4 einzelne Kühler benötigt, um die Wärme der Brennstoffzelle abführen zu können. Die Hauptabmaße der Kühler sind Tabelle 27 zu entnehmen. Für die Abschätzung werden die Kühler übereinander gestapelt, sodass ein virtueller Kühler mit einer Breite von weiterhin 0,8 m und einer Höhe von 2,4 m entsteht. Dadurch wird die Berechnung vereinfacht. Die für den Wärmeübergang ausschlaggebende Kühlkanallänge wird jedoch nicht verändert. Zunächst müssen der Strömungsquerschnitt sowie die Strömungsgeschwindigkeit bestimmt werden. Der Strömungsquerschnitt berechnet sich nach Formel (59) zu 0,03528 m².

$$A_{KK} = N_{KK} * h_{KK} * t_K \quad (59)$$

A_{KK}	gesamter Kühlmittel Strömungsquerschnitt des Kühlers [m ²]
N_{KK}	Anzahl der Flachrohre [-]
h_{KK}	Kühlkanalinnenhöhe [m]
t_K	Tiefe des Kühlers [m]

Für die Wärmeübertragungsfläche werden wieder nur die Deckflächen herangezogen. Diese berechnet sich mit Formel (60) zu 26,88 m².

$$A_1 = 2 * N_{KK} * b_K * t_K \quad (60)$$

A_1	Wärmeübertragungsfläche zwischen Kühlmittel und Kühler [m ²]
b_K	Breite des Kühlers [m]

Durch die Division des Kühlmittelvolumenstroms mit dem Strömungsquerschnitt ergibt sich die Strömungsgeschwindigkeit zu 0,34 m/s.

Die Wärmeleitfähigkeit des Kühlermaterials wird durch lineare Interpolation mit der iterativ berechneten mittleren Kühlerwandtemperatur und den Daten aus Tabelle 29 ermittelt.

Für den Wärmeübergang zwischen Kühler und Luft muss zunächst die Oberfläche des Kühlers berechnet werden, welche von der Luft umströmt wird. Dafür werden die Außenfläche der Flachrohre sowie die Lamellenfläche herangezogen. Durch Berechnung der Stirnfläche der Flachrohre und des Kühlernetzes kann der Luftströmungsquerschnitt berechnet werden. In Kombination mit dem vorgegebenen Luft-Volumenstrom ist es möglich, die Strömungsgeschwindigkeit zu ermitteln. Die Strömungsgeschwindigkeit ergibt sich dabei zu 6,2 m/s. Die Wärmeübertragungsfläche an der Luftseite entspricht mit 137,21 m² dem 5,1-fachem der Fläche zwischen Kühlmittel und Kühler.

Für die Wärmeübergangszahl wurde dieselbe Korrelation zwischen Reynoldszahl und Kühlernetzgeometrie, wie in GT-Suite implementiert wurde, verwendet. Dabei wurde die in Literatur [124] angegebene Beziehung verwendet. Der Wärmeübergangskoeffizient berechnet sich mithilfe Formel (61), welche sich aus der Colburn-j-Faktor Korrelation ableitet. [123]

$$\alpha_2 = j * Pr_L^{-\frac{2}{3}} * \frac{\dot{m}_L * c_{pL}}{A_2} \quad (61)$$

j j-Faktor [-]

c_{pL} spezifische isobare Wärmekapazität [J/kgK]

Mit Formel (62) berechnet sich der j-Faktor. Die Geometriedaten können aus Abbildung 104 entnommen werden. [124]

$$j = Re_{Lp}^{-0,49} * \left(\frac{\theta}{90^\circ}\right)^{0,27} * \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0,14} * \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0,29} * \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0,23} * \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0,68} * \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0,28} * \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0,05} \quad (62)$$

Re_{Lp} Reynoldszahl bezogen auf den Jalousieabstand [-]

θ Jalousiewinkel [°]

F_p Lamellenabstand [m]

L_p Jalousiepitch [m]

F_l Lamellenlänge [m]

T_d Flachrohrbreite [m]

L_l Jalousielänge [m]

T_p Flachrohrpitch [m]

δ_f Lamellendicke [m]

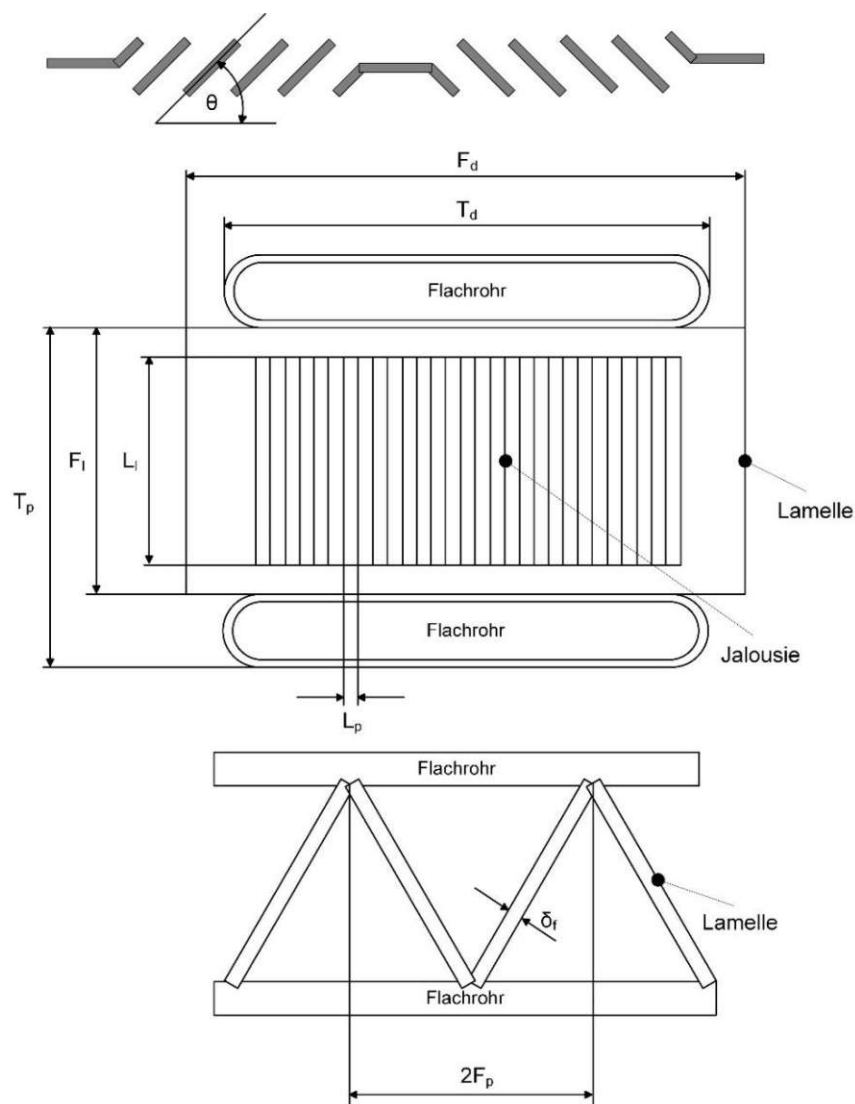


Abbildung 104: Geometriedaten des Kühlernetzes eines Wasserkühlers [124]

Die Wärmeübergangszahl errechnet sich bei dem gegebenen Volumenstrom und der Geometrie des Kühlers zu $132 \text{ W/m}^2\text{K}$. Dies ist deutlich höher als der zuvor angenommene Wert für einen Rohrbündelwärmetauscher. Mit der Berücksichtigung des Lamellenwirkungsgrades mit [Formel \(63\)](#) und [Formel \(64\)](#) reduziert sich der Wärmeübergangskoeffizient durch den hohen Wirkungsgrad von 97 % nur geringfügig. [125]

$$\eta_L = \frac{\tanh\left(m \cdot \left(\frac{F_1}{2} - \delta_f\right)\right)}{m \cdot \left(\frac{F_1}{2} - \delta_f\right)} \quad (63)$$

η_L Lamellenwirkungsgrad [-]

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_2 \cdot (\delta_f + F_d)}{\lambda_{12} \cdot \delta_f \cdot F_d}} \quad (64)$$

m Berechnungsfaktor für den Lamellenwirkungsgrad [-]

Um Formel (57) lösen zu können, muss als letztes noch die mittlere Temperaturdifferenz mit der NTU Methode gelöst werden. Diese berechnet sich aus Formel (65) in Kombination mit Formel (66) bis Formel (73).

$$\Delta\vartheta = \Theta * (T_2 - T_1) \quad (65)$$

$$\Theta = \frac{P_2}{NTU_2} \quad (66)$$

Θ mittlere dimensionslose Temperaturdifferenz [-]

$$P_2 = P_1 * \frac{NTU_2}{NTU_1} \quad (67)$$

P_2 dimensionslose Temperaturdifferenz der Luft [-]

$$P_1 = 1 - e^{\frac{e^{(-R_1 * NTU_1)} - 1}{R_1}} \quad (68)$$

P_1 dimensionslose Temperaturdifferenz des Kühlmittels [-]

$$NTU_1 = \frac{k * A}{W_1} \quad (69)$$

NTU_1 Number of Transfer Units Kühlmittel [-]

$$NTU_2 = \frac{k * A}{W_2} \quad (70)$$

NTU_2 Number of Transfer Units [-]

$$R_1 = \frac{W_1}{W_2} \quad (71)$$

R_1 Wärmekapazitätsstromverhältnis

$$W_1 = \rho_{Km} * \dot{V}_{Km} * c_{p_{Km}} \quad (72)$$

W_1 Wärmekapazitätsstrom des Kühlmittels [W/K]

ρ_{Km} mittlere Dichte des Kühlmittels [kg/m³]

\dot{V}_{Km} Volumenstrom des Kühlmittels [m³/s]

$c_{p_{Km}}$ spezifische isobare Wärmekapazität des Kühlmittels [J/kgK]

$$W_2 = \rho_L * \dot{V}_L * c_{p_L} \quad (73)$$

W_2 Wärmekapazitätsstrom der Luft [W/K]

ρ_{Km} mittlere Dichte der Luft [kg/m³]

\dot{V}_L Volumenstrom der Luft [m³/s]

c_{pL} spezifische isobare Wärmekapazität der Luft [J/kgK]

Mit Formel (57) ergibt die Berechnung eine übertragbare Wärmeleistung von 324.632 W.

Zur Kontrolle wurde mit Formel (74) in Kombination mit Formel (75) aus [155] überschlagsmäßig das Ergebnis überprüft. Mit 300.774 W weichen die Ergebnisse untereinander um weniger als 8 % voneinander ab.

$$\dot{Q} = \rho_{K_m} * c_{p_{K_m}} * \dot{V}_{K_m} * (T_2 - T_U) * \left[1 - e^{-\frac{\rho_L * c_{p_L} * \dot{V}_L}{\rho_{K_m} * c_{p_{K_m}} * \dot{V}_{K_m}} * \left(e^{-\frac{k_{St} * A_{St}}{\rho_L * c_{p_L} * \dot{V}_L} - 1} \right)} \right] \quad (74)$$

\dot{Q} übertragbare Wärmeleistung [W]

T_U Umgebungslufttemperatur (Kühlereinlasstemperatur Luft) [K]

A_{St} angeströmte Stirnfläche des Kühlers [m²]

$$k_{St} = -\frac{\rho_L * c_{p_L} * \dot{V}_L}{A_{St}} * \ln \left(1 + \frac{\rho_{K_m} * c_{p_{K_m}} * \dot{V}_{K_m}}{\rho_L * c_{p_L} * \dot{V}_L} * \ln \left(\frac{T_1 - T_U}{T_2 - T_U} \right) \right) \quad (75)$$

Tabelle 27: Hauptspezifikationen der verwendeten Kühlmittelkühler im Brennstoffzellenkühlkreislauf

	Einheit	Formelzeichen	Hauptkühler	Nebenkühler
Kühlerbreite	[m]	B	0,8	0,8
Kühlerhöhe	[m]	H	0,8	0,4
Kühlertiefe	[m]	T	0,075	0,075
Kühlkanaltiefe	[m]	-	0,07	0,07
Anzahl Flachrohre	[-]	-	80	40
Flachrohrwandstärke	[m]	-	0,00032	
Rohrinnenquerschnittshöhe	[m]	-	0,0021	
Flachrohrbreite	[m]	T_d	0,075	
Flachrohrpitch	[m]	T_p	0,01	
Lamellenlänge	[m]	F_l	0,00729	
Lamellenabstand	[m]	F_p	0,002	
Lamellendicke	[m]	δ_f	0,0002	
Jalousielänge	[m]	L_l	0,006	
Jalousiepitch	[m]	L_p	0,001	
Jalousiewinkel	[°]	Θ	30	

8A: Ermittlung der OCV aus Datenblättern

Die Grundlage zur Bestimmung der OCV stellt ein Datenblatt der verwendeten Zelle dar. Aus diesem kann die Leerlaufspannung für den Lade- und den Entladevorgang, welche mit der Methode der Strompulse (C/10, 1,5 h Ruhezeit, 23 °C) aufgenommen wurde, abgelesen werden. Daraus ergeben sich die OCV Daten für die Temperatur bei 23 °C. Zusätzlich wurde die Spannungsdifferenz zwischen dem Lade- und Entladevorgang mit Formel (76) berechnet.

$$\Delta U = OCV_{CH} - OCV_{DCH} \quad (76)$$

ΔU Spannungsdifferenz zwischen Lade und Entladevorgang. [V]

OCV_{CH} Leerlaufspannung beim Laden [V]

OCV_{DCH} Leerlaufspannung beim Entladen [V]

Mit einem zweiten im Datenblatt enthaltenen OCV Test, welcher die Leerlaufspannung bei 3 verschiedenen Temperaturen beim Entladen enthält (C/2, 0,5 h, 5 °C; 23 °C; 45 °C), kann unter Berücksichtigung der Spannungsdifferenz zwischen den beiden OCV-Tests bei gleicher Temperatur, aufgrund des höheren Entladestroms und der kürzeren Ruhezeit, die OCV bei 5 °C und 45 °C beim Entladen bestimmt werden.

