



# On-Board-Wassergewinnung und Verdunstungskühlung zur Kühlleistungssteigerung in einem PEM-Brennstoffzellenfahrzeug

Studienarbeit

Autor: B. Sc. Jakob Träger  
Betreuer: M. Sc. Markus Pollak  
Prüfer: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler  
14. Februar 2020



## Studienarbeit

für Herrn Jakob Trägner  
Matrikelnummer: 4453880

### On-Board-Wassergewinnung und Verdunstungskühlung zur Kühlleistungssteigerung in einem PEM-Brennstoffzellenfahrzeug

Auf der Suche nach effizienteren Energieumwandlungsprozessen für den Antrieb von Kraftfahrzeugen zur ressourcen- und umweltschonenderen Erhaltung der Mobilität unserer Gesellschaft stellt die Brennstoffzellentechnologie eine zukunftssträchtige Lösung dar. Speziell die Polymer-elektrolytmembran-Brennstoffzelle (PEM-BZ) hat im Rahmen der Entwicklung der letzten Jahre die technische Machbarkeit des Fahrzeugantriebes durch Brennstoffzellen demonstriert.

Eine Fragestellung der aktuellen Forschung betrifft die Kühlung des Brennstoffzellensystems bei sehr heißen Umgebungsbedingungen. Dazu soll in dieser Studienarbeit ein Beitrag geleistet werden, indem das Potential der Verdunstungskühlung zur Steigerung der Kühlleistung eines Brennstoffzellenfahrzeugs simulativ untersucht wird.

Folgende Aufgaben sollen im Rahmen dieser Arbeit geleistet werden:

- Literaturrecherche zu automobilen Brennstoffzellensystemen, Verdunstungskühlung und Methoden zur On-Board-Wassergewinnung in einem Kraftfahrzeug
- Aufbau und Parametrisierung eines Simulationsmodells zur Abbildung eines fahrzeugnahen Brennstoffzellensystems mit der Möglichkeit der Verdunstungskühlung
- Durchführung von Simulationen zur Bewertung der On-Board-Wassergewinnung und Verdunstungskühlung im Kontext des zuvor modellierten Brennstoffzellenfahrzeugs
- Diskussion der Ergebnisse hinsichtlich einer erzielbaren Kühlleistungssteigerung

Die Bearbeitungszeit des schriftlichen Teils dieser Arbeit beträgt vier Monate.

Abgabe: 14.02.2020

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler

# Eidesstattliche Erklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig angefertigt habe und die Stellen, die im Wortlaut oder wesentlichem Inhalt aus anderen Werken entnommen wurden, mit Quellenangaben versehen habe.

Braunschweig, den 14. Februar 2020

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abkürzungs- und Symbolverzeichnis</b>	<b>2</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>9</b>
<b>2 Grundlagen</b>	<b>10</b>
2.1 PEM-Brennstoffzellen	10
2.1.1 Reversible Zellspannung	10
2.1.2 Verluste	13
2.1.3 Wirkungsgrad	14
2.1.4 Wasserhaushalt	15
2.2 Verdunstungskühlung	16
2.2.1 Adiabate und nicht-adiabate Verdunstungskühlung	16
2.2.2 Korrosion und Ablagerungen	19
2.3 On-Board-Wassergewinnung	19
2.3.1 Methoden zur Wasserversorgung	19
2.3.2 Potenzialabschätzung Abgaskondensat	21
2.3.3 Vereisung	23
<b>3 Aufbau Simulationsmodell</b>	<b>24</b>
3.1 Brennstoffzellenstapel	24
3.1.1 Kinetik-Modell	25
3.1.2 Wassertransport	27
3.1.3 Druckverlust-Modell	27
3.2 Anodenkreis	29
3.2.1 Wasserabscheider	29
3.2.2 Wasserstoffrezirkulation	29
3.3 Kathodenpfad	29
3.3.1 Kompressor	30
3.3.2 Ladeluftkühler	30
3.3.3 Befeuchter	30
3.3.4 Wasserabscheider	31
3.4 Kühlkreislauf	31
3.4.1 Pumpe	31
3.4.2 Hauptwasserkühler	31
3.4.3 Zusatzwassertank und Zusatzpumpe	34
3.5 Wirkungsgraddefinition	34
3.6 Fahrzeugmodell	35
3.6.1 Längsdynamik	35
3.6.2 Antriebsstrang und Batteriemodell	36

3.7	Regelung . . . . .	36
3.7.1	Brennstoffzellensystemmodell . . . . .	36
3.7.2	Fahrzeugmodell . . . . .	37
<b>4</b>	<b>Parametrierung Simulationsmodell</b>	<b>40</b>
4.1	Brennstoffzellenstapel . . . . .	40
4.1.1	Stapelgeometrie . . . . .	40
4.1.2	Fitting Polarisationskurve . . . . .	41
4.2	Brennstoffzellensystem . . . . .	43
4.3	Betriebsbedingungen Brennstoffzellensystem . . . . .	44
4.4	Gesamtfahrzeugmodell . . . . .	44
4.4.1	Kühlluftmassenstrom . . . . .	45
4.4.2	Fahrzyklus . . . . .	45
<b>5</b>	<b>Simulationsergebnisse Brennstoffzellensystem</b>	<b>47</b>
5.1	Stationäre Simulation . . . . .	47
5.2	Instationäre Simulation und Verifizierung der Reglerauslegung . . . . .	48
<b>6</b>	<b>Analyse der On-Board-Wassergewinnung</b>	<b>55</b>
6.1	Flüssigwassermassenstrom im Ausgangssystem . . . . .	55
6.2	Optimierung der Betriebsbedingungen . . . . .	55
6.3	Abkühlung des Abgases . . . . .	59
6.4	Zwischenfazit . . . . .	64
<b>7</b>	<b>Kühlleistungssteigerung durch Verdunstungskühlung</b>	<b>65</b>
7.1	Verdunstungskühlung . . . . .	65
7.2	Stationäre Betrachtung der Kühlleistungssteigerung . . . . .	67
7.3	Fahrzyklus: On-Board-Flüssigwassergewinnung und Verdunstungskühlung . . . . .	71
7.4	Zwischenfazit . . . . .	75
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>77</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>79</b>
	<b>Anhang</b>	<b>84</b>

# Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
ACL	Anodenkatalyseschicht
AGC	Anodengaskanal
AGDL	Anodengasdiffusionsschicht
CCL	Kathodenkatalyseschicht
CGC	Kathodengaskanal
CGDL	Kathodengasdiffusionsschicht
CL	Katalyseschicht
DC	Gleichstrom
FF	Feed Forward, Vorsteuerung
GDL	Gasdiffusionsschicht
GS	Gain-Scheduling
HOR	Hydrogen Oxidation Reaction, Wasserstoffoxidation
HRB	Hydrogen Recirculation Booster, Wasserstoffgebläse
MEA	Membrane Electrode Assembly, Membran-Elektrodeneinheit
NTU	Number of Transfer Units
OC	Operating Conditions, Betriebsbedingungen
ORR	Oxygen Reduction Reaction, Sauerstoffreduktion
PEM	Polymerelektrolytmembran
PI	Proportional-Integral Controller
RH	Relative Humidity, relative Feuchte
SGA	Störgrößenaufschaltung

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
$A$	Fläche	$\text{m}^2$
$A_{\text{Pt}}$	Platinoberfläche je Platinmasse	$\text{m}^2_{\text{Pt}}/\text{gPt}$
$c_w$	Fahrwiderstandsbeiwert	-
$C_p$	Wärmekapazität, isobar	J/K
$d$	Dicke	m
$D$	Diffusionskoeffizient	$\text{m}^2/\text{s}$
$e_i$	Massenfaktor	-
$E$	Energie	J

$E_m^{\text{act}}$	molare Aktivierungsenergie	J/mol
$f$	Rollwiderstandsbeiwert	-
$F$	Faraday-Konstante	C/mol
$F_B$	Beschleunigungswiderstand	N
$F_L$	Luftwiderstand	N
$F_{Ro}$	Rollwiderstand	N
$F_{St}$	Steigungswiderstand	N
$F_W$	Fahrwiderstand	N
$g$	Erdbeschleunigung	m/s <sup>2</sup>
$G$	Freie Enthalpie	J
$\Delta h_{\text{evap}}$	massenspezifische Verdampfungsenthalpie	J/kg
$H$	Enthalpie	J
$i$	Stromdichte	A/cm <sup>2</sup>
$i_{0,s}$	Austauschstromdichte	A/cm <sup>2</sup>
$i_x$	Stromdichte infolge Wasserstoffübertritts	A/cm <sup>2</sup>
$I$	Strom	A
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient	W/(m <sup>2</sup> · K)
$K$	Kondensationsrate	%
$m$	Masse	kg
$M$	Molare Masse	g/mol
$n$	Anzahl	-
$n_{\text{drag}}$	Drag-Koeffizient	-
$p$	Druck	Pa
$P$	Leistung	W
$P_{\text{aux}}$	Leistung durch Nebenverbraucher	W
$P_W$	Fahrwiderstandsleistung	W
$Q$	Ladung	C
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$R$	elektrischer Widerstand	$\Omega$
$R_m$	molare Gaskonstante	J/mol
$S$	Entropie	J/K
$t$	Zeit	s
$T$	Temperatur	K
$U$	innere Energie	J
$U$	Spannung	V
$v$	Geschwindigkeit	m/s
$V$	Volumen	m <sup>3</sup>
$x$	Stoffmengenanteil	%
$x$	Dampfgehalt	%
$z$	Anzahl Ladungsträger	-
$\alpha$	Durchtrittsfaktor	-