Grundsätzlich ist die Spannungshysterese einer NMC Lithium-Ion Zelle abhängig von der Stromstärke mit der die Zelle entladen bzw. geladen wird und der Temperatur. Dabei ist bei tiefen Temperaturen und hohen Stromstärken die Hysterese mehr ausgebildet. [156], [157]

Da jedoch dieses Verhalten für das Längsdynamikmodell keinen bzw. einen vernachlässigbaren Effekt hat, wird die Temperaturabhängigkeit und Stromstärkenabhängigkeit der OCV vernachlässigt. Deshalb wird die Vorgabe getroffen, dass das ΔU der Spannungshysterese unabhängig von der Temperatur ist. Die OCV wird beim Laden für die Temperatur 5 °C und 45 °C mit Formel (77) bestimmt.

$$OCV_{CH,T} = OCV_{DCH,T} + \Delta U \quad (77)$$

$OCV_{CH,T}$ Leerlaufspannung beim Laden bei der Temperatur T [V]

$OCV_{DCH,T}$ Leerlaufspannung beim Entladen bei der Temperatur T [V]

Etwaige Datenausreißer müssen für die Konsistenz der Daten korrigiert werden. Die berechneten OCV abhängig von SOC, Temperatur und Belastungsart sind in Abbildung 52 ersichtlich.

9A: Ermittlung des Innenwiderstands aus Datenblättern

Die Grundlage zur Ermittlung des Innenwiderstandes stellt ein Datenblatt der verwendeten Zelle dar. Der Innenwiderstand wird dabei aus aufgezeichneten Spannungskurven bei unterschiedlichen C-Raten und konstanter Temperatur nach Formel (78) berechnet.

$$R_{i_Cxy} = \frac{U_{Cx} - U_{Cy}}{I_{Cx} - I_{Cy}} \quad (78)$$

R_{i_Cxy}	Innenwiderstand der Zelle aus den Spannungskurven mit einer C-Rate von x und einer C-Rate von y [Ω]
U_{Cx}	Spannung bei einer C-Rate von x [V]
U_{Cy}	Spannung bei einer C-Rate von y [V]
I_{Cx}	Strom bei einer C-Rate von x [A]
I_{Cy}	Strom bei einer C-Rate von y [A]

Durch eine Mittelwertbildung aus den zahlreichen Widerstandswerten (Diese ergeben sich durch die Kombination der Spannungs- und Stromwerte bei verschiedenen C-Raten.) für einen SOC Punkt, werden die Innenwiderstände bei der Temperatur von 23 °C beim Entladen ermittelt. Dadurch wird die Abhängigkeit des Innenwiderstandes von der C-Rate vernachlässigt.

Mit einem weiteren Entladetest aus dem Datenblatt bei 1C Entladerate und verschiedenen Temperaturen (0 °C, 23 °C, 45 °C) können die Innenwiderstände bei verschiedenen Temperaturen berechnet werden. Dabei wird zunächst wiederum ein Mittelwert des Innenwiderstandes mit den Daten aus dem Test mit den verschiedenen C-Raten und der Spannungskurve bei 1C und 23 °C ermittelt. Dadurch kann ein Skalierungsfaktor berechnet werden, um die Daten beider Tests kombinieren zu können. Für die Widerstandswerte bei 0 °C und 45 °C werden die Widerstandswerte bei 23 °C mit dem Quotient aus der Spannungsdifferenz zwischen OCV bei 0 °C / 45 °C zu Spannung bei 1C bei 0 °C / 45 °C und der Spannungsdifferenz zwischen OCV bei 23 °C zu Spannung bei 1C bei 23 °C und dem oben berechneten Skalierungsfaktor skaliert. Dadurch ergeben sich die Widerstandswerte für den Entladevorgang. Als Abgleich wurden die daraus resultierenden Widerstandskurven mit einem typischen Verhalten des Widerstands für LFP Zellen mit Abbildung 105 verglichen. Dabei ist zu erkennen, dass der Verlauf beim Entladen gut übereinstimmt.

Für das Laden sind in den Datenblättern für die Zelle keine Daten enthalten. Deshalb wurde das Verhalten der Zelle beim Laden mithilfe von Abbildung 105 auf Basis der Daten des Innenwiderstandes beim Entladen abgeschätzt. Dabei sei zu beachten, dass dadurch von einer ähnlichen Widerstandsdifferenz zwischen den Temperaturen beim Laden sowie beim Entladen ausgegangen wird. Die Widerstandsdaten abhängig

von SOC, Temperatur und Belastungsart sind in Abbildung 53 und Abbildung 54 dargestellt.

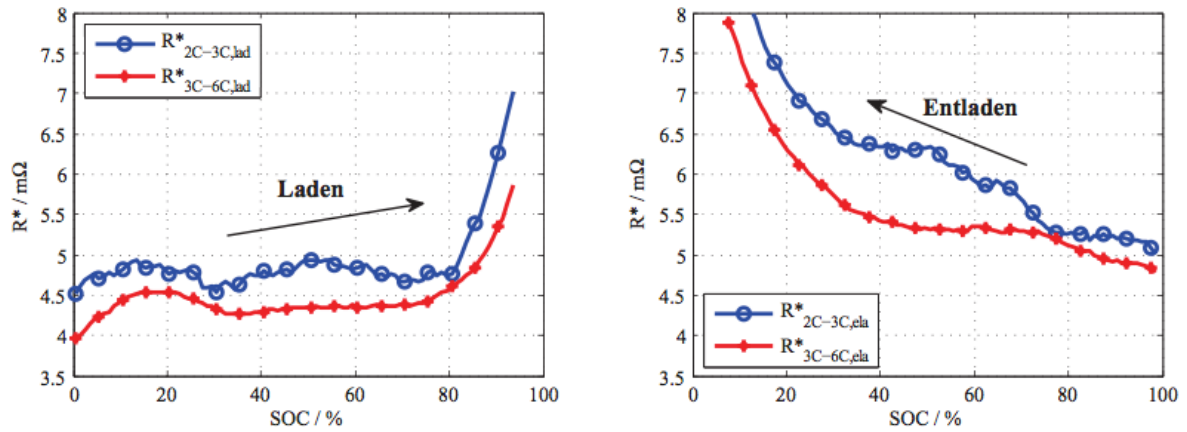


Abbildung 105: Typischer Widerstandsverlauf einer LFP Zelle [158]

10A: Getriebeauslegung

Ausgehend von dem notwendigen Gesamtübersetzungsverhältnis und einer optimalen Lage des Wirkungsgrades bei 90 km/h wurde das Getriebe abgestuft. In Abbildung 106 ist eine schematische Darstellung des Getriebes dargestellt.

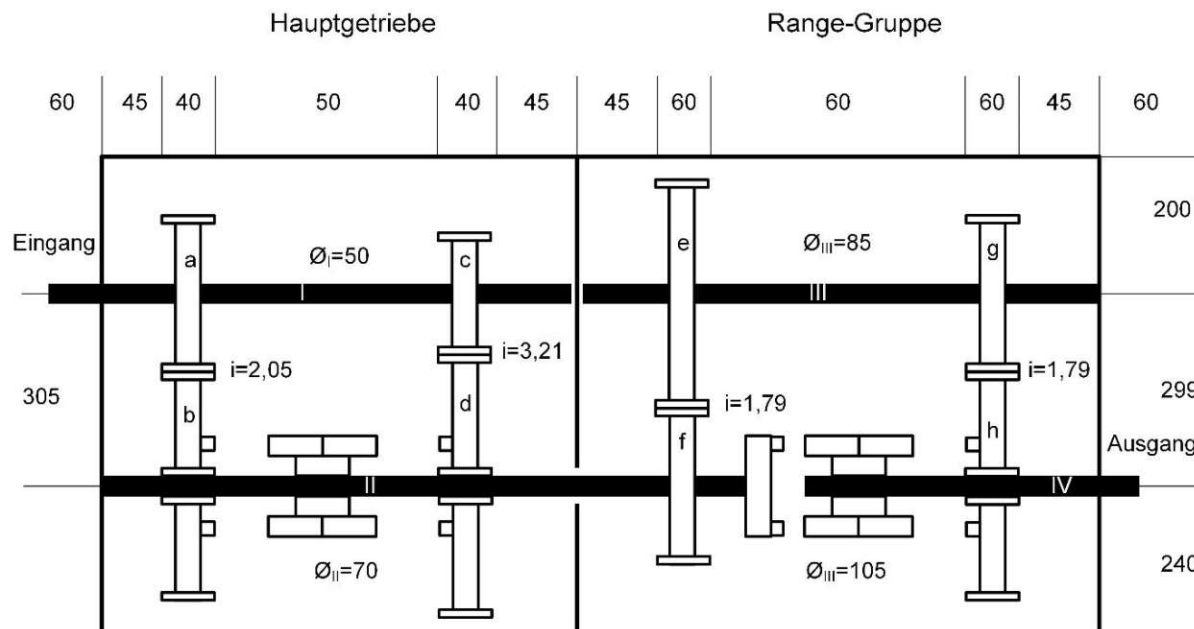


Abbildung 106: Schematische Darstellung des Getriebes (Abmessungen in mm)

Die Abmessungen ergeben sich aus der Abschätzung der Zahnradbreiten sowie der Zähnezahlen in Kombination mit dem Modul. Die Wellendurchmesser wurden mithilfe der Formel (79) überschlagsmäßig berechnet. [159]

$$d_{\min} = 2,7^{*3} \sqrt{\frac{M}{\tau_{\text{TSCH}}}} \quad (79)$$

d_{\min} minimaler Wellendurchmesser [mm]

M maximales Eingangsmoment unter Berücksichtigung eines Anwendungsfaktors von 1,1 [mm]

τ_{TSCH} erlaubte Torsionsschwellspannung für 50CrMo4 (565) [N/mm²]

Ausgehend von den Abmessungen wurden die Massen sowie die Massenträgheitsmomente der einzelnen Bauteile abgeschätzt. Die Trägheitsmomente wurden anschließend auf den Eingang sowie den Ausgang aufgeteilt nach Formel (80) und Formel (81). Hier ist als Beispiel der erste Gang dargestellt. In Abbildung 107 sind die Kraftverläufe im Getriebe abhängig vom eingelegten Gang dargestellt.

$$\begin{aligned} I_{\text{IN}_1\text{Gang}} &= I_1 + I_a + I_b * U_1^2 + I_c + I_d * U_2^2 + I_{\text{II}} * U_2^2 + \\ &+ I_f * U_2^2 + I_e * (U_2 * U_{31})^2 + I_{\text{III}} * (U_2 * U_{31})^2 + \\ &+ I_g * (U_2 * U_{31})^2 \end{aligned} \quad (80)$$

$$I_{\text{OUT}_1.\text{Gang}} = I_{\text{IV}} + I_{\text{h}} \quad (81)$$

$I_{\text{IN}_1.\text{Gang}}$ Trägheitsmoment bezogen auf die Eingangswelle [kgm²]

$I_{\text{OUT}_1.\text{Gang}}$ Trägheitsmoment bezogen auf die Ausgangswelle [kgm²]

$I_{\text{I..IV}}$ Trägheitsmoment Getriebewelle I bis IV [kgm²]

$I_{\text{a..h}}$ Trägheitsmoment Zahnrad a bis h [kgm²]

U_1 Übersetzung zwischen Zahnradpaar d und c [-]

U_2 Übersetzung zwischen Zahnradpaar b und a [-]

U_{31} Übersetzung zwischen Zahnradpaar e und f [-]