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	$W/(m^2 \cdot K)$
$\beta$	Stoffübergangskoeffizient	m/s
$\beta$	Steigungswinkel	°
$\gamma$	kinetische Reaktionsordnung	-
$\eta$	Überspannung	V
$\eta$	Wirkungsgrad	%
$\vartheta$	Temperatur	°C
$\lambda$	Stöchiometrie	-
$\mu$	dynamische Viskosität	Pa · s
$\nu$	Stöchiometrischer Koeffizient	-
$\xi$	Massenanteil	%
$\rho$	Dichte	$kg/m^3$
$q_{Pt}$	Platinbeladung	$g_{Pt}/m_{MEA}^2$
$\sigma$	Leitfähigkeit	S/m
$\phi$	Volumenanteil	%
$\varphi$	relative Luftfeuchtigkeit	%
$\chi$	Benetzungsanteil	%

**Indizes**

**Bedeutung**

0	thermochemischer Standardzustand
active	aktiv
av	durchschnittlich
Bat	Batterie
CAC	Ladeluftkühler
Car	Fahrzeug
Cell	Brennstoffzelle
cool	Kühlmittel
condensate	kondensierend
CV	Kontrollvolumen
diff	Diffusion
dissolved	gelöst, im gelösten Zustand
drag	Elektroosmose betreffend
drain	abfließend
drive	Antrieb
dry	trocken
eff	effektiv
el	elektrisch
evap	verdunstend
film	(Wasser)film
feed	aufgebracht

g	gasförmig
hum	Befeuchter
hyd	hydraulisch
initial	Anfangswert
is	isentrop
Jet	Düse
l	flüssig
m	molar
max	maximal
mes	measured, Messwert
nec	necessary, notwendig
out	Austritt
overflow	abfließend
Pr	Protonen
Pump	Pumpe
r	Reaktion
red	reduziert
ref	Referenz
rev	Reversibel
sat	gesättigt
Separator	Wasserabscheider
sim	simuliert
sp	set point, Sollwert
Stack	Brennstoffzellenstapel
System	Brennstoffzellensystem
Tank	Tank
th	theoretisch
tot	total, absolut
vol	volumenspezifisch
W	Wasser
wall	Wand
wet	befeuchtet

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Aufbau und Funktionsweise einer PEM-Brennstoffzelle . . . . .	11
2.2	U-i-Kennlinie mit Überspannungen . . . . .	14
2.3	Schematische Darstellung der adiabaten Verdunstungskühlung . . . . .	18
2.4	Schematische Darstellung der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung . . . . .	18
2.5	Kondensationsrate in Abhängigkeit der Gastemperatur . . . . .	22
3.1	Schematischer Aufbau des untersuchten Brennstoffzellensystems . . . . .	25
3.2	Funktionsschichten des verwendeten Brennstoffzellenmodells . . . . .	26
3.3	Viskosität eines Flüssig-Gas-Gemisches in Abhängigkeit des Dampfgehalts . . . . .	28
3.4	Schematische Darstellung eines Diskretisierungselements des Wärmeübertragers . . . . .	32
3.5	Schematische Darstellung der Regelung im Brennstoffzellensystem . . . . .	38
3.6	Schematische Darstellung der Regelung im Fahrzeugmodell . . . . .	39
4.1	Bipolarplatte mit Kanälen des aktiven Bereichs und der Verteilstrukturen . . . . .	41
4.2	Vergleich der Zellspannung zwischen Messdaten und Simulationsmodell . . . . .	42
4.3	Betriebsbedingungen des Brennstoffzellensystems . . . . .	44
4.4	Luftmassenstrom in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit . . . . .	45
4.5	Geschwindigkeitsverlauf des WLTP und des verwendeten Testzyklus . . . . .	46
5.1	Wirkungsgrad des Brennstoffzellenstapels und des Brennstoffzellensystems . . . . .	48
5.2	Spannung und Leistung des Stapels sowie Brennstoffzellensystemleistung . . . . .	49
5.3	Leistung der Nebenverbraucher . . . . .	49
5.4	Sollwert und Istwert der Stromdichte über dem Zeitverlauf . . . . .	50
5.5	Regelgrößen und Sollwertvorgaben im Kathodenpfad . . . . .	51
5.6	Feuchte am Kathodeneintritt, stationäre Ergebnisse . . . . .	52
5.7	Regelgrößen und Sollwertvorgaben im Anodenkreislauf . . . . .	53
5.8	Regelgrößen und Sollwertvorgaben im Kühlkreislauf . . . . .	54
6.1	Flüssigwassermassenstrom am Kathoden- und Anodenaustritt . . . . .	56
6.2	Flüssigwassermassenstrom bei Variation der Betriebsbedingungen . . . . .	57
6.3	Veränderung des Systemwirkungsgrads bei Variation der Betriebsbedingungen . . . . .	57
6.4	Veränderungen des Wärmestroms bei Variation der Betriebsbedingungen . . . . .	58
6.5	Systemverschaltung im Kathodenpfad mit Abgaskühler . . . . .	60
6.6	Kondensationsrate in Abhängigkeit der Abgastemperatur . . . . .	61
6.7	Untersuchung der Abgaskühlung . . . . .	61
6.8	Flüssiger Wassermassenstrom nach der Abgaskühlung über der Stromdichte . . . . .	62
6.9	Wärmestrom am Abgaskühler über der Stromdichte . . . . .	63
7.1	Verdunstungsrate in Abhängigkeit des aufgesprühten Wassermassenstroms . . . . .	66

7.2	Wärmeströme am Hauptwasserkühler . . . . .	67
7.3	Stationäre Simulationsergebnisse von Fahrten mit konstanten Geschwindigkeiten . . . . .	68
7.4	Stromdichte des Stapels in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit . . . . .	68
7.5	Kühlungsdefizit in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit . . . . .	69
7.6	Notwendiger Flüssigwassermassenstrom auf den Hauptwasserkühler . . . . .	70
7.7	Soll- und Istwert der Brennstoffzellensystemleistung im Fahrzyklus. . . . .	71
7.8	Stromdichte des Stapels über den Zeitverlauf des Fahrzyklus. . . . .	72
7.9	Kühlmitteleintrittstemperatur über den Zeitverlauf des Fahrzyklus . . . . .	73
7.10	Fahrzyklus mit Verdunstungskühlung . . . . .	74
7.11	Wassermasse im Zusatztank am Ende des Fahrzyklus . . . . .	75
7.12	Maximale Kühlmitteleintrittstemperatur in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur . . . . .	76

# Tabellenverzeichnis

3.1	Modelle zur Berechnung einer Mischviskosität . . . . .	28
4.1	Parametrierung Brennstoffzellenstapelmodell . . . . .	40
4.2	Parametrierung Kanalstruktur im aktiven Bereich und in den Verteilstrukturen . . .	41
4.3	Parameter der Tafel-Kinetik . . . . .	42
4.4	Parametrierung Brennstoffzellensystem . . . . .	43
4.5	Parametrierung Fahrzeugmodell . . . . .	45
4.6	Dauer und maximale Geschwindigkeit der Abschnitte des WLTP und des Testzyklus	46
5.1	Umgebungsbedingungen für die Simulation des Brennstoffzellensystemmodells . .	47
7.1	Betriebsszenarien zur Untersuchung der Verdunstungskühlung . . . . .	65
A.1	Stützstellen für die Betriebsbedingungen . . . . .	84

# 1 Einleitung

Brennstoffzellenfahrzeuge können zentrales Element in der zukünftigen Mobilität werden. Die Polymerelektrolytmembran-Brennstoffzelle (PEM-BZ) nimmt dabei eine wichtige Rolle ein und kommt bereits in ersten Serienfahrzeugen zum Einsatz. Im Gegensatz zur batterieelektrischen Mobilität ist ein Auftanken ähnlich wie bei konventionellen Fahrzeugen möglich. Die PEM-BZ arbeitet lokal CO<sub>2</sub>-neutral: ihr einziges Reaktionsprodukt ist Wasser. Eine Herausforderung ist die Kühlung des Brennstoffzellensystems bei hohen Außentemperaturen. Im Gegensatz zu konventionellen Fahrzeugen wird kaum Wärme über das Abgas abgegeben. Die Temperatur des Kühlmittels und damit die Temperaturdifferenz zur Umgebung ist zudem geringerer als bei Verbrennungskraftmaschinen. Die Verdunstungskühlung kann die Kühlung der Brennstoffzelle unterstützen. Diese nutzt den Effekt, dass für den Phasenwechsel von flüssigem Wasser zu Wasserdampf eine große Energiemenge notwendig ist. Das dazu notwendige flüssige Wasser kann dabei von der Brennstoffzelle selbst produziert und ihrem Abgas entnommen werden.

Im Rahmen dieser Arbeit soll die On-Board-Wassergewinnung und die Verdunstungskühlung zur Kühlleistungssteigerung in einem PEM-Brennstoffzellenfahrzeug untersucht werden. In Kapitel 2 werden dazu Grundlagen im Bereich der PEM-Brennstoffzelle und der Verdunstungskühlung geschaffen. Außerdem werden Methoden zur Wasserversorgung aus der Literatur vorgestellt. Anhand einfacher theoretischer Überlegungen wird das Potenzial der Wassergewinnung aus dem Abgas erläutert. Um die Verdunstungskühlung und die On-Board-Wassergewinnung simulativ zu untersuchen, wird in Kapitel 3 ein Simulationsmodell für das Brennstoffzellensystem und ein vereinfachtes Fahrzeugmodell aufgebaut. Besonderes Augenmerk liegt dabei auf dem Modell des Hauptwasserkühlers, das den Effekt der Verdunstungskühlung abbilden kann. Die Modelle werden in Kapitel 4 mit Literaturdaten parametrisiert, bevor in Kapitel 5 das Brennstoffzellensystemmodell auf seine Plausibilität überprüft wird. In Kapitel 6 wird das Modell zur Analyse der On-Board-Wassergewinnung genutzt. Es wird untersucht, in welchen Betriebspunkten flüssiges Wasser in der Brennstoffzelle entsteht und wie diese Menge an flüssigem Wasser erhöht werden kann. Abschließend wird in Kapitel 7 die Verdunstungskühlung untersucht und die zur Kühlung notwendigen Wassermengen ermittelt. Dort werden die Fragestellungen der On-Board-Wassergewinnung und Verdunstungskühlung verknüpft: In einem Fahrzyklus wird das Wasser gesammelt, welches in kritischen Kühsituationen auf den Kühler aufgebracht wird und verdunstet. Zentrale Fragestellung ist dort, inwieweit sich die maximale Umgebungstemperatur, bei der ein Fahrzyklus ohne Überschreiten einer maximalen Kühlmitteltemperatur befahren werden kann, durch den Einsatz der Verdunstungskühlung erhöht.

# 2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden anfangs Grundlagen zu PEM-Brennstoffzellen vermittelt. Dabei wird insbesondere auf den Wasserhaushalt eingegangen, weil dieser für die On-Board-Wassergewinnung von besonderer Bedeutung ist. Anschließend wird auf die Verdunstungskühlung und die Besonderheiten bei gleichzeitiger Wärmeübertragung eingegangen. Theoretische Überlegungen zur On-Board-Wassergewinnung in einem Brennstoffzellenfahrzeug folgen, wobei an dieser Stelle bereits eine Abschätzung zur Wassergewinnung aus dem Abgas erfolgt.

## 2.1 PEM-Brennstoffzellen

Brennstoffzellen wandeln chemische Energie unter Abgabe von Wärme in elektrische Energie um. In Fahrzeugen kommt meist eine PEM-Brennstoffzelle zum Einsatz. Deren Aufbau ist in Abbildung 2.1 schematisch dargestellt. An der Anode wird Wasserstoff zugeführt, der oxidiert:



Die Protonen treten durch die Membran auf die Kathode, an der sie mit dem Sauerstoff (aus der Umgebungsluft) zu Wasser reagieren



wobei die Elektronen über einen äußeren Stromkreis geführt werden und Arbeit verrichten. Die Gesamtreaktion entspricht der sogenannten Knallgasreaktion, weshalb man bei einer Brennstoffzelle auch von einer kalten Verbrennung spricht:



Die Reaktionen treten dabei jeweils an der Katalyseschicht auf, wo Platin aufgetragen ist. Die Gasdiffusionsschicht sorgt für eine gleichmäßige Verteilung der Reaktanten. Gasdiffusionsschichten, Katalysatorschichten und Membran bilden die MEA (Membrane electrode assembly).

### 2.1.1 Reversible Zellspannung

Die Reaktion 2.3 ist exotherm; die umgesetzte Energie ist die molare Reaktionsenthalpie  $\Delta^r H_m$ . Der chemische Prozess ist mit einer Entropiezunahme in Höhe der molaren Reaktionsentropie  $\Delta S_m^r$  verbunden, weshalb die maximal nutzbare Arbeit geringer ist. Sie wird durch die freie molare Reaktionsenthalpie  $\Delta^r G_m$  beschrieben:

$$\Delta^r G_m = \Delta^r H_m - T \Delta^r S_m \quad (2.4)$$

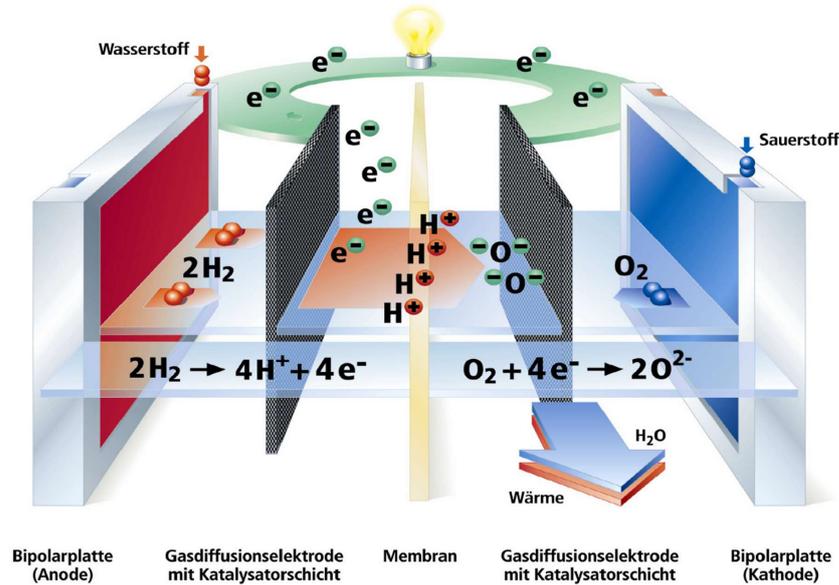


Abbildung 2.1: Aufbau und Funktionsweise einer PEM-Brennstoffzelle [Reuschel, 2001]

Die elektrische Energie je mol Formelumsatz  $\Delta E$  ergibt sich aus dem Produkt von Zellspannung  $U$  und übertragener Ladung  $Q$ , wobei diese nach Faraday wiederum als Produkt von übertragenen Ladungsträgern  $z$  und Faraday-Konstante  $F$  ausgedrückt werden kann:

$$\Delta E = QU = zFU \tag{2.5}$$

Im reversiblen Fall ist die elektrische Energie gleich der freien molaren Enthalpie

$$\Delta^r G_m = -zFU^{\text{rev}}, \tag{2.6}$$

wobei das Vorzeichen per Konvention so gewählt ist, dass bei einer selbstständig ablaufenden Reaktion ( $\Delta^r G_m < 0$ ) die Zellspannung positiv ist. Mit den Reaktionsgleichungen 2.1 - 2.3 und Literaturdaten für die Reaktionsenthalpie und -entropie [Baehr und Kabelac, 2009] kann für eine PEM-Brennstoffzelle die reversible Zellspannung berechnet werden. Bei Standardbedingungen<sup>1</sup> und flüssigem Wasser als Reaktionsprodukt ergibt sich eine reversible Zellspannung von

$$U^{\text{rev},0} = \frac{-\Delta^r G_m^0}{zF} = \frac{-(\Delta^r H_m^0 - T\Delta^r S_m^0)}{zF} = 1,229 \text{ V.} \tag{2.7}$$

Um zu ermitteln, welche Zellspannung sich bei nicht-Standardzuständen ergibt, werden nun wichtige Zusammenhänge für die freie molare Reaktionsenthalpie aufgezeigt. Das Differential der freien Reaktionsenthalpie lässt sich unter Zuhilfenahme der Gibbsschen Fundamentalgleichung für Reinstoffe [Köhler, 2019]

$$dU = TdS - pdV \tag{2.8}$$

<sup>1</sup>thermochemischer Standardzustand ( $T^0 = 298,15 \text{ K}$ ,  $p^0 = 1 \text{ bar}$ ) [Baehr und Kabelac, 2009]

und dem bereits bekannten Zusammenhang zwischen molarer Enthalpie und freier molarer Enthalpie in Gleichung 2.4 wie folgt darstellen:

$$dG_m = d(U_m + pV_m - TS_m) \quad (2.9)$$

$$= dU_m + pdV_m + V_m dp - TdS_m - S_m dT \quad (2.10)$$

$$= TdS_m - pdV_m + pdV_m + V_m dp - TdS_m - S_m dT \quad (2.11)$$

$$= V_m dp - S_m dT \quad (2.12)$$

Gleichung 2.12 ist eine Fundamentalgleichung für die freie Enthalpie eines Reinstoffs, für die ein totales Differential gebildet werden kann:

$$dG_m(T, p) = \left( \frac{\partial G_m}{\partial T} \right)_p dT + \left( \frac{\partial G_m}{\partial p} \right)_T dp \quad (2.13)$$

Der Koeffizientenvergleich von 2.12 und 2.13 liefern die Temperatur- und Druckabhängigkeit der freien Enthalpie:

$$\left( \frac{dG_m}{dp} \right)_T = V_m \quad (2.14)$$

$$\left( \frac{dG_m}{dT} \right)_p = -S_m \quad (2.15)$$

Die Druckabhängigkeit der freien Reaktionsenthalpie in Gleichung 2.14 kann für ideale Gase mit der molaren Gaskonstante  $R_m$  auch als

$$dG_m = R_m T \frac{dp}{p} \quad (2.16)$$

dargestellt werden. Eine Integration ab dem Standardzustand liefert

$$G_m = G_m(T^0) + R_m T \ln \left( \frac{p}{p^0} \right). \quad (2.17)$$

Für die freie molare Reaktionsenthalpie einer beliebigen chemischen Reaktion mit den stöchiometrischen Koeffizienten  $\nu$  der Stoffe  $i$  folgt [Barbir, 2013]

$$\Delta^r G_m = \Delta^r G_m(T^0) - R_m T \ln \left[ \prod_i \left( \frac{p_i^{\nu_i}}{p_i^0} \right) \right], \quad (2.18)$$

welche auch als Nernst-Gleichung bekannt ist [Barbir, 2013]. Mit Gleichung 2.6 folgt der gesuchte Ausdruck für die Druckabhängigkeit der reversiblen Zellspannung:

$$U^{\text{rev}} = U^{\text{rev}}(T^0) + \frac{R_m T}{zF} \ln \left[ \prod_i \left( \frac{p_i^{\nu_i}}{p_i^0} \right) \right] \quad (2.19)$$

Die Temperaturabhängigkeit der freien Enthalpie gilt auch für die freie molare Reaktionsenthalpie und lässt sich damit über Gleichung 2.6 für die reversible Zellspannung formulieren:

$$\left( \frac{dU^{\text{rev}}}{dT} \right)_p = \frac{\Delta S_m}{zF}, \quad (2.20)$$

Vernachlässigt man die Temperaturabhängigkeit der Reaktionsentropie, so erhält man:

$$U^{\text{rev}} = U^{\text{rev}}(p^0) + \frac{\Delta S_{\text{m}}^0}{zF}(T - T^0) - \frac{R_{\text{m}}T}{zF} \ln \left[ \prod_i \left( \frac{p_i^{v_i}}{p_i^0} \right) \right] \quad (2.21)$$