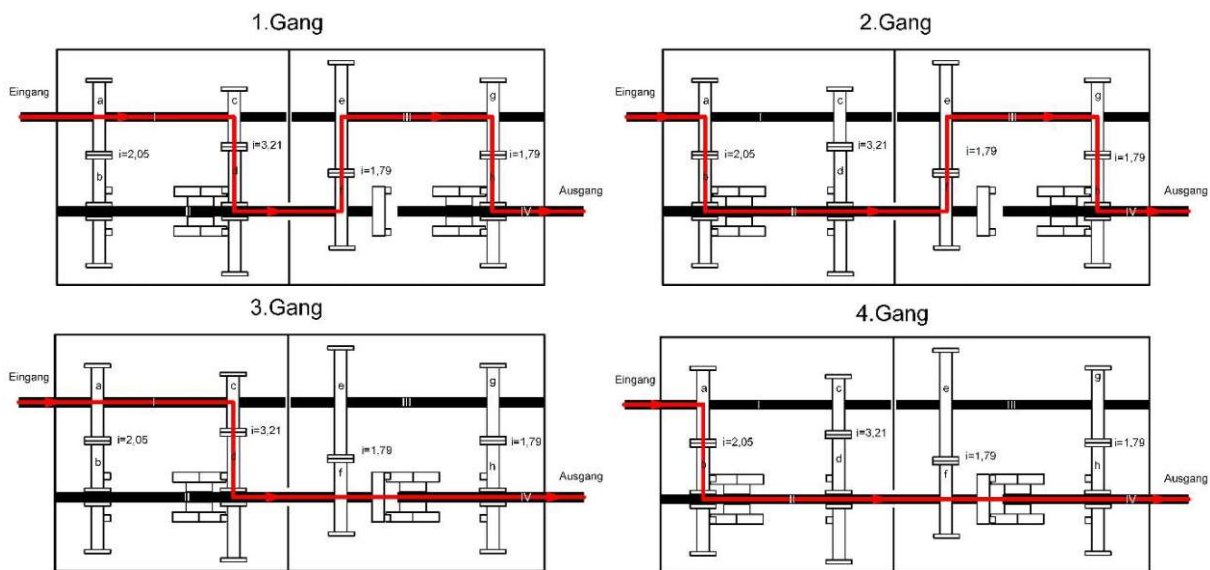


Abbildung 107: Getriebe interner Kraftfluss

11A: Zusatzdiagramme WHVC

Brennstoffzelle Leistungsteilung

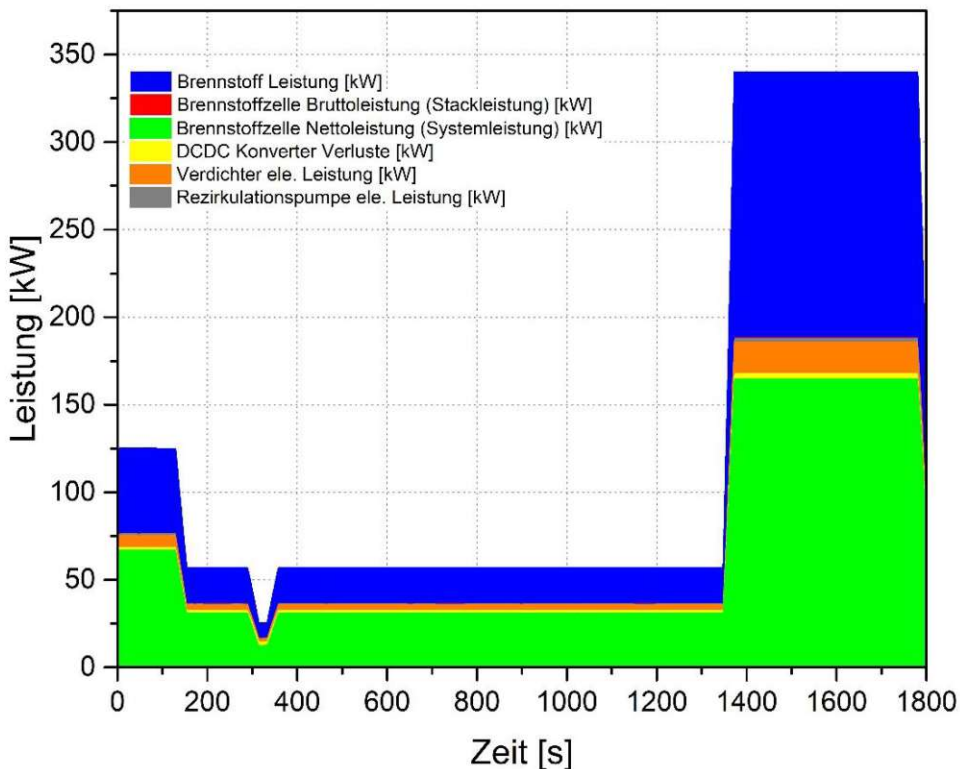


Abbildung 108: Brennstoffzellensystem Leistungsaufteilung im WHVC-Zyklus

Momentanverbrauch - H2 / Luft

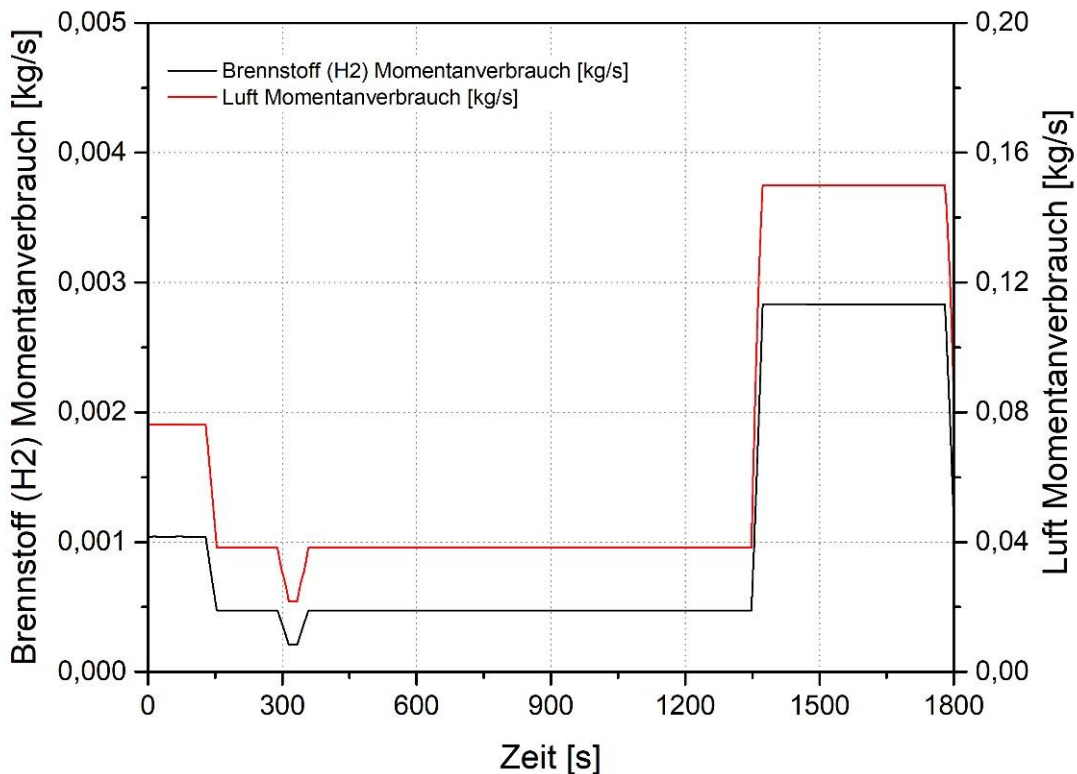


Abbildung 109: Momentanverbrauch von Wasserstoff und Luft im WHVC-Zyklus

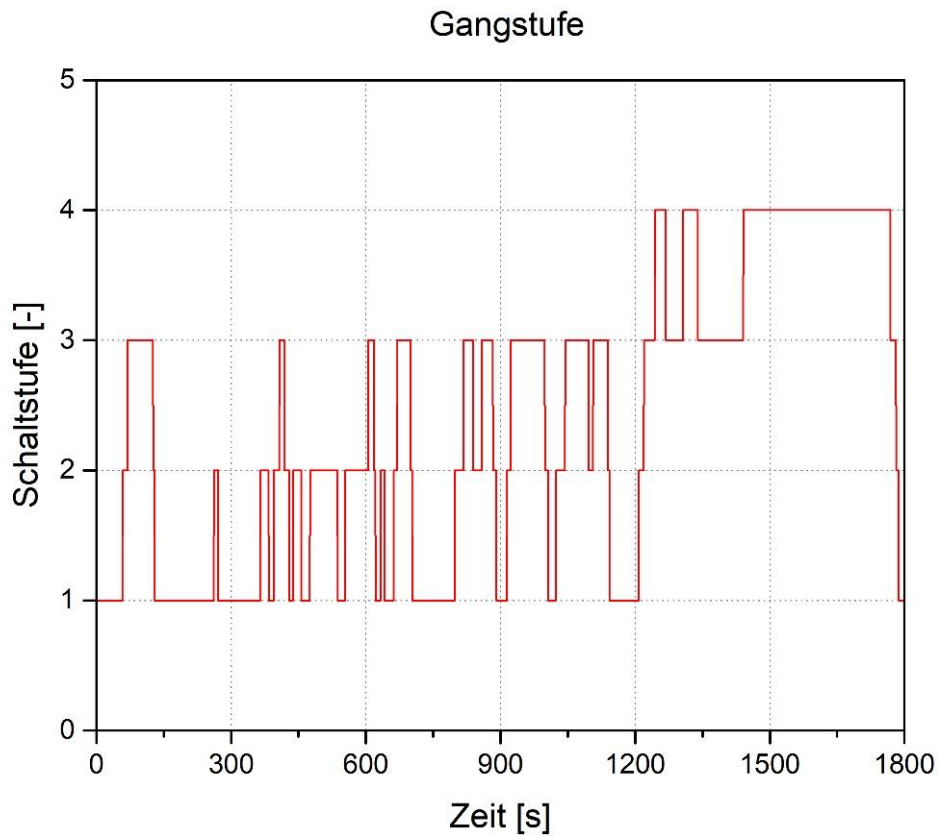


Abbildung 110: Aktive Gangstufe im WHVC-Zyklus

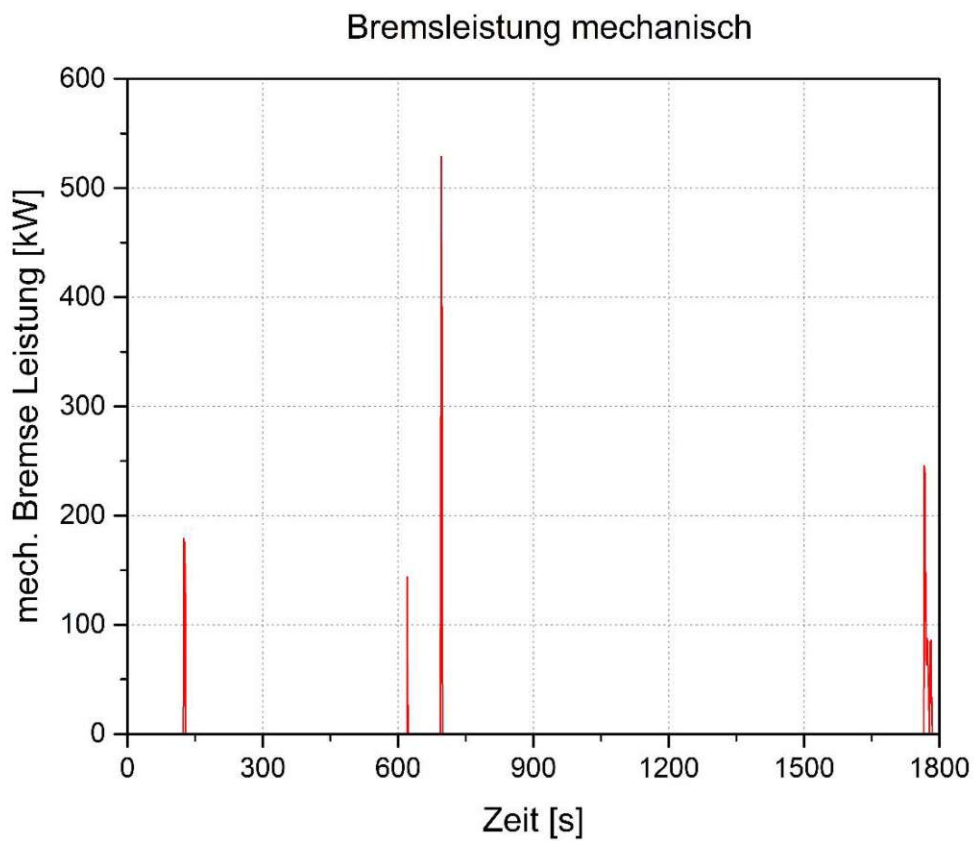


Abbildung 111: mechanische Bremsleistung im WHVC-Zyklus

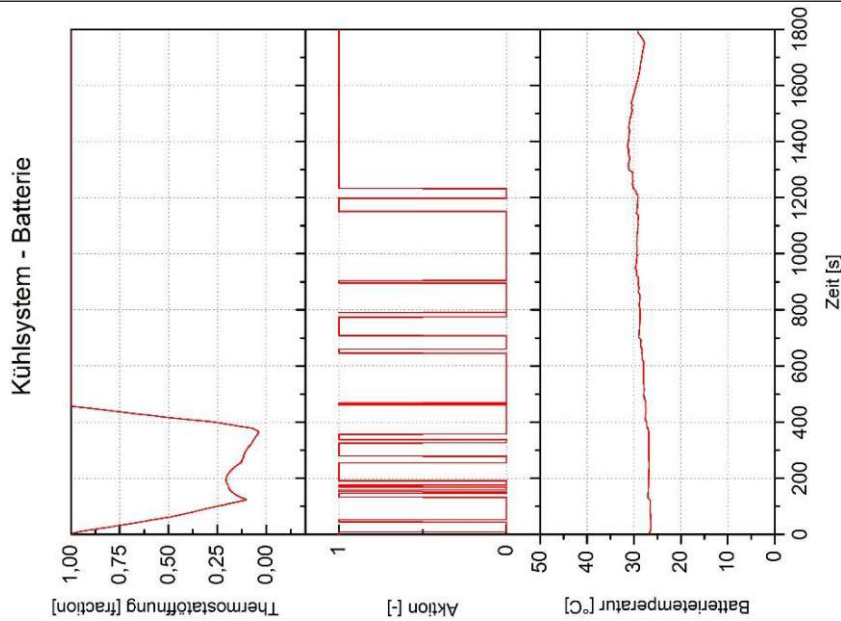


Abbildung 114: Thermostatöffnung und Betriebsphasen der Lüfter des Batterie- / Brennstoffzellenluft Kühlkreislaufs sowie die Temperatur der Batterie bei der Absolvierung des WHVC-Zyklus

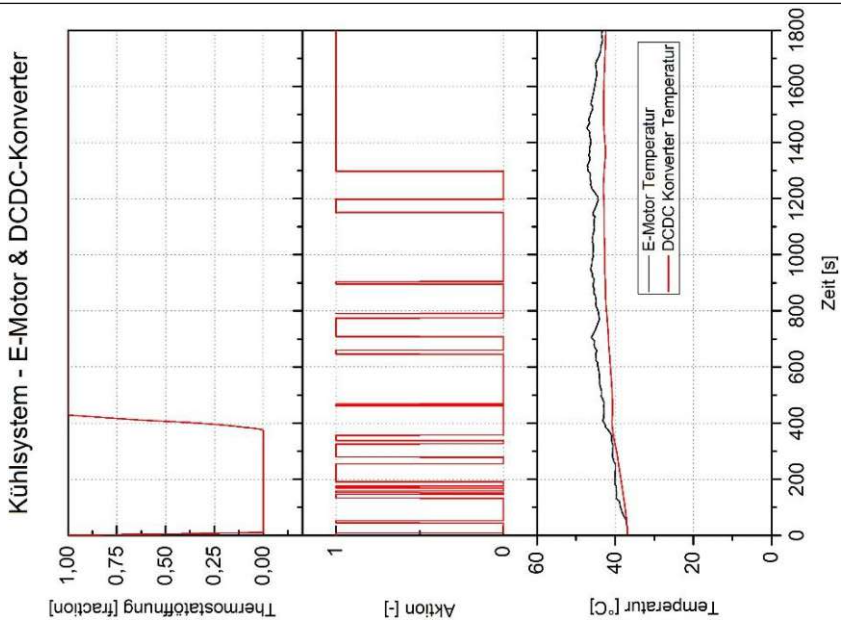


Abbildung 113: Thermostatöffnung und Betriebsphasen der Lüfter des E-Maschinen- / DCDC-Konverter Kühlkreislaufs sowie die Temperatur dieser Komponenten bei der Absolvierung des WHVC-Zyklus

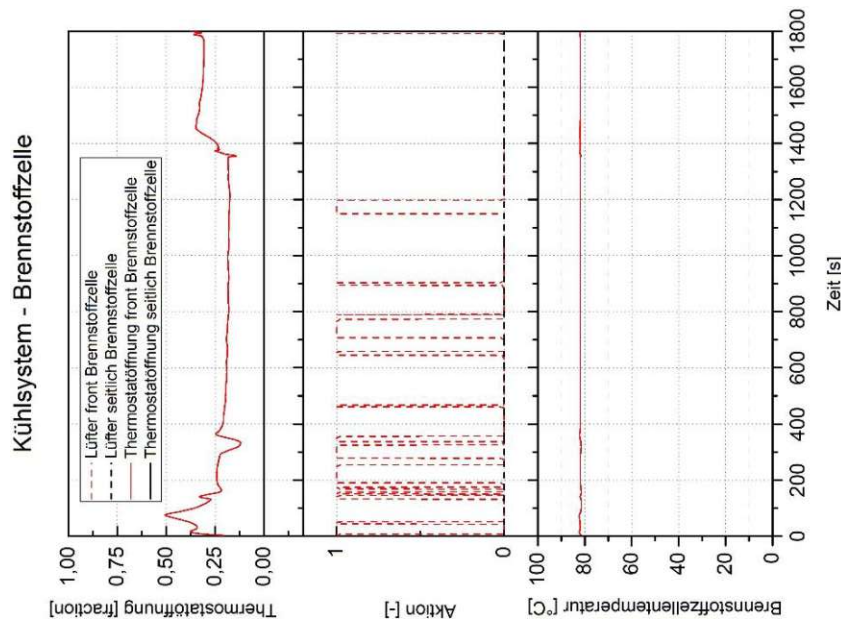


Abbildung 112: Thermostatöffnung und Betriebsphasen der Lüfter des Brennstoffzellenkühlsystems sowie die Temperatur der Brennstoffzelle bei Absolvierung des WHVC-Zyklus

12A: Zusatzdiagramme Long Haul

Brennstoffzelle Leistungsteilung

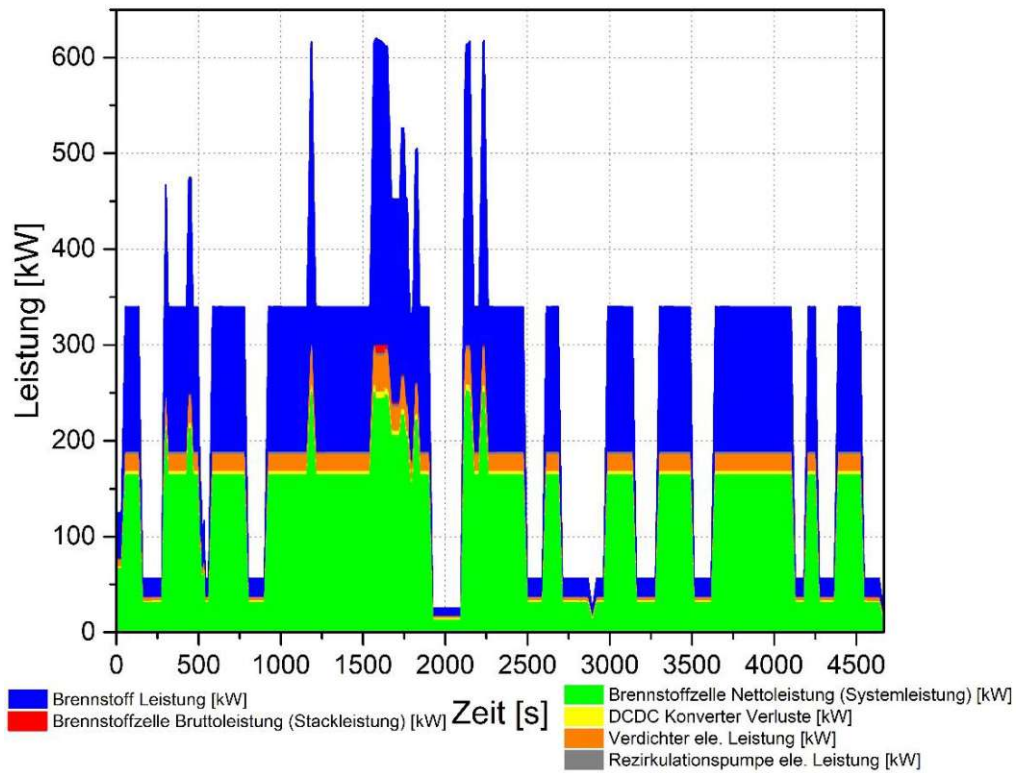


Abbildung 115: Brennstoffzellensystem Leistungsaufteilung im Long Haul-Zyklus

Momentanverbrauch - H2 / Luft

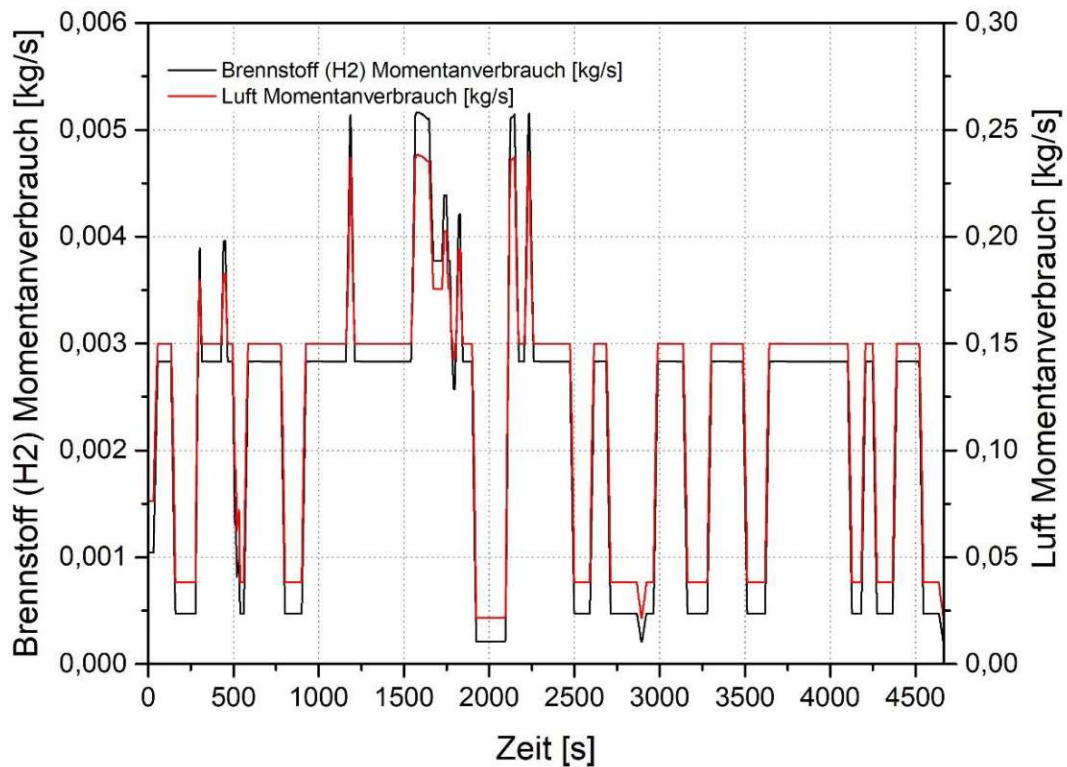


Abbildung 116: Momentanverbrauch von Wasserstoff und Luft im Long Haul-Zyklus

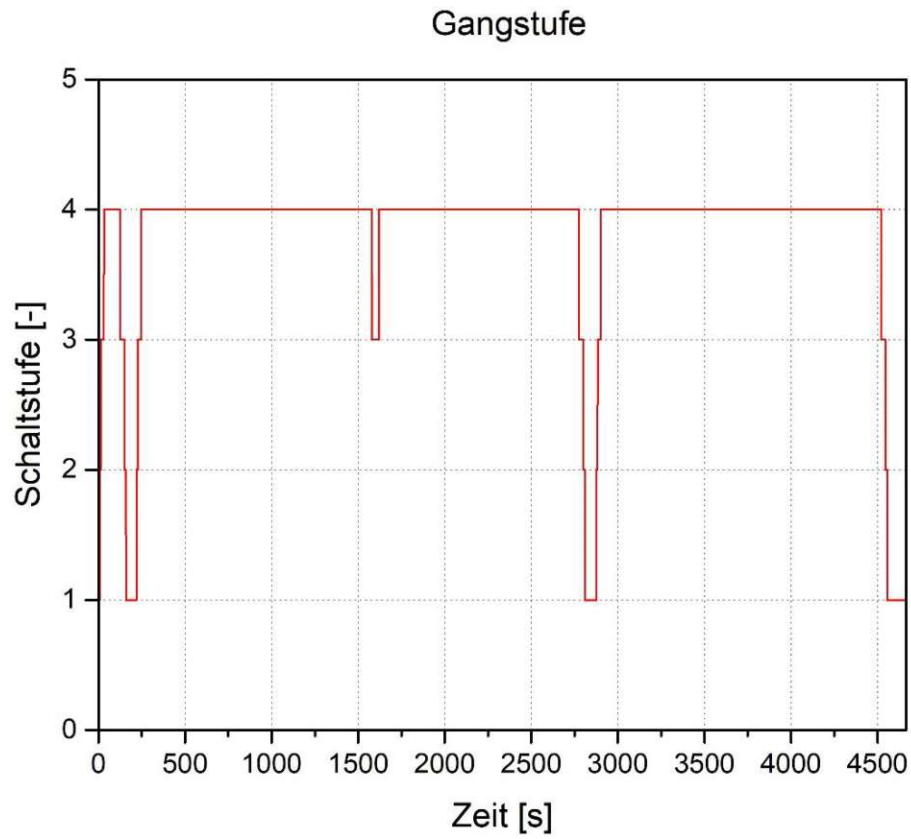


Abbildung 117: Aktive Gangstufe im Long Haul-Zyklus

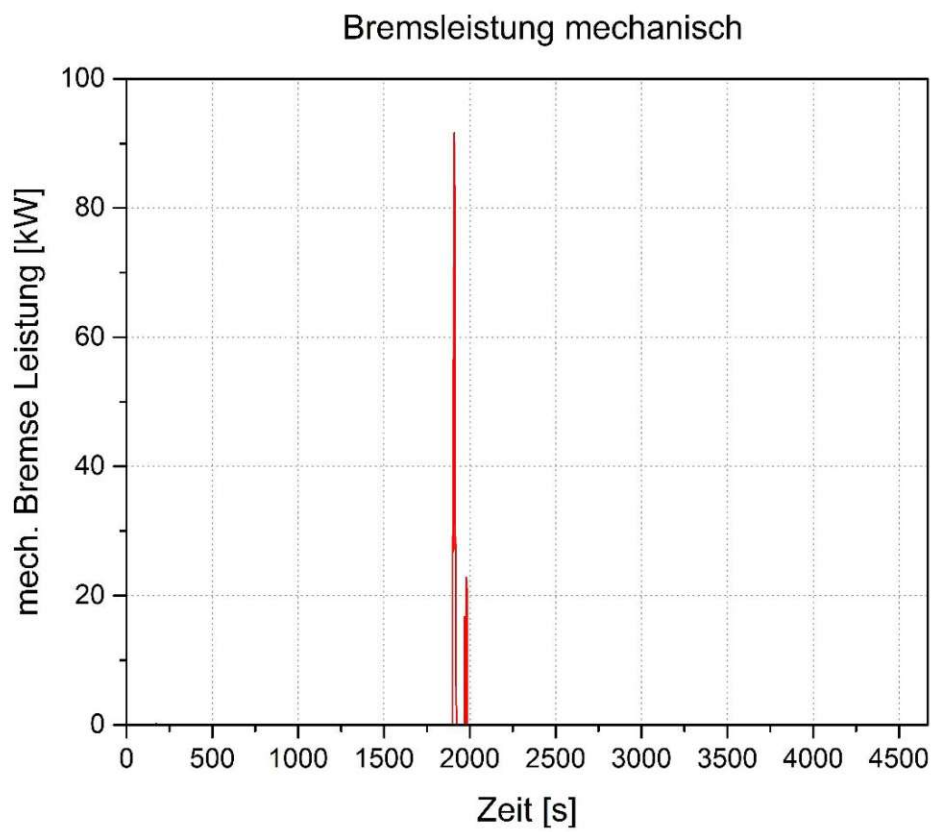


Abbildung 118: mechanische Bremsleistung im Long Haul-Zyklus

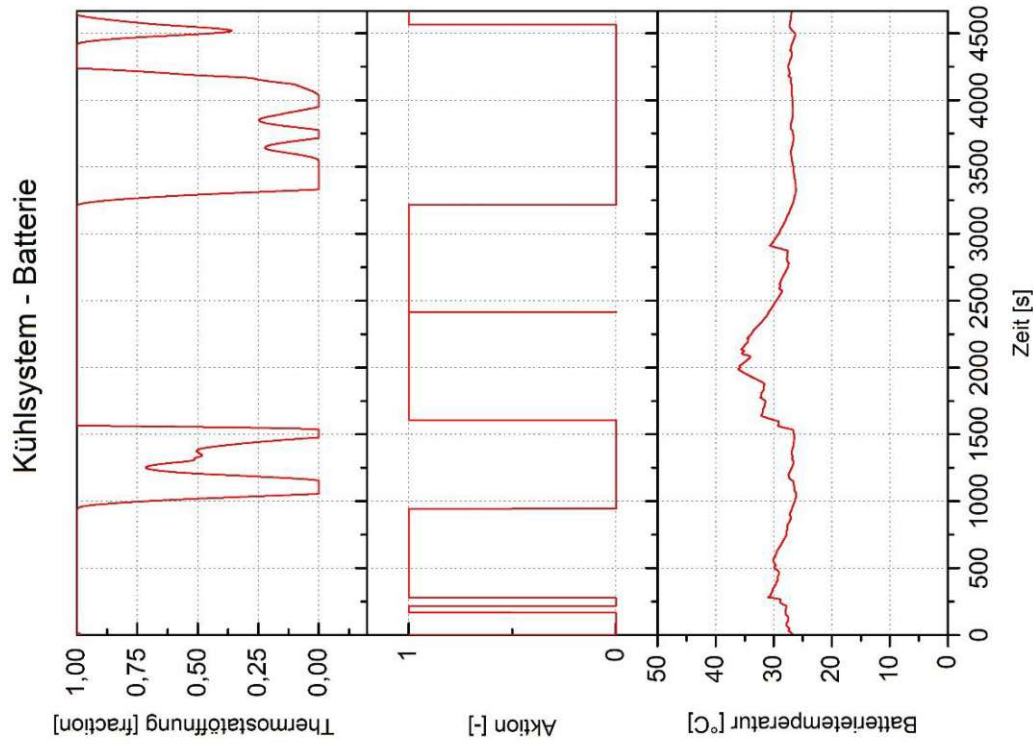