Die Gleichungen 2.20 und 2.21 ergeben mit der Reaktionsgleichung 2.3 den gesuchten Ausdruck für die reversible Zellspannung einer PEM-Brennstoffzelle, dessen numerische Näherung häufig in der Literatur zu finden ist [Neyerlin et al., 2006]:

$$U^{\text{rev}} = U^{\text{rev},0} + \frac{\Delta S_{\text{m}}^0}{zF}(T - T^0) - \frac{R_{\text{m}}T}{2F} \ln \left[ \left( \frac{p_{\text{H}_2}}{p^0} \right) \left( \frac{p_{\text{O}_2}}{p^0} \right)^{1/2} \right] \quad (2.22)$$

$$U^{\text{rev}} \approx 1,229 - 0,000846 \cdot (T - T^0) - \frac{R_{\text{m}}T}{2F} \ln \left[ \left( \frac{p_{\text{H}_2}}{p^0} \right) \left( \frac{p_{\text{O}_2}}{p^0} \right)^{1/2} \right] \quad (2.23)$$

## 2.1.2 Verluste

Die reversible Zellspannung steht in der Praxis nicht zur Verfügung, da verschiedene Verluste auftreten. Abbildung 2.2 zeigt die verschiedenen Verluste in Abhängigkeit der Stromdichte  $i$ , d.h. der auf die aktive Fläche der Brennstoffzelle bezogenen Stromstärke. In der Literatur werden die Verluste häufig als Überspannungen bezeichnet:

$$U_{\text{Cell}} = U^{\text{rev}} - \eta_{\text{ORR}} - \eta_{\text{HOR}} - iR \quad (2.24)$$

Die Aktivierungsüberspannung infolge der Sauerstoffreduktion  $\eta_{\text{ORR}}$  und infolge der Wasserstoffoxidation  $\eta_{\text{HOR}}$  sowie Verluste im Zusammenhang mit dem ohmschen Widerstand  $R$  werden im Folgenden kurz betrachtet.

### 2.1.2.1 Aktivierungsüberspannung

Die Aktivierungsüberspannung ist notwendig, um die elektrochemische Reaktion ins Laufen zu bringen. Sie ist auf der Kathode deutlich größer als auf der Anode, da die Sauerstoffreduktion langsamer abläuft als die Wasserstoffoxidation [Barbir, 2013]. In der Literatur existieren verschieden Ansätze zur Beschreibung dieser Verluste. Im Kapitel 3.1.1 wird die Tafel-Kinetik vorgestellt, welche im Simulationsmodell verwendet wird.

### 2.1.2.2 Ohmsche Überspannung

Ohmsche Verluste treten aufgrund des Ladungstransport elektrischer Teilchen auf. Zu betrachten sind dabei die Membran, die Elektroden, die Gasdiffusionsschicht und die Kontaktwiderstände an deren Übergängen [Tang, 2015]. Nach dem Ohmschen Gesetz berechnet sich die Überspannung jeweils zu

$$\eta_{\Omega} = IR, \quad (2.25)$$

wobei sich der Widerstand  $R$  aus der Dicke  $d$ , der relevanten Fläche  $A$  und der Leitfähigkeit  $\sigma$  berechnen lässt [Tang, 2015]:

$$R = \frac{d}{A} \cdot \sigma \quad (2.26)$$

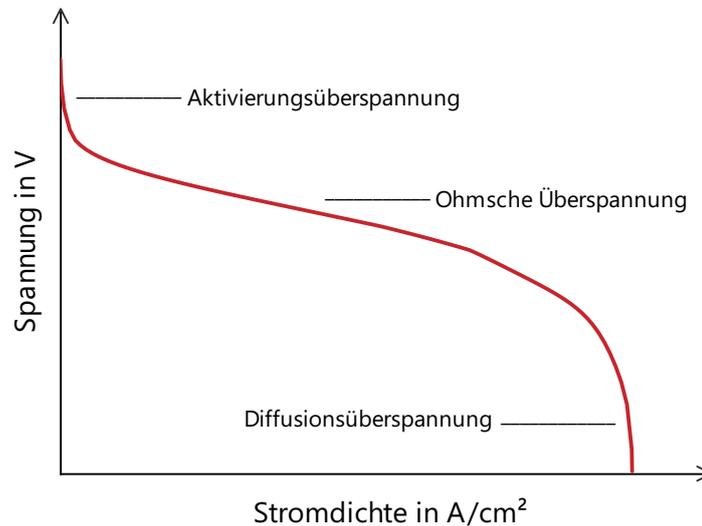


Abbildung 2.2: U-i-Kennlinie. Die Zellspannung ist über der Stromdichte dargestellt. Die Verluste reduzieren die reversible Zellspannung, wobei diese als Überspannungen bezeichnet werden: Aktivierungsüberspannung, Ohmsche Überspannung, Diffusionsüberspannung.

### 2.1.2.3 Diffusionsüberspannung

Steigt die Stromdichte an, kann es zu Stofftransporthemmungen kommen und die Konzentration der Edukte an den Reaktionszonen stark abnehmen. Nach Gleichung 2.22 führt die sinkende Konzentration zu einer verringerten Spannung und auch die Aktivierungsverluste nehmen mit abnehmender Konzentration der Edukte zu (siehe auch Kapitel 3.1.1). Bei der Grenzstromdichte  $i_{\text{lim}}$  kommt die Reaktion zum Erliegen [Barbir, 2013].

### 2.1.3 Wirkungsgrad

Der theoretische, d.h. maximal mögliche, Wirkungsgrad kann als Quotient aus freier molarer und molarer Reaktionsenthalpie beschrieben werden:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\Delta^r G_{\text{m}}}{\Delta^r H_{\text{m}}} \quad (2.27)$$

Für flüssiges Produktwasser beträgt er unter Standardbedingungen etwa [Kurzweil und Scheipers, 2012]

$$\eta_{\text{th}}^0 = \frac{\Delta^r G_{\text{m}}^0}{\Delta^r H_{\text{m}}^0} = 82,9\% \quad (2.28)$$

Rechnet man die molare Reaktionsenthalpie unter Standardbedingungen  $\Delta^r H_{\text{m}}^0$  in einen theoretischen Spannungswert um, so erhält man den manchmal als Brennwertspannung bezeichneten Wert [Kurzweil und Scheipers, 2012] von

$$U^{\text{th},0} = 1,482 \text{ V} \quad (2.29)$$

und damit eine alternative Definition für den theoretischen Wirkungsgrad unter Standardbedingungen für flüssiges Wasser als Reaktionsprodukt:

$$\eta_{\text{th}}^0 = \frac{U^{\text{rev},0}}{U^{\text{th},0}} = \frac{1,229 \text{ V}}{1,482 \text{ V}} = 82,9\% \quad (2.30)$$

Die beschriebenen Verluste reduzieren die Spannung der Zelle und damit dessen Wirkungsgrad. Ist in dieser Arbeit vom Wirkungsgrad des Brennstoffzellenstapels die Rede, ist damit der Quotient aus Stapelspannung  $U_{\text{Stack}}$  und dem Produkt aus Brennwertspannung und Anzahl der Einzelzellen im Stapel  $n_{\text{Cells}}$  gemeint:

$$\eta_{\text{stack}} = \frac{U_{\text{Cell}}}{U^{\text{th},0}} = \frac{U_{\text{Stack}}}{n_{\text{Cells}} \cdot U^{\text{th},0}} \quad (2.31)$$

### 2.1.4 Wasserhaushalt

Der Wasserhaushalt in der Brennstoffzelle ist für den Betrieb der Brennstoffzelle von elementarer Bedeutung. Das Wassermanagement ist eine der Kernaufgaben des Thermomanagements [Tang, 2015]. Es hat das Ziel, eine ausreichende Membranfeuchtigkeit zu gewährleisten, um den protonischen Widerstand zu minimieren, und gleichzeitig ein Verstopfen der Gaskanäle durch zu viel Flüssigwasser zu verhindern. Zur Quantifizierung der Feuchtigkeit kann ein Wassergehalt der Membran  $\lambda_{\text{W,PEM}}$  als Verhältnis der Molmasse des aufgenommenen gelösten Wassers zu der trockenen Molmasse der Membran-Gewebestruktur definiert werden [Tang, 2015]:

$$\lambda_{\text{W,PEM}} = \frac{c_{\text{H}_2\text{O,dissolved}} \cdot M_{\text{PEM}}}{\rho_{\text{dry,PEM}}} \quad (2.32)$$

$M_{\text{PEM}}$  ist dabei das molare Äquivalentgewicht der Membran bezogen auf die funktionellen  $\text{SO}_3^-$ -Gruppen.  $\rho_{\text{dry,PEM}}$  ist die Dichte der trockenen Membran,  $c_{\text{H}_2\text{O,dissolved}}$  die molare Konzentration des gelösten Wassers. Die Wasserkonzentration in der Membran ist somit immer auf die Dichte der trockenen Membran bezogen, auch wenn sich diese durch die Wasseraufnahme verändern kann.

Das Wasser entsteht nach Gleichung 2.2 auf der Kathode. Durch verschiedene Transportmechanismen gelangt das Wasser jedoch durch die Membran [Tang, 2015]:

1. **Molekulare Diffusion:** Wasser diffundiert von hohem zu niedrigem Wassergehalt, d.h. in der Regel von der Kathode auf die Anode:

$$\dot{m}_{\text{diff}} = A_{\text{MEA}} \cdot D_{\text{W,PEM}} \cdot \frac{\lambda_{\text{W,PEM,A}} - \lambda_{\text{W,PEM,C}}}{d_{\text{PEM}}} \cdot M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \left( \frac{\rho_{\text{dry,PEM}}}{M_{\text{PEM}}} \right) \quad (2.33)$$

$D_{\text{W,PEM}}$  ist der Diffusionskoeffizient von Wasser in der Membran und steigt typischerweise mit Temperatur und Wassergehalt. Je größer zudem die Fläche der MEA  $A_{\text{MEA}}$  und die Differenz des Wassergehalts zwischen Anode und Kathode, desto größer der Diffusionsmassenstrom.