Abbildung 120: Thermostatöffnung und Betriebsphasen der Lüfter des Batterie- / Brennstoffzellenluft Kühlkreislaufs sowie die Temperatur der Batterie bei der Absolvierung des Long Haul-Zyklus

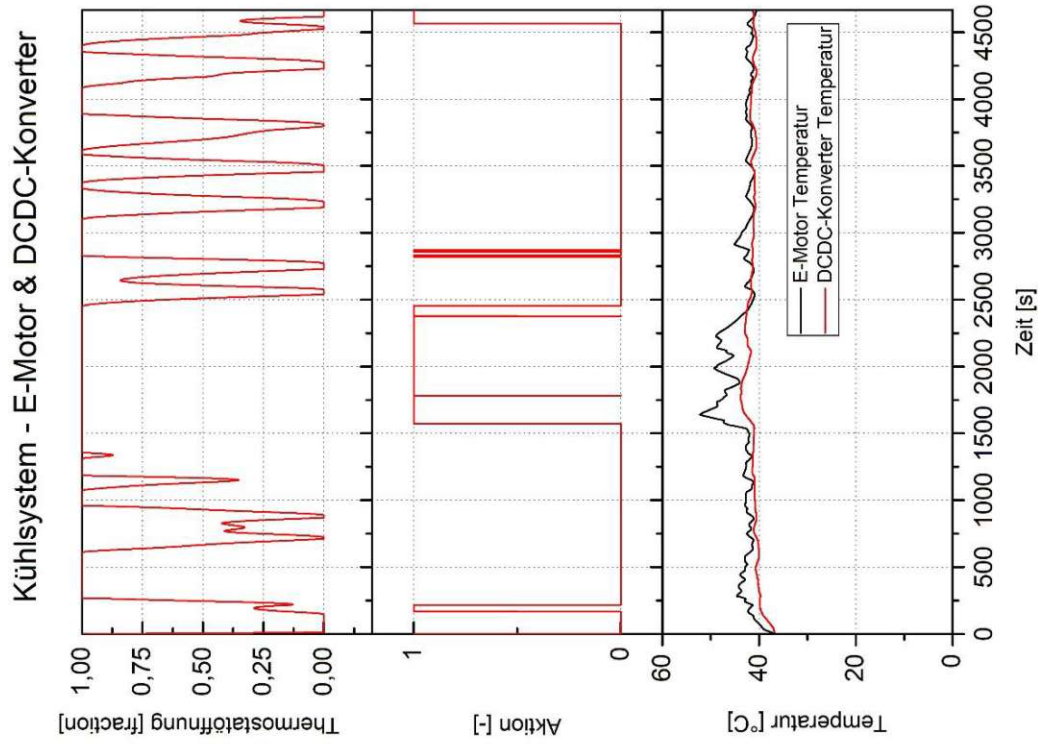


Abbildung 119: Thermostatöffnung und Betriebsphasen der Lüfter des E-Maschinen- / DCDC-Konverter Kühlkreislaufs sowie die Temperatur dieser Komponenten bei der Absolvierung des Long Haul-Zyklus

13A: Zusatzdiagramme Transitroute 1

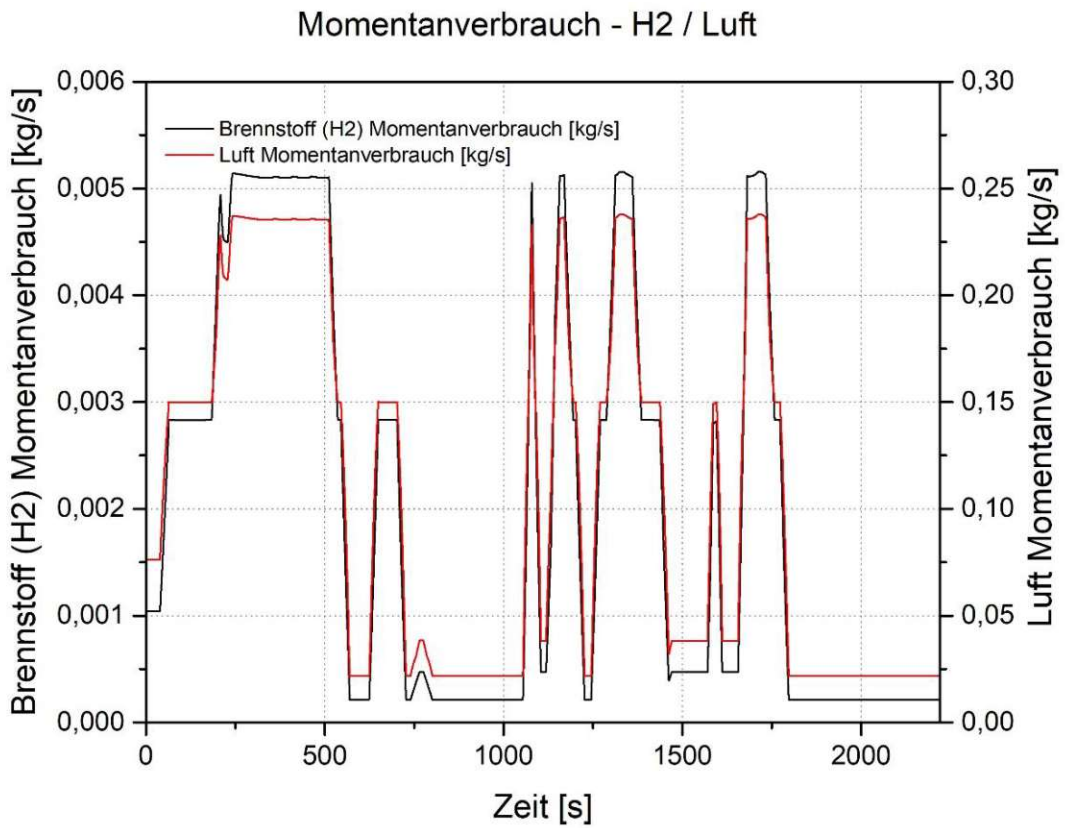


Abbildung 121: Momentanverbrauch von Wasserstoff und Luft bei Absolvierung der Transitroute 1

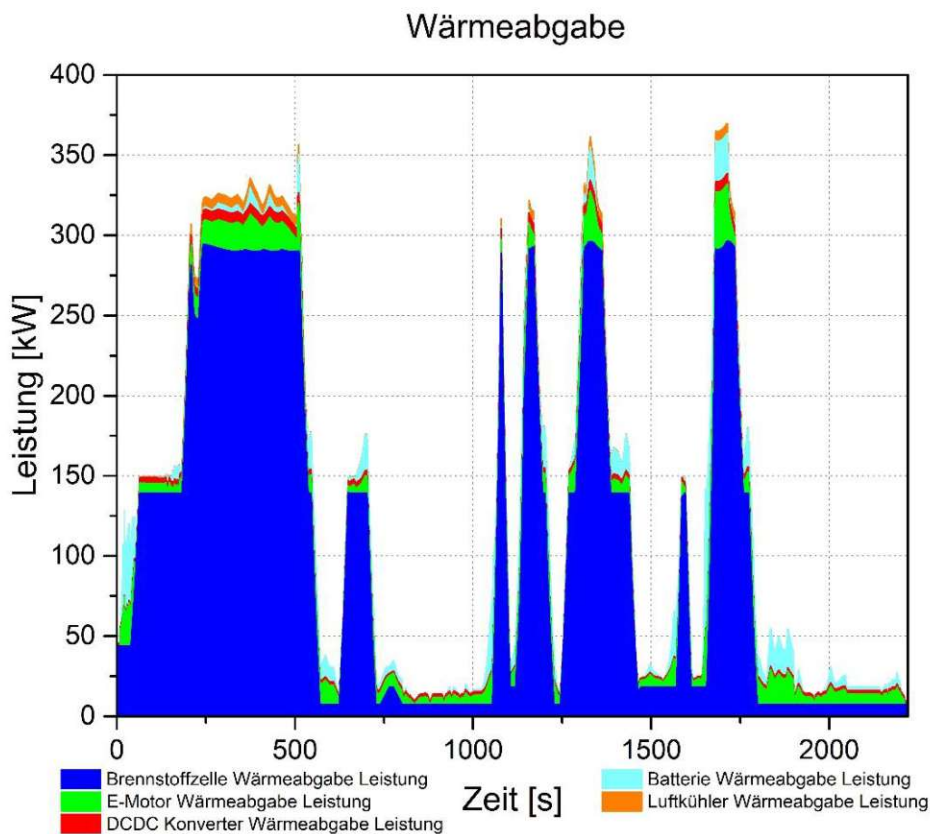


Abbildung 122: Wärmeabgabe der Systeme bei Absolvierung der Transitroute 1

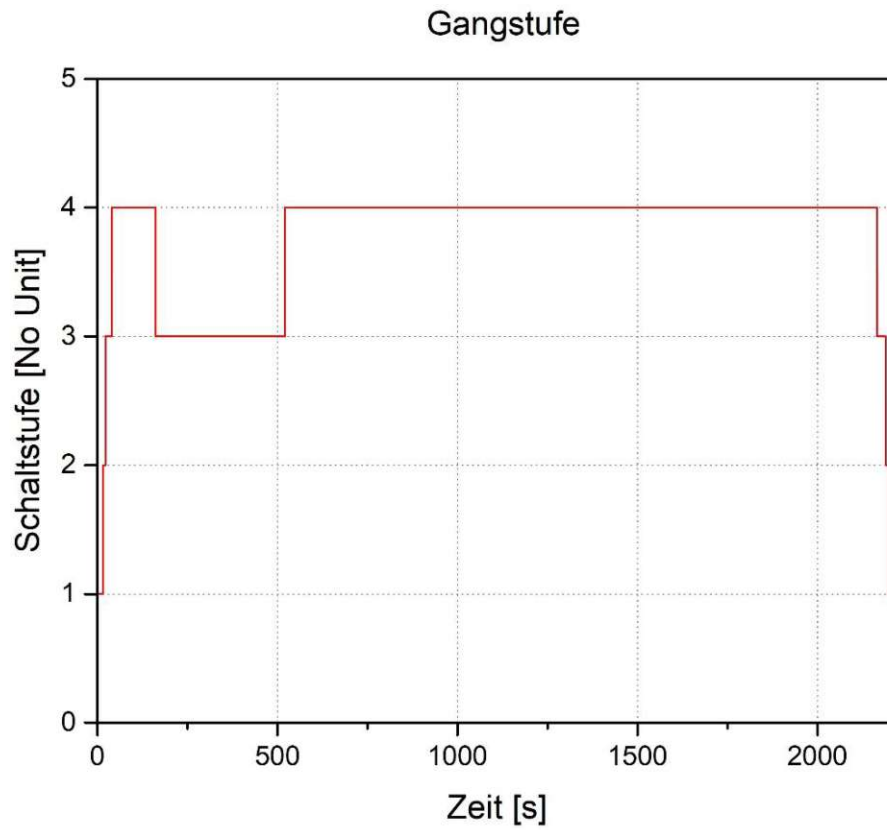


Abbildung 123: Aktive Gangstufe bei Absolvierung der Transitroute 1

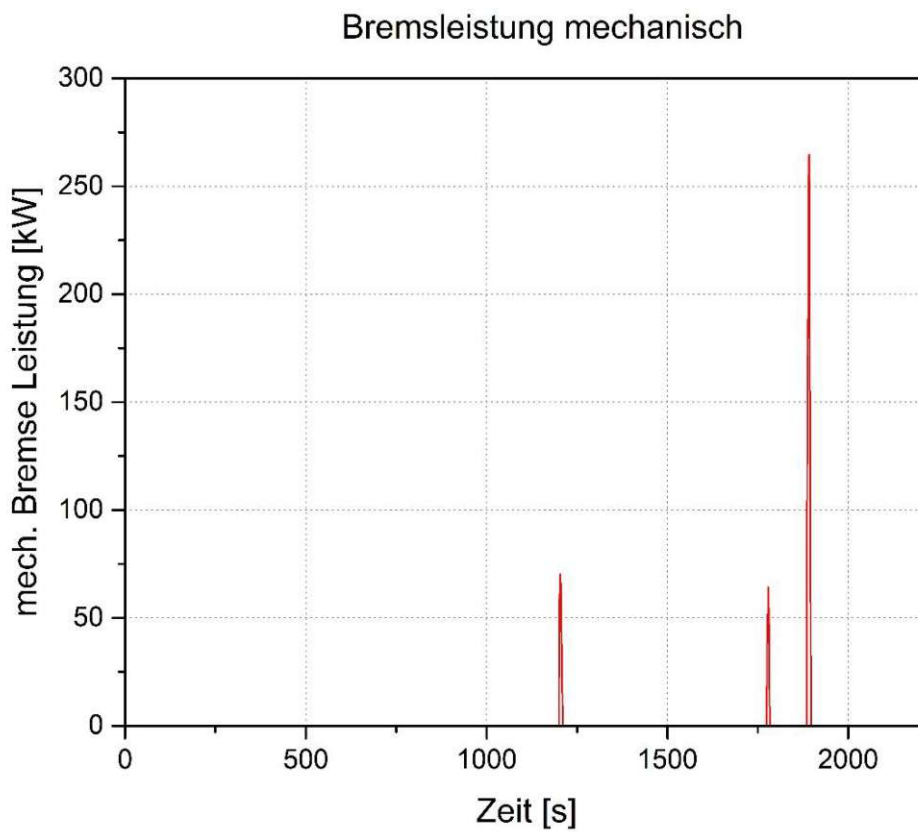


Abbildung 124: Mechanische Bremsleistung bei Absolvierung der Transitroute 1

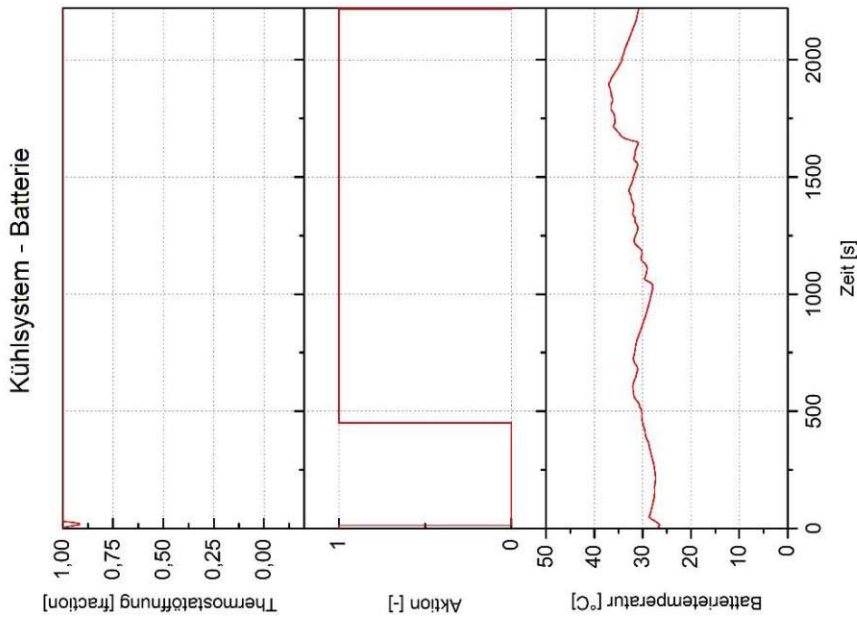


Abbildung 127: Thermostatöffnung und Betriebsphasen der Lüfter des Batterie- / Brennstoffzellenluft Kühlkreislaufs sowie die Temperatur der Batterie bei der Absolvierung der Transitrouten 1

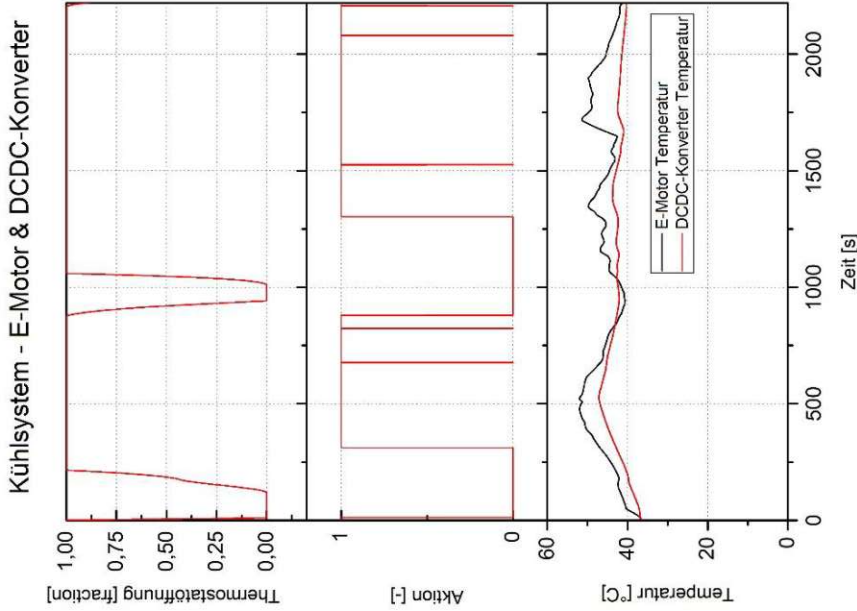


Abbildung 126: Thermostatöffnung und Betriebsphasen der Lüfter des E-Maschinen- / DCDC-Konverter Kühlkreislaufs sowie die Temperatur dieser Komponenten bei der Absolvierung der Transitrouten 1

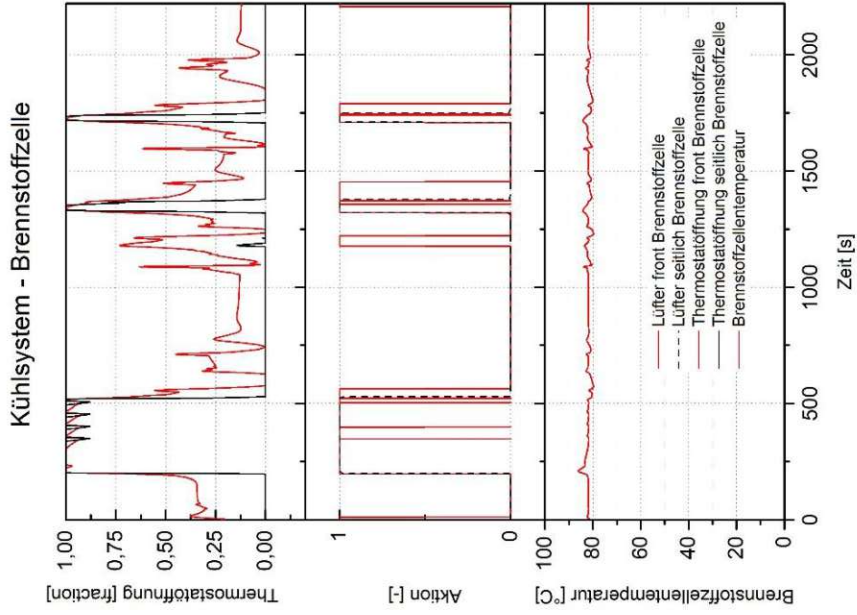


Abbildung 125: Thermostatöffnung und Betriebsphasen der Lüfter des Brennstoffzellenkühlsystems sowie die Temperatur der Brennstoffzelle bei Absolvierung der Transitrouten 1