2. **Elektroosmose:** Die Protonen binden sich mit Hilfe von Wassermolekülen an eine Sulfonat ( $\text{SO}_3^-$ )-Gruppe, um auf die Kathodenseite zu gelangen. Der Drag-Koeffizient  $n_{\text{Drag,PEM}}$  be-

schreibt, wie viel Wasser durch die Elektroosmose von der Anode auf die Kathode transportiert wird:

$$\dot{m}_{\text{drag,PEM}} = n_{\text{drag,PEM}} \cdot \left( \frac{iA_{\text{MEA}}}{F} \right) M_{\text{H}_2\text{O}} \quad (2.34)$$

3. **Hydraulische Permeation:** Unterscheidet sich der Druck zwischen Anode und Kathode, kann durch die poröse Struktur der Zelle Wasser permeieren.
4. **Thermoosmose:** beschreibt dem Effekt, dass sich Wassermoleküle von der kalten zur warmen Seite bewegen [Kim und Mench, 2009].

## 2.2 Verdunstungskühlung

### 2.2.1 Adiabate und nicht-adiabate Verdunstungskühlung

Bei der Verdunstungskühlung wird die Enthalpie für den Phasenwechsel von flüssig zu gasförmig zur Kühlung verwendet. Die Verdunstungskühlung kann in adiabate und nicht-adiabate Verdunstungskühlung unterschieden werden.

1. **adiabate Verdunstungskühlung:** Wasser wird flüssig in den Luftstrom eingebracht. Ist die Luft noch nicht gesättigt, verdunstet das Wasser und durch die Verdunstungswärme kühlt sich der Luftstrom ab. Dieser Prozess ist begrenzt durch die Sättigungslinie, bei der für die vorliegende Temperatur kein weiteres Wasser verdunsten kann. Im Anwendungsfall eines automobilen Hauptwasserkühlers würde die Luft nach der adiabaten Verdunstungskühlung mit verringerter Temperatur in den Kühler eintreten. Die Eintrittstemperaturdifferenz (ETD) und das Potenzial zur Wärmeaufnahme ist gestiegen. Die adiabate Verdunstungskühlung findet zum Beispiel in der Gebäudeklimatisierung Anwendung [Laue, 2007]. Im automobilen Bereich verwenden einige sportliche Fahrzeuge Wasser oder ein Wasser-Alkohol-Gemisch zur Kühlung der Ladeluft [Bayrische Motoren Werke, 2015]. Vermehrt finden sich Veröffentlichungen zur Ladeluftkühlung mittels Verdunstungskühlung, die vermuten lassen, dass diese Technologie durch sich verschärfende Abgasgesetzgebungen [Europäische Union, 2009] und im Rahmen eines fortschreitenden „Downsizings“ auch für Fahrzeuge unterhalb des sportlichen Top-Segments zum Einsatz kommen könnte [Böhm et al., 2016b] [Franzke et al., 2019]. Bei Brennstoffzellenfahrzeugen lässt sich die adiabate Verdunstungskühlung zum Beispiel umsetzen, indem flüssiges Wasser in die Gaskanäle gesprüht wird. Die Gase können dadurch nicht nur temperiert, sondern auch befeuchtet werden [Fly, 2015].
2. **nicht-adiabate Verdunstungskühlung:** Die Verdunstung des Wassers findet gleichzeitig mit der Wärmeübertragung statt. Auch in diesem Fall kühlt das verdunstende Wasser die Luft ab, jedoch nimmt die Luft gleichzeitig Wärme über den Wärmeübertrager aus dem Kühlmittel auf. Dies hat zur Folge, dass die Temperatur der Luft über den Wärmeübertrager steigt oder zumindest weniger sinkt als bei der adiabaten Verdunstungskühlung. Aufgrund dieser erhöhten Temperatur kann die Luft mehr Wasser aufnehmen; das Potenzial der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung ist grundsätzlich als höher einzuschätzen. Anwendung findet die nicht-adiabate Verdunstungskühlung unter anderem in der Kraftwerkstechnik, bei

der die Kühltürme mit Wasser benetzt werden [Schulze, 2015]. In der Kraftfahrzeugtechnik ist die nicht-adiabate Verdunstungskühlung beim Porsche 911 GT2 RS zu finden, bei dem in Lastspitzen der Ladeluftkühler von außen mit Wasser bespritzt wird [Porsche AG, 2017]. Der Einsatz nicht-adiabater Verdunstungskühlung bei Brennstoffzellenfahrzeugen ist dem Autor dieser Arbeit zum Zeitpunkt der Veröffentlichung nicht bekannt.

Abbildungen 2.3 und 2.4 zeigen beide Formen der Verdunstungskühlung in einem h-x-Diagramm für eine Wassertemperatur von 20 °C. Für andere Wassertemperaturen muss ausgehend vom Pol an unterer Enthalpie-Skala im Mollier-h-x-Diagramm eine Gerade mit anderer Steigung ermittelt werden, die dann parallel verschoben wird und die minimal erreichbare Temperatur verändert. Die Enthalpie des flüssigen Wassers verändert sich jedoch so wenig, dass unterschiedliche Wassertemperaturen auf die Verdunstungskühlung nur einen geringen Einfluss haben. Aus der zu dieser Darstellung gehörenden Temperaturtafel<sup>2</sup> lässt sich entnehmen, dass auf der Siedelinie bei 0 °C die Enthalpie des Wassers 0  $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$  und bei 100 °C etwa 419  $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$  beträgt [Weigand et al., 2016]. In Abbildung 2.3 lässt sich an unterer Enthalpie-Skala erkennen, wie wenig sich die Steigung der Geraden dadurch verändert.

Punkt 1 bildet einen exemplarischen Anfangspunkt, in dem die Luft bei einer Temperatur von 20 °C und einer relativen Luftfeuchtigkeit von  $\varphi = 40\%$  vorliegt. Die Strecke 1 – 2 zeigt die Erwärmung der Luft durch einen Wärmeübertrager. Die Strecke 1 – 1' zeigt, wie sich die Temperatur der Luft durch die adiabate Verdunstungskühlung verringert. Im Wärmeübertrager kann die Luft nun mehr Wärme aufnehmen, wie sich am Vergleich der Strecken 1 – 2 und 1' – 2' erkennen lässt.

Die nicht-adiabate Verdunstungskühlung lässt sich als serielle Verschaltung adiabater Verdunstungskühlungen begreifen, wobei zwischen den einzelnen Schritten eine Wärmeübertragung stattfindet [Summerer, 2012]. In Abbildung 2.4 ist diese schematisch dargestellt, wobei die Luft im Ausgangszustand wieder bei 20 °C und einer Luftfeuchtigkeit von  $\varphi = 40\%$  im Punkt 1 vorliegt. Die Luft kühlt sich durch adiabate Verdunstungskühlung bis auf den Punkt 1' ab. Durch den Wärmeübertrager erwärmt sich die Luft anschließend bis auf einen gedachten Zustand 2'. Die Wasseraufnahmefähigkeit ist durch die erhöhte Temperatur gestiegen. Die Verdunstung von weiterem Wasser und anschließender Wärmeaufnahme führt zu 2'' usw. bis zu 2\*. Der Punkt 2\* ist dabei nicht als Grenzfall zu verstehen. Theoretisch könnte weiter Wasser verdunsten und Wärme im Wärmeübertrager aufgenommen werden, bis der Sättigungszustand für die Lufttemperatur erreicht ist, die sie maximal am Wärmeübertrager erreichen kann. Für eine ideale Wärmeübertragung wäre das die höchste Temperatur des zu kühlenden Fluids.

Wie aus den Abbildungen 2.3 und 2.4 hervorgeht, kann mit der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung deutlich mehr Wärme vom Wärmeübertrager aufgenommen werden. Im Anwendungsfall eines Hauptwasserkühlers in einem PKW ist es denkbar, dass Wasser mit Hilfe von Düsen aus Richtung der einströmenden Luft auf den Wärmeübertrager gesprüht wird. Damit würde eine Mischung aus adiabater und nicht-adiabater Verdunstungskühlung vorliegen: Die Temperatur der Luft würde sich durch die adiabate Verdunstungskühlung abkühlen. Es ist jedoch davon auszugehen, dass ein großer Anteil des Wassers die Lamellen benetzt und dort verdunstet. Durch die Wassertropfen im Luftstrom und durch die benetzten Oberflächen und damit verringerten Querschnitten

<sup>2</sup>Die Enthalpie hat keinen natürlichen Nullpunkt. Es ist daher darauf zu achten, dass die Werte für die Enthalpie der gleichen Quelle entstammen wie das h-x-Diagramm.

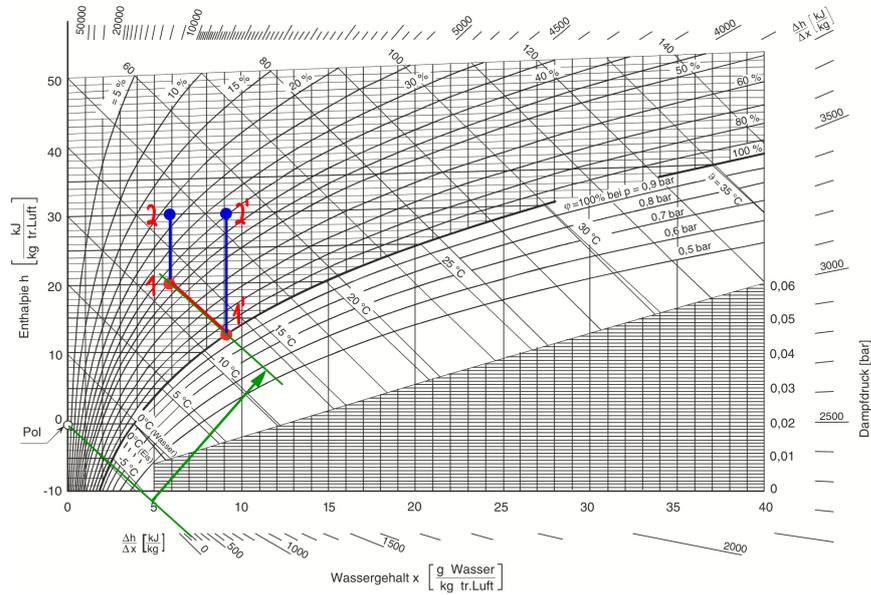


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung der adiabaten Verdunstungskühlung. Punkt 1 bildet den Ausgangspunkt. Die Strecke 1 – 2 stellt den Wärmeübergang an einem konventionellen Kühler dar. Die Strecke 1 – 1' stellt die adiabate Verdunstungskühlung dar. Die Strecke 1' – 2' stellt dar, wie sich die zuvor befeuchtete Luft am Kühler erwärmt. Die blauen Linien symbolisieren die Temperaturerhöhung der Luft am Wärmeübertrager. Die rote Linie symbolisiert die adiabate Verdunstung.

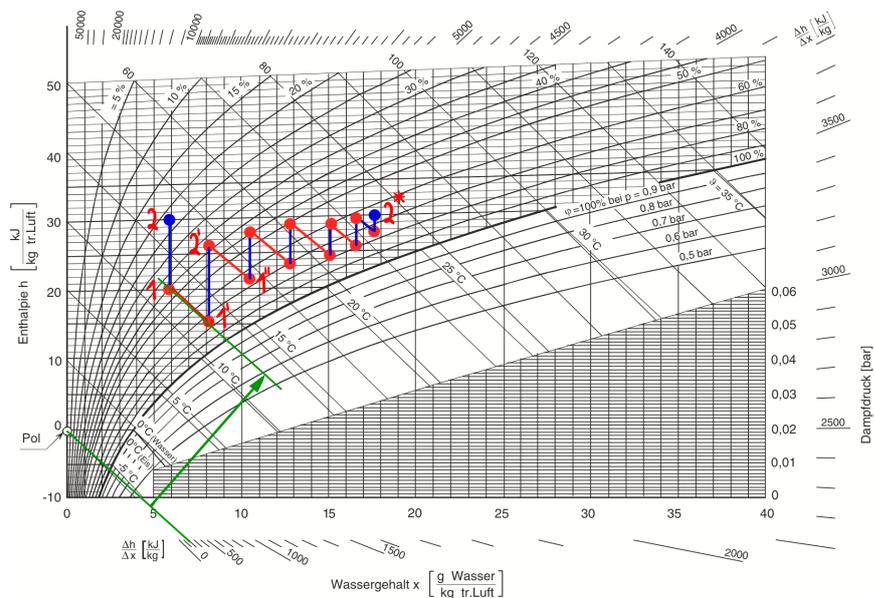


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung als serielle Verschaltung adiabater Verdunstungskühlungen. Punkt 1 bildet Ausgangspunkt. Punkt 2 stellt den Austritt der Luft aus einem regulären Kühler dar. Der Punkt 2\* stellt den Zustand der Luft nach der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung dar. Die blaue Linien symbolisieren die Temperaturerhöhung der Luft. Die roten Linien symbolisieren die adiabate Verdunstungskühlung.

im Luftpfad kann es zu einem erhöhten Druckverlust der Luft und damit einer Verringerung des Kühlluftmassenstroms kommen.

## 2.2.2 Korrosion und Ablagerungen

Bei der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung befindet sich auf der Luftseite der Lamellen flüssiges Wasser, was Korrosion fördern kann. Die Korrosion wird insbesondere dann begünstigt, wenn die Leitfähigkeit des Wassers hoch ist oder der pH-Wert stark von 7 abweicht [Summerer, 2012] [Gonzalez et al., 2017]. Dies ist bei der Wahl des Verfahrens zur On-Board-Wassergewinnung (Kapitel 2.3) zu berücksichtigen. In den Untersuchungen dieser Arbeit wird das Produktwasser der Brennstoffzelle verwendet, bei dem es sich um destilliertes Wasser handelt. Dieses hat eine geringe Leitfähigkeit und einen pH-Wert von 7. Durch den Kontakt mit Luft löst sich Kohlenstoffdioxid in Form von Kohlensäure im Wasser, welches den pH-Wert sinken lässt [Kurzweil und Scheipers, 2012].

Das flüssige Wasser auf der Luftseite des Wärmeübertragers kann zu einer erhöhten Verschmutzung dessen führen. Auch wenn das Wasser selbst keine Verschmutzung aufweist, ist es denkbar, dass sich durch das Wasser auf dem Wärmeübertrager vermehrt Schmutz und Pollen aus der Luft ablagern. Auch wenn PKW-Wärmeübertrager bereits darauf ausgelegt sind, dass Regenwasser oder Spritzwasser, welches von vorausfahrenden Fahrzeugen aufgewirbelt wird, auf den Wärmeübertrager gelangt [Braess und Seiffert, 2013], ist dieser Punkt ein mögliches Hindernis für die nicht-adiabate Verdunstungskühlung. Denkbar zur Problembeseitigung ist ein regelmäßiges Reinigen in der Werkstatt oder durch das System selbst, indem vermehrt Wasser durch die Düsen aufgebracht wird. Die Umsetzung im Porsche 911 GT2 RS mit Befeuchtung der Luftseite des Ladeluftkühlers [Porsche AG, 2017] zeigt jedoch, dass eine nicht-adiabate Verdunstungskühlung in Kraftfahrzeugen prinzipiell möglich ist.

## 2.3 On-Board-Wassergewinnung

Für die Verdunstungskühlung wird Wasser benötigt. Zuerst sollen daher verschiedene Methoden zur Wasserversorgung vorgestellt und deren Vor- und Nachteile diskutiert werden. Im Anschluss wird das Potenzial der On-Board-Wassergewinnung aus Abgaskondensat anhand theoretischer Überlegungen abgeschätzt, da dieses Verfahren in dieser Arbeit simulativ untersucht wird.

### 2.3.1 Methoden zur Wasserversorgung

Das für die Verdunstungskühlung notwendige Wasser kann entweder regelmäßig in einen Tank nachgefüllt oder im Fahrzeug gewonnen werden. [Käppner et al., 2017] nennen vier Möglichkeiten zur Wasserversorgung für ein Fahrzeug mit einem Verbrennungsmotor, wobei diese sich auch auf ein Brennstoffzellenfahrzeug übertragen lassen:

1. **Nachfüllen in einen Tank:** Wasser wird vergleichbar mit dem Kraftstoff eines konventionellen Fahrzeugs in einen Tank nachgefüllt. Problematisch sind der zusätzliche Aufwand für den Kunden durch das Nachfüllen, mögliche Falschbetankungen und der erhöhte Gewichts- und Raumbedarf für den Tank. Das Nachfüllen von destilliertem Wasser ist Stand der Technik bei

der Ladeluftkühlung durch adiabate Verdunstungskühlung in konventionellen Kraftfahrzeugen [Käppner et al., 2017]. Die Kosten für das destillierte Wasser sind ein großer ökonomischer Nachteil [Thewes et al., 2016]. Die Verwendung von Leitungswasser würde diese Kosten sparen, jedoch aufwändigere Systeme zur Filterung und einen Ionentauscher erfordern. Auch die Alterungseffekte in den Düsen zum Aufsprühen des Wassers auf den Kühler sind als höher einzuschätzen als bei destilliertem Wasser [Thewes et al., 2016].

2. **Klimakondensat:** Bei Betrieb der Klimaanlage des Fahrzeugs wird die Umgebungsluft durch den Verdampfer stark abgekühlt. In vielen Betriebspunkten unterschreitet die Luft dabei den Taupunkt und Wasser kondensiert aus [Großmann, 2013]. Die Luft wird in Klimaanlage nicht nur im reinen Kühlfall abgekühlt, sondern auch wenn die gewünschte Innenraumtemperatur oberhalb der Umgebungstemperatur liegt. In diesem Fall wird die Umgebungsluft erst unter den Taupunkt abgekühlt und anschließend erhitzt, um eine Trocknung der Luft zu erreichen (Reheat). Erst bei Temperaturen von typischerweise unter 15 °C fällt kein Kondensat mehr an [Käppner et al., 2017]. Außerdem stellen trockene Klimazonen eine Herausforderung dar, da dort unter Umständen auch bei hohen Umgebungstemperaturen kein Kondensat anfällt.
3. **Oberflächenwasser:** In diesem Fall könnte Regenwasser in der Fahrzeugkarosserie aufgefangen und gesammelt werden. Herausforderung ist hier, dass die Qualität des Wassers nicht sichergestellt werden kann und unkontrolliert Partikel in das System gelangen könnten. Aufwändige Sensorik und eine Behandlung des Wassers vor der Verwendung wären notwendig [Käppner et al., 2017]. In trockenen Regionen ohne regelmäßigen Niederschlag versagt dieser Ansatz.
4. **Abgaskondensat:** Bei der Verbrennung konventionellen Kraftstoffs entsteht neben CO<sub>2</sub> und anderen Nebenprodukten auch Wasser. Der Massenanteil Wasser im Abgas einer typischen Verbrennung mit Super E10 beträgt ca. 10 % [Gonzalez et al., 2017]. Eine Abkühlung des Abgases unter 53 °C führt theoretisch zur Kondensation des ansonsten gasförmigen Wassers, wobei in der Praxis aufgrund vorhandener Partikel im Abgas bereits bei höheren Temperaturen eine Kondensation auftritt [Gonzalez et al., 2017] [Böhm et al., 2016a]. Eine große Herausforderung wird in der Qualität des Wassers gesehen, insbesondere mögliche Partikel im gesammelten Wasser und der geringe pH-Wert und die damit erhöhte Korrosionsgefahr werden kritisch gesehen [Gonzalez et al., 2017]. In einem PEM-Brennstoffzellenfahrzeug ist Wasser das einzige Reaktionsprodukt (Gleichung 2.3). Der Anteil des Wassers im Abgas (Luft Kathodenausstritt) ist demnach deutlich höher als bei einem konventionell angetriebenen Fahrzeug. Gleichzeitig ist die Abgastemperatur mit ca. 80 °C deutlich geringer als mit bis zu 950 °C bei einem Otto-Motor [Braess und Seiffert, 2013]. Bereits bei einer geringeren Abkühlung des Abgases kann flüssiges Wasser in reiner Form aufgefangen werden. Je nach Betriebsführung fällt Wasser ohnehin flüssig in der Brennstoffzelle an [Barbir, 2013]. Untersuchungen zur Wassergewinnung aus dem Abgas einer Brennstoffzelle finden sich für die Anwendungen in der Luftfahrt, wo das Reaktionsprodukt Wasser als Nutzwasser (z.B. für die Sanitäreinrichtung im Flugzeug) verwendet werden könnte [Renouard-Vallet et al., 2012] [Law, 2013].