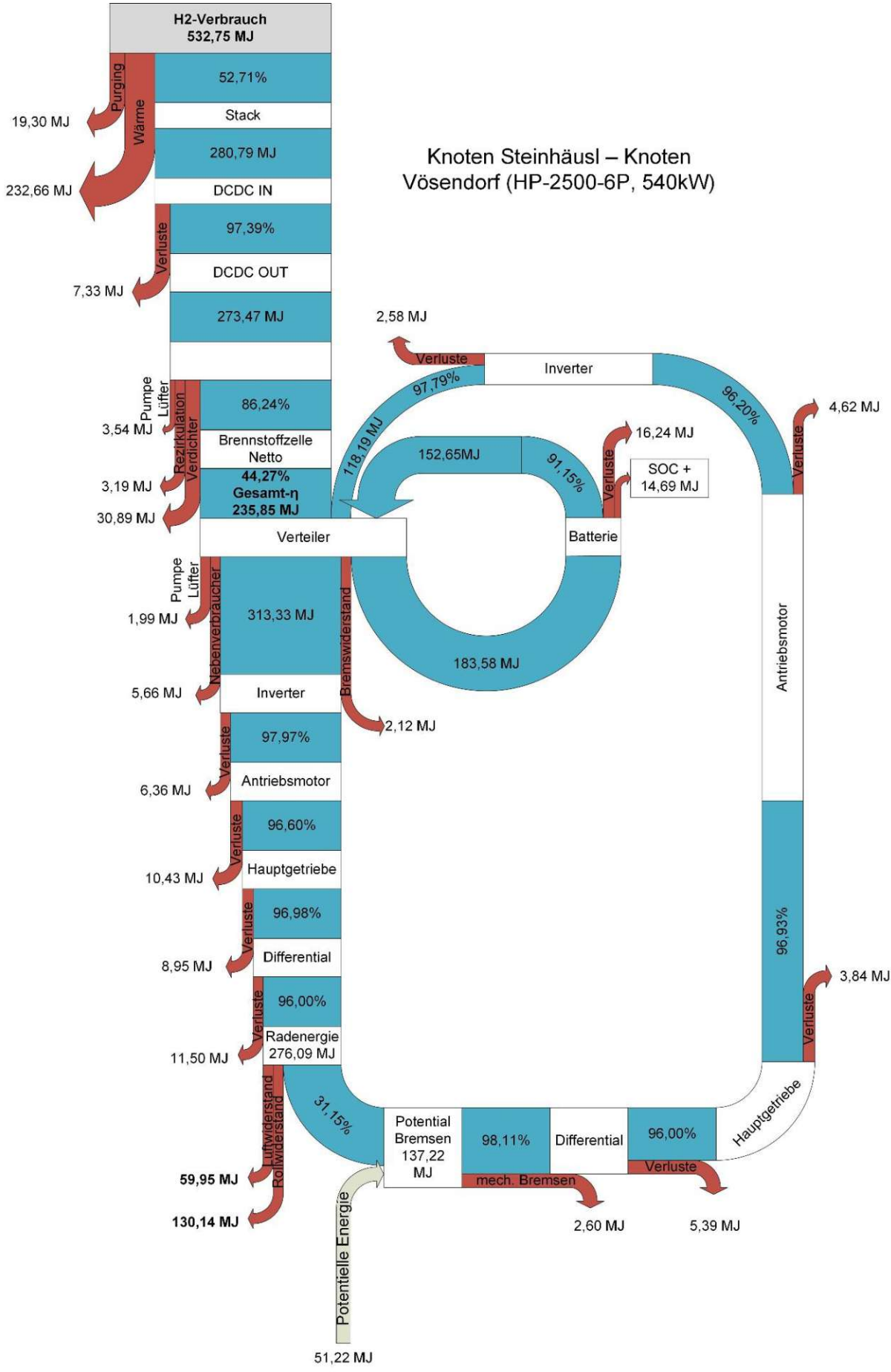


Abbildung 128: Sankey Diagramm der Energieflüsse bei Absolvierung der Transitroute 1

14A: Zusatzdiagramme Transitroute 2

Brennstoffzelle Leistungsteilung

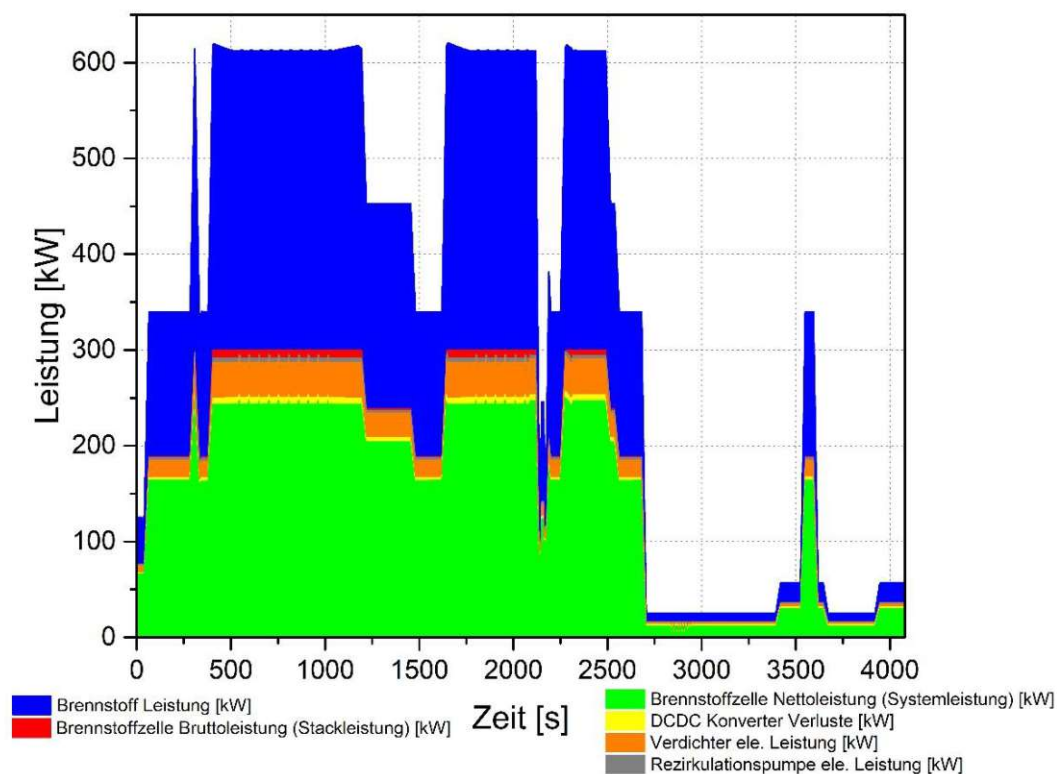


Abbildung 129: Brennstoffzellensystem Leistungsaufteilung bei Absolvierung der Transitroute 2

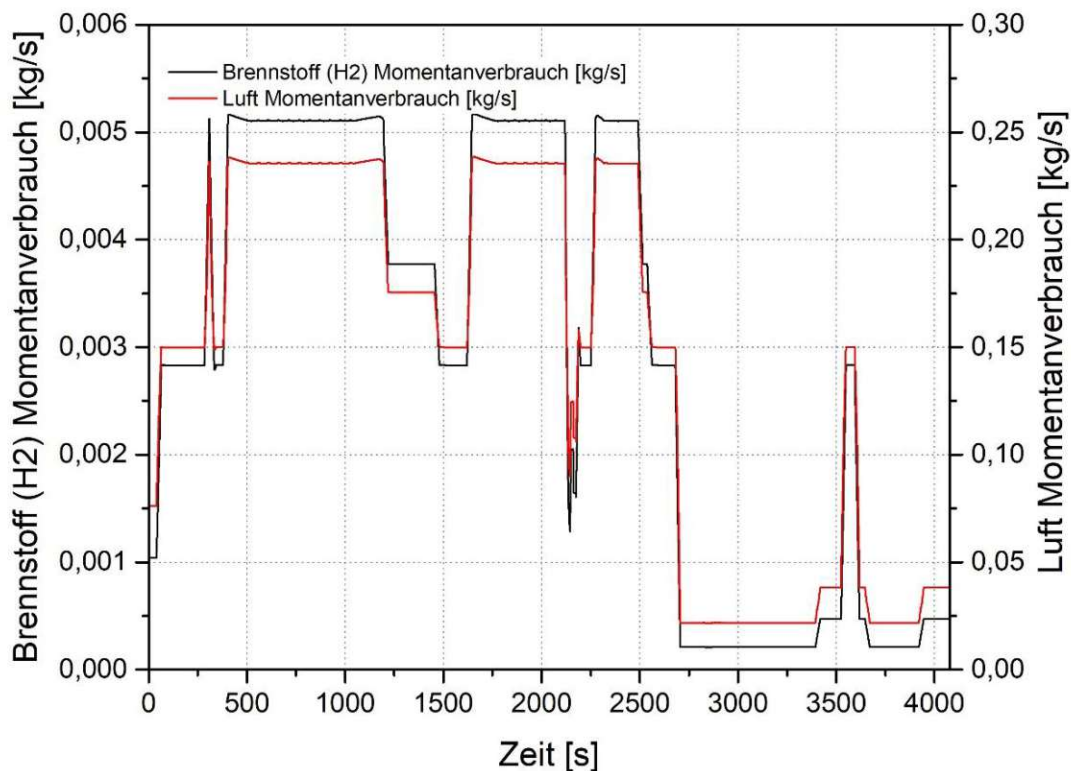
Momentanverbrauch - H₂ / Luft

Abbildung 130: Momentanverbrauch von Wasserstoff und Luft bei Absolvierung der Transitroute 2