### 2.3.2 Potenzialabschätzung Abgaskondensat

Um das Potenzial des Flüssigwassergewinnung aus dem Abgas besser einschätzen zu können, wird zunächst die Reaktionsgleichung der PEM-Brennstoffzelle (Gleichung 2.3) näher betrachtet. Es ist zu erkennen, dass je umgesetztes Mol Wasserstoff ein Mol Wasser entsteht. Mittels der Molmassen  $M$  kann berechnet werden, wie viel Gramm Wasser je Gramm Wasserstoff entsteht:

$$\frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{H}_2}} = 1 \cdot \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_{\text{H}_2}} \approx 1 \cdot \frac{18}{2} = 9 \quad (2.35)$$

Je Gramm Wasserstoff entstehen demnach 9 Gramm Wasser. Bei einem typischen Verbrauch eines Brennstoffzellenfahrzeugs<sup>3</sup> von ca.  $1 \frac{\text{kg}}{100 \text{ km}}$  entstehen demnach je 100 km etwa 9 kg Wasser. Bei der Durchschnittsgeschwindigkeit des Fahrzyklus WLTP (Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure) von  $v_{\text{av, WLTP}} = 46,5 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  [Pischinger und Seiffert, 2016] entspricht dies einem Flüssigwassermassenstrom von  $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 4,185 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$ . Würde dieses Wasser vollständig zur Verdunstungskühlung genutzt werden können, stünde eine kontinuierliche Kühlleistung in Höhe von

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \Delta h_{\text{evap}}(40^\circ\text{C}) \approx 2,8 \text{ kW} \quad (2.36)$$

durch die Verdunstungskühlung zur Verfügung<sup>4</sup>. In der Realität steht das Produktwasser der Brennstoffzelle nicht vollständig für die Verdunstungskühlung zur Verfügung, da es überwiegend gasförmig entsteht.

Anhand theoretischer Überlegung soll im Folgenden abgeschätzt werden, wie groß der Anteil des flüssigen Wassers an der Gesamtwassermenge ist. Dazu wird der Kathodenaustritt der Brennstoffzelle betrachtet. Die Zusammensetzung ergibt sich aus der Reaktionsgleichung 2.3 und der Kathodenstöchiometrie  $\lambda_{\text{Cathode}}$ , welche angibt, wie viel mehr Sauerstoff als für die stöchiometrische Reaktion notwendig der Brennstoffzelle zugeführt wird:

$$\lambda_{\text{Cathode}} = \frac{\dot{m}_{\text{O}_2}}{\dot{m}_{\text{O}_2, \text{nec}}} \quad (2.37)$$

Für die theoretische Abschätzung wird angenommen, dass die Membran ausschließlich für Protonen durchlässig ist, also kein Wasser oder Stickstoff durch die Membran gelangt. Mittels einfacher thermodynamischer Überlegungen lässt sich ableiten, bei welcher Temperatur wie viel des Produktwassers flüssig anfällt. Zur Quantifizierung wird der Kondensatanteil  $K$  definiert

$$K = \frac{\dot{m}_{\text{water, l}}}{\dot{m}_{\text{water}}} \quad (2.38)$$

welcher den flüssigen Wassermassenstrom  $\dot{m}_{\text{water, l}}$  ins Verhältnis zum Gesamtwassermassenstrom  $\dot{m}_{\text{water}}$  setzt. Wasser kondensiert aus, wenn der Partialdruck des Wassers den Sättigungspartialdruck erreicht hat. Der Sättigungspartialdruck ist dabei ausschließlich eine Funktion der Temperatur, wobei der Sättigungspartialdruck monoton mit der Temperatur steigt:

$$p_s = p(T) \quad (2.39)$$

<sup>3</sup>Für den Hyundai Nexu wird für den WLTP-Fahrzyklus (Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure) ein Verbrauch von  $0,95 \frac{\text{kg}}{100 \text{ km}}$  angegeben [Hyundai, 2018]

<sup>4</sup>Die Verdampfungsenthalpie ist von der Temperatur abhängig. Für diese Abschätzung wurde eine Temperatur von  $\vartheta = 40^\circ\text{C}$  angenommen.

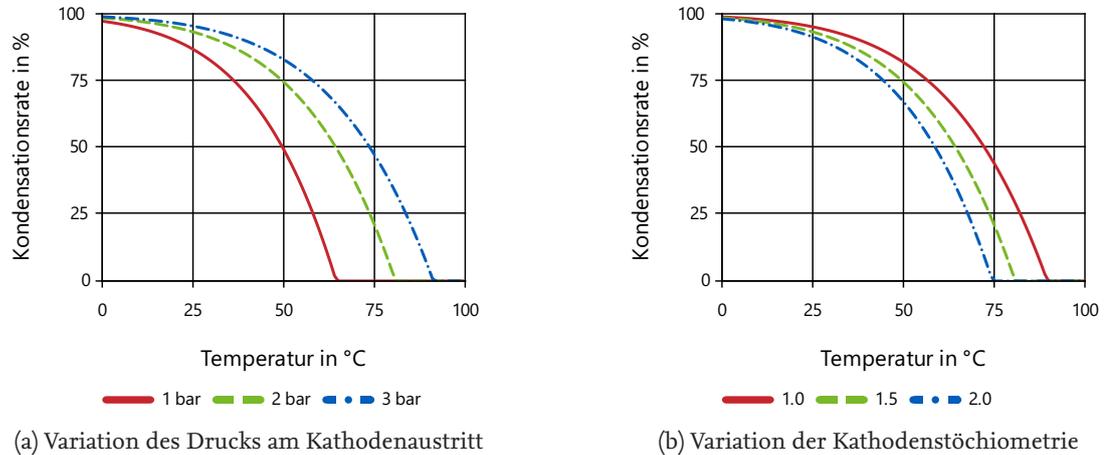


Abbildung 2.5: Kondensationsrate in Abhängigkeit der Gastemperatur. Die Kondensationsrate gibt das Verhältnis aus flüssigem Wassermassenstrom und Gesamtwassermassenstrom an (Gleichung 2.38). Annahme einer nur für Protonen durchlässigen Membran.

Der Partialdruck des Wassers  $p_W$  kann für ein ideales Gemisch als Produkt aus Stoffmengenanteil  $x_W$  und Gesamtdruck  $p_{\text{tot}}$  berechnet werden:

$$p_W = x_W \cdot p_{\text{tot}} \quad (2.40)$$

Abbildung 2.5 zeigt die Kondensationsrate  $K$  über der Abgastemperatur  $T$  für verschiedene Drücke (Abbildung 2.5a) und Kathodenstöchiometrien (2.5b). Je geringer die Temperatur des Abgases, desto höher ist unter sonst gleichen Umständen die Kondensationsrate, da nach der Dampfdruckkurve das Gas bei geringerer Temperatur weniger Wasser aufnehmen kann. Eine Verringerung der Kathodenstöchiometrie hat zur Folge, dass sich weniger Stickstoff und Sauerstoff im Abgas befinden und der Wasseranteil  $x_W$  demnach steigt. Entsprechend steigt der Partialdruck des Wassers  $p_W$ . Auch eine Erhöhung des Gesamtdruck  $p_{\text{tot}}$  hat zur Folge, dass der Partialdruck des Wassers  $p_W$  steigt. In beiden Fällen kondensiert das Wasser bereits bei höheren Temperaturen aus und der Kondensanteile steigt bei gleicher Abgastemperatur.

Es zeigt sich, dass eine Verringerung der Temperatur des Gases am Kathodenaustritt (im Folgenden auch als Abgas bezeichnet) die Kondensationsrate und damit die Menge des flüssigen Wassers erhöht. Für die Kühlung des Abgases kommen verschiedene Konzepte in Betracht. Einerseits könnten vorhandene Kühlkreisläufe (Hauptwasserkreislauf, Niedertemperaturkreislauf) oder der Kältekreis der Klimaanlage verwendet werden, um das Abgas abzukühlen. Andererseits könnten bisher ungenutzte Bereiche im Fahrzeug (z.B. Fahrzeugunterboden) genutzt werden, um das Abgas abzukühlen. Ersteres hat den Nachteil, dass die Wärme, welche dem Abgas zur Flüssigwassergewinnung entzogen werden muss, zur Verschärfung der Kühlungsproblematik in den vorhandenen Kühl-/Kältekreisläufen führt. In der stationären Betrachtung ist die Abkühlung des Abgases somit bestenfalls ein Nullsummenspiel, da die Verdunstungskühlung durch den zusätzlichen Wärmeeintrag bei der Kondensation des Wassers ins Kühlsystem erkaufte wird. In der instationären Betrachtung kann dies nichtsdestotrotz sinnvoll sein, da in Betriebspunkten unkritischer Kühlung (z.B.

morgens bei geringeren Umgebungstemperaturen) das Abgas abgekühlt und Flüssigwasser gesammelt werden kann. In kritischen Kühlsituationen (z.B. starke Beschleunigung bei hohen Außentemperaturen) findet keine Abkühlung des Abgases statt und das aufgesammelte Wasser kann durch die Verdunstungskühlung die kritische Kühlsituation entschärfen. Auch die Nutzung bisher typischerweise ungenutzter Kühlmöglichkeiten zur Abgaskühlung ist denkbar. So könnte das Abgas nahe dem Fahrzeugunterboden geführt werden und die dort vorbei strömende Umgebungsluft zu einer Kühlung führen. In diesem Fall würde die Flüssigwassergewinnung durch Kühlung des Abgases auch in der stationären Betrachtung zu einer erhöhten Kühlleistung durch die Verdunstungskühlung führen.