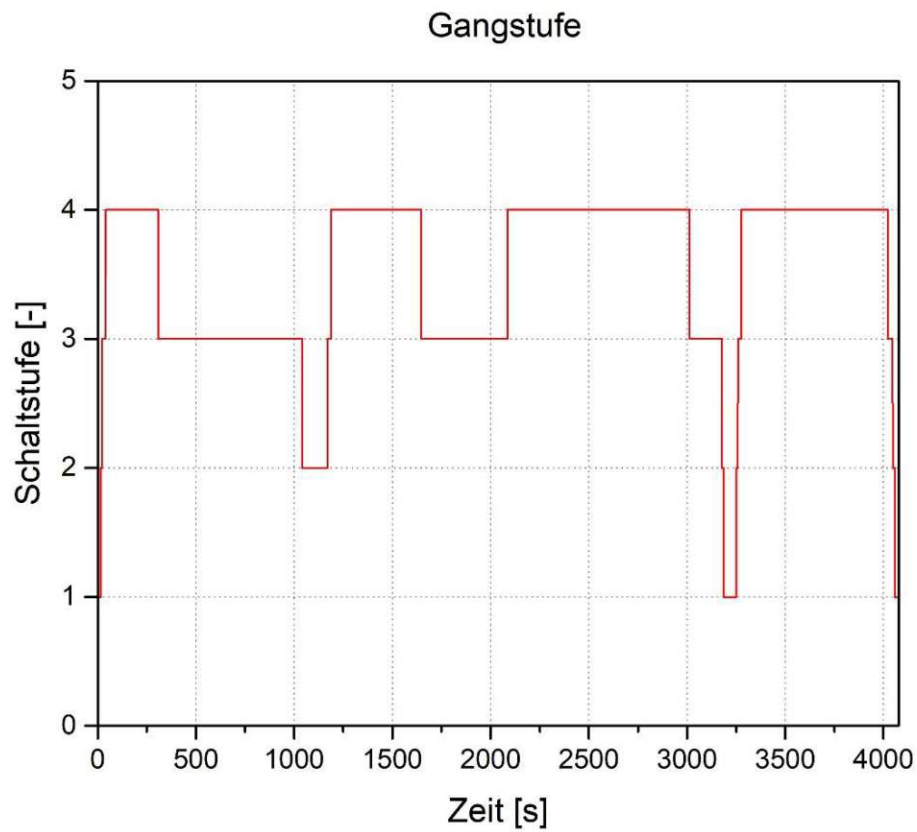


Abbildung 131: Aktive Gangstufe bei Absolvierung der Transitroute 2

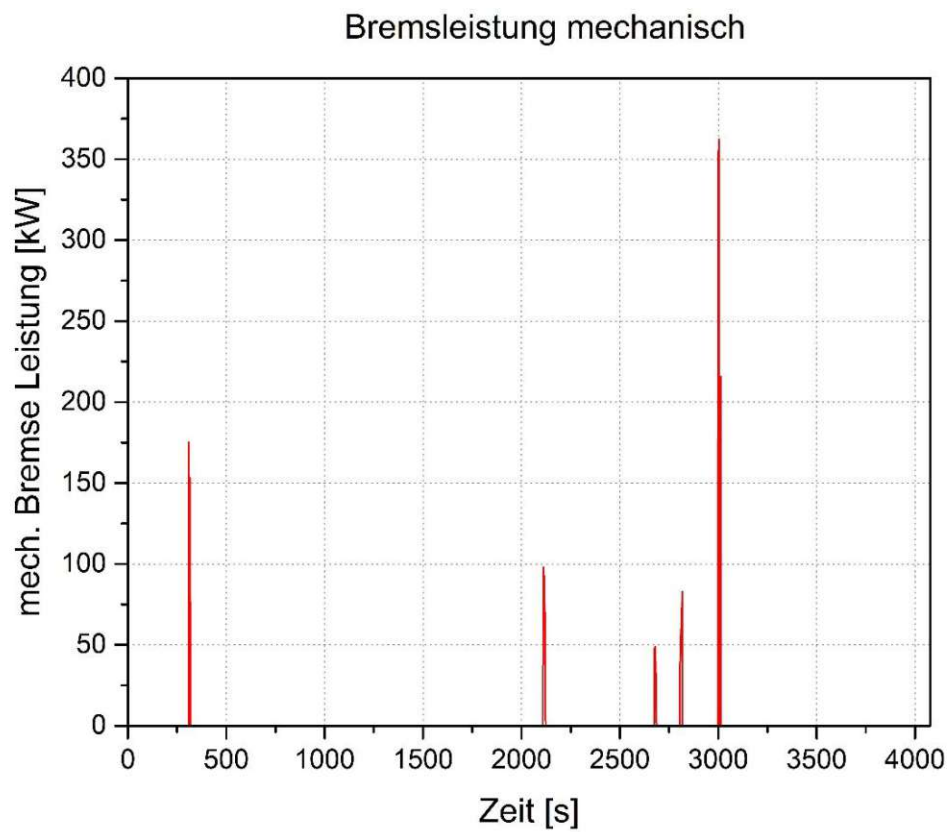
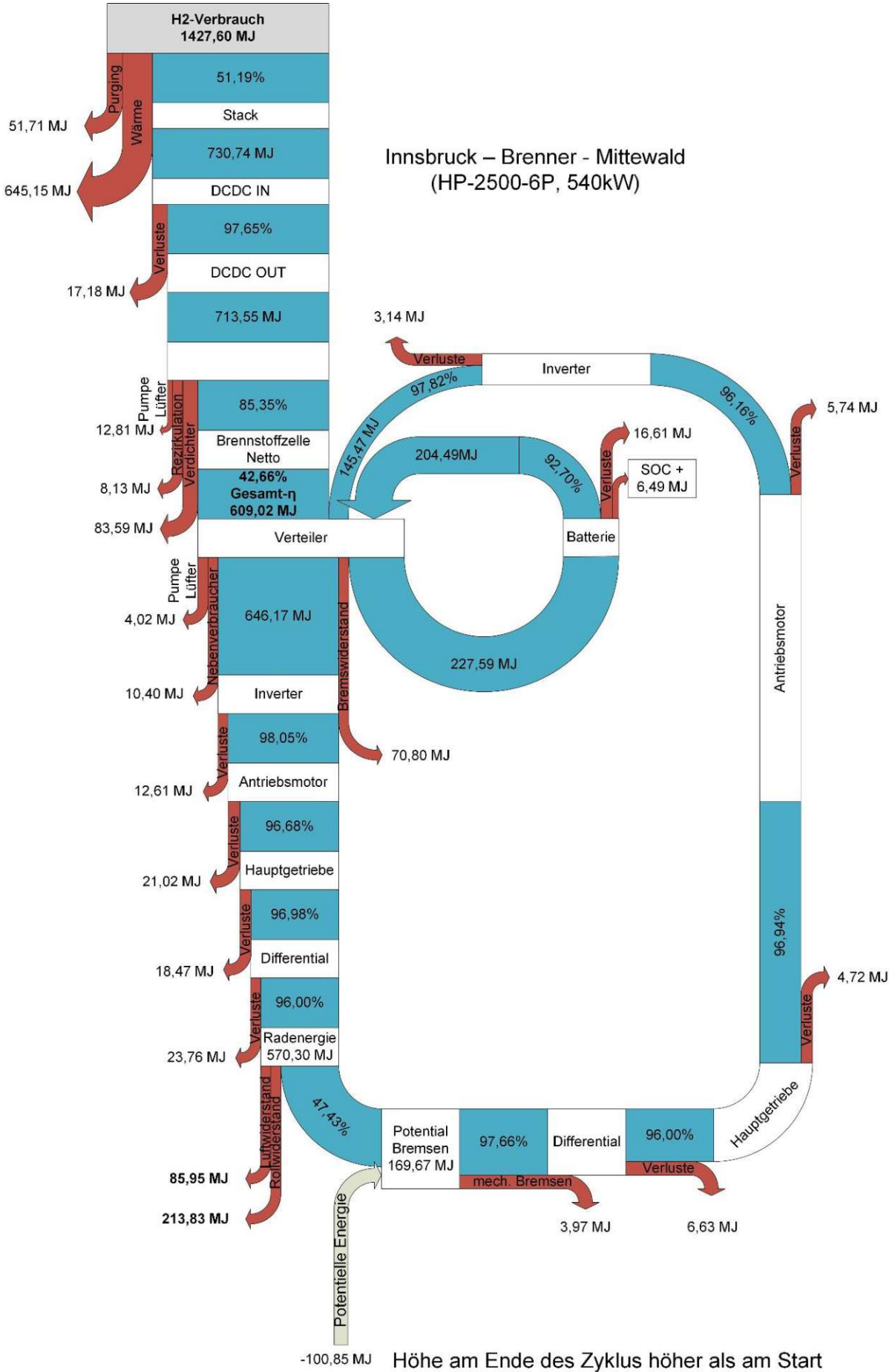


Abbildung 132: Mechanische Bremsleistung bei Absolvierung der Transitroute 2



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
 The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



Abbildung 133: Sankey Diagramm der Energieflüsse bei Absolvierung der Transitroute 2

15A: Stoffdaten - Tabellen

Tabelle 30: Stoffdaten Kühlmittel (EGL-5050) [153]

Temperatur { ϑ , T}	[°C]	0	20	40	60	80	100
	[K]	273,15	293,15	313,15	333,15	353,15	373,15
Dichte { ρ }	[kg/m ³]	1.080,81	1.073,06	1.063,36	1.051,73	1.056,22	1.022,61
kinematische Viskosität { ν }	[m ² /s]	7,4836*10 ⁻⁶	3,6710*10 ⁻⁶	2,1249*10 ⁻⁶	1,3594*10 ⁻⁶	9,438*10 ⁻⁷	6,844*10 ⁻⁷
Prandtzahl {Pr}	[-]	71,211	34,022	19,26	12,161	8,376	6,041
Wärmeleitfähigkeit { λ }	[W/mK]	0,364	0,380	0,394	0,404	0,411	0,416
spezifische Enthalpie {h}	[J/kg]	23.387,3	88.240,4	154.638,2	222.580,5	292.067,6	363.099,2

Tabelle 28: spezifische isobare Wärmekapazität vom Kühlmittel (EGL-5050) [153]

Temperatur { ϑ , T}	[°C]	-13,15	6,85	26,85	46,85	66,85	86,85
	[K]	260	280	300	320	340	360
spez. isobare Wärmekapazität { c_p }	[J/kgK]	3.153,3	3.230,5	3.307,7	3.385	3.462,2	3.539,4

Tabelle 29: Wärmeleitfähigkeit Aluminiumlegierung für Kühler (EN-WA3003) [109]

Temperatur { ϑ , T }	[°C]	0	100
	[K]	273,15	373,15
Wärmeleitfähigkeit	[W/mK]	202	180

Tabelle 31: Stoffdaten Luft [109]

Temperatur { ϑ , T}	[°C]	0	20	40	60	80	100
	[K]	273,15	293,15	313,15	333,15	353,15	373,15
Dichte { ρ }	[kg/m ³]	1,2758	1,1885	1,1124	1,0455	0,9862	0,9333
kinematische Viskosität { ν }	[m ² /s]	1,35*10 ⁻⁵	1,532*10 ⁻⁵	1,723*10 ⁻⁵	1,922*10 ⁻⁵	2,13*10 ⁻⁵	2,346*10 ⁻⁵
Prandtlzahl {Pr}	[-]	0,711	0,7081	0,7056	0,7035	0,7018	0,7004
Wärmeleitfähigkeit { λ }	[W/mK]	0,02436	0,025873	0,027354	0,028804	0,030225	0,03162
spezifische Enthalpie {h}	[J/kg]	-25.150	-5.030	15.110	35.260	55.440	75.650
spez. isobare Wärmekapazität { c_p }	[J/kgK]	1.005,9	1.006,4	1.007,1	1.008,2	1.009,7	1.011,5

16A: GT-Suite Modell

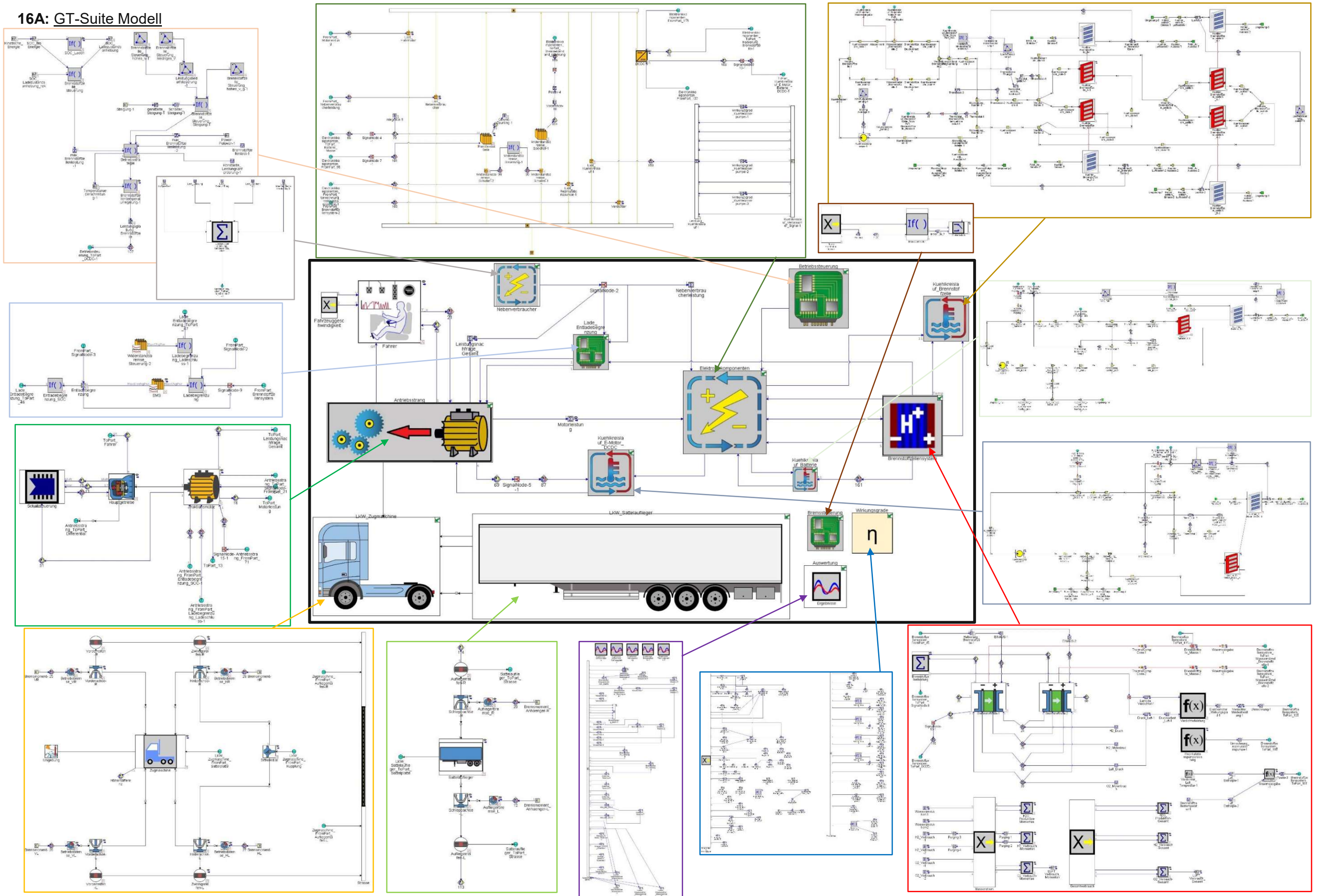


Abbildung 134: GT-Suite Simulationsmodell