Es zeigt sich das Potenzial einer On-Board-Flüssigwassergewinnung in einem Brennstoffzellenfahrzeug. Bereits bei Temperaturen um 80 °C kondensiert Wasser für typische Betriebsbedingungen in einer Brennstoffzelle aus. Somit würde auch ohne eine zusätzliche Kühlung des Abgases für einige Betriebspunkte flüssiges Wasser anfallen. Wird das Abgas zusätzlich abgekühlt, steigt das gewonnene Flüssigwasser. Die theoretische Abschätzung zeigt jedoch auch, dass die Verdunstungskühlung des aus dem Abgas gewonnenen Wassers bei einem kontinuierlichen Einsatz zu keiner großen Kühlleistungssteigerung führt. Vielversprechender scheint der Einsatz der Verdunstungskühlung in Lastspitzen (Beschleunigung, Bergfahrt), in denen die konventionelle Kühlung nicht ausreicht. In Fahrsituationen mit geringerer Kühllast kann das Flüssigwasser aus dem Abgas in einem kleinen Tank gesammelt werden. Ein solches Konzept wird in Kapitel 7.3 simulativ untersucht.

### 2.3.3 Vereisung

Wenn Wasser im Fahrzeug gesammelt wird, kann dieses bei hinreichend geringen Außentemperaturen gefrieren und zu Schäden am System führen. Das Wasser soll jedoch zur Verdunstungskühlung in kritischen Kühlungssituationen verwendet werden, wenn die konventionelle Kühlung nicht ausreicht. Dies tritt wiederum typischerweise bei Außentemperaturen weit oberhalb des Gefrierpunktes auf [Berger, 2009]. Entsprechend wäre eine einfache Lösung, das Wasser bei Unterschreiten einer bestimmten Temperatur (z.B. 5 °C) abzulassen oder auf den Kühler zu sprühen. Auch eine Konstruktion, die eine Vereisung des Wassers ohne Beschädigung des Systems erlaubt, scheint denkbar, da die Funktionsfähigkeit der Verdunstungskühlung nur bei hohen Außentemperaturen erforderlich ist.

# 3 Aufbau Simulationsmodell

Die Verdunstungskühlung und die On-Board-Wassergewinnung wird anhand eines Simulationsmodells in der Programmiersprache Modelica innerhalb der Simulationsumgebung Dymola untersucht. Dazu wird die TIL-Bibliothek der [TLK-Thermo GmbH, 2019] verwendet und um eigene Modelle erweitert. Der Systemaufbau des Brennstoffzellensystems ist Abbildung 3.1 zu entnehmen. Im Folgenden wird auf die Teilsysteme Brennstoffzellenstapel, Kathodenpfad, Anodenkreislauf und Kühlkreislauf näher eingegangen, wobei die Modellierung der wichtigsten Komponenten vorgestellt wird. Die konkrete Parametrierung mit Literaturdaten erfolgt in Kapitel 4.

## 3.1 Brennstoffzellenstapel

Das Brennstoffzellenstapelmodell baut auf der Arbeit von [Tang, 2015] auf. An dieser Stelle soll dieses Modell lediglich kurz vorgestellt und wesentliche Annahmen genannt werden. Im Modell werden verschiedene Funktionsschichten betrachtet, welche in Abbildung 3.2 dargestellt sind. Die MEA wird im Modell durch die Funktionsschichten der Membran (PEM), der Katalyseschichten (ACL und CCL) sowie der Gasdiffusionsschichten (AGDL und CGDL) abgebildet. An den Gasdiffusionsschichten liegen die Gaskanäle (AGC und CGC) an. Über die Kühlmittelkanäle in den Bipolarplatten erfolgt die Kühlung der Zelle.

Wesentliche Annahmen für das Modell des Brennstoffzellenstapels sind [Tang et al., 2017]:

1. Wasser entsteht im gelösten Zustand an der Kathodenkatalyseschicht. Sorption und Desorption werden abgebildet.
2. Die Gase verhalten sich wie ein Gemisch idealer Gase mit den Bestandteilen Stickstoff ( $N_2$ ), Sauerstoff ( $O_2$ ), Wasserstoff ( $H_2$ ) und Wasser ( $H_2O$ ), mit der Einschränkung, dass Wasser auskondensieren kann. Es wird stets der Gleichgewichtszustand angenommen.
3. Wassertransport durch die Membran findet nur durch molekulare Diffusion und Elektroosmose statt, d.h. hydraulische Permeation und Thermoosmose werden vernachlässigt. Alle Gaskomponenten können durch die Membran diffundieren.
4. Wärmeübertragung durch freie Konvektion und Strahlung werden vernachlässigt.
5. Es wird nicht jede Einzelzelle abgebildet, sondern jeweils Bündel von Einzelzellen. Die *Along-the-Stack*-Diskretisierung gibt an, in wie viele Bündel von Einzelzellen der Stack diskretisiert wird.
6. Die Einzelzelle wird entlang der Strömungsrichtung der Fluide diskretisiert. Diese *Along-the-Channel*-Diskretisierung kann in nicht-äquidistanten Abständen erfolgen. Innerhalb der Diskretisierungselemente werden die verschiedenen Funktionsschichten (Abbildung 3.2) durch

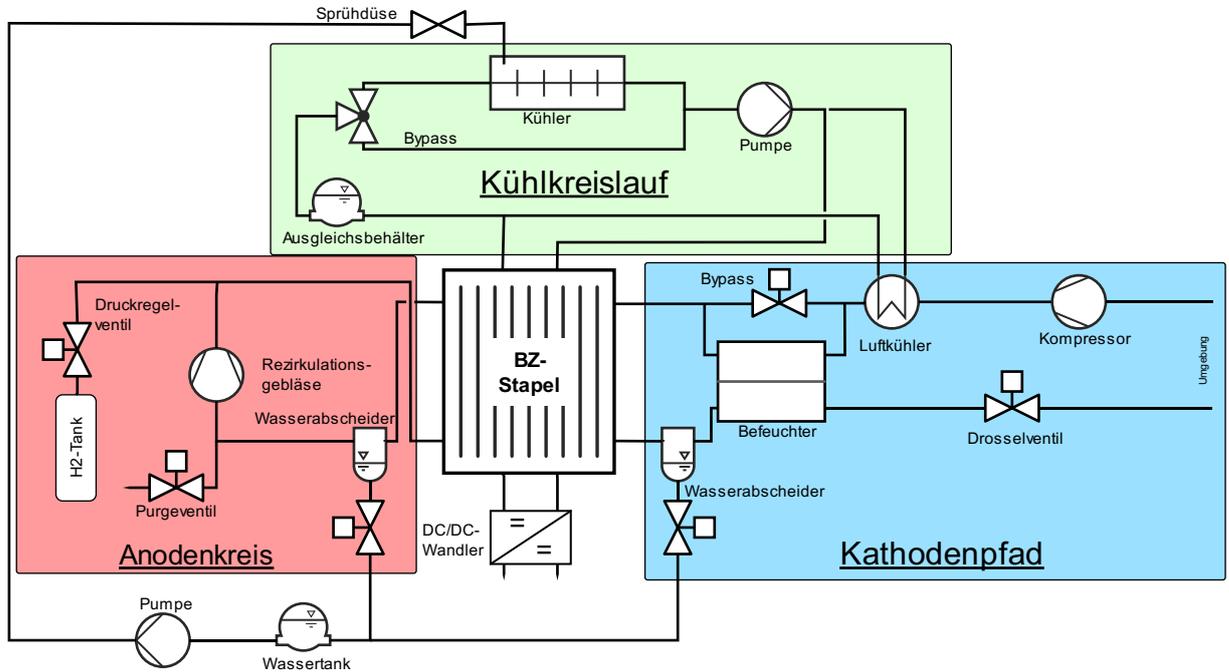


Abbildung 3.1: Schematischer Aufbau des untersuchten Brennstoffzellensystems. Zentraler Bestandteil des Systems ist der Brennstoffzellenstapel. Die Teilsysteme Anodenkreis, Kathodenpfad und Kühlkreislauf stellen die benötigten Medien für den Stapel bereit. Das Gas im Anodenkreis fließt in Gegenrichtung zu Kühlmittel und Luft.

Ersatznetzwerke modelliert. Gas- und Wärmeströme zwischen den Diskretisierungselementen treten nur in den Gas- bzw. Kühlmittelkanälen und nicht in den anderen Funktionsschichten auf.

### 3.1.1 Kinetik-Modell

Die Ruhespannung  $U^{rev}$  wird anhand der hergeleiteten Gleichung 2.23 berechnet. Sobald die Brennstoffzelle im Betrieb ist und Strom fließt, treten die in Kapitel 2.1.2 beschriebenen Verluste auf, für die im Folgenden Modellansätze vorgestellt werden.

#### 3.1.1.1 Tafel-Kinetik

Zur Berechnung der Aktivierungsüberspannungen wird eine Tafel-Kinetik aufbauend auf [Neyerlin et al., 2006] verwendet. Wesentliche Annahme für die Tafel-Gleichung ist die Vernachlässigung der Aktivierungsüberspannung bei der Wasserstoffoxidation:

$$\eta_{HOR} = 0 \tag{3.1}$$

Die Überspannung für die Sauerstoffreduktion berechnet sich nach

$$\eta_{ORR} = \frac{R \cdot T}{\alpha_{ORR} \cdot F} \cdot \log \left( \frac{i + i_x}{A_{Pt} \cdot \rho_{Pt} \cdot i_{0,s}(T, p_{O_2})} \right), \tag{3.2}$$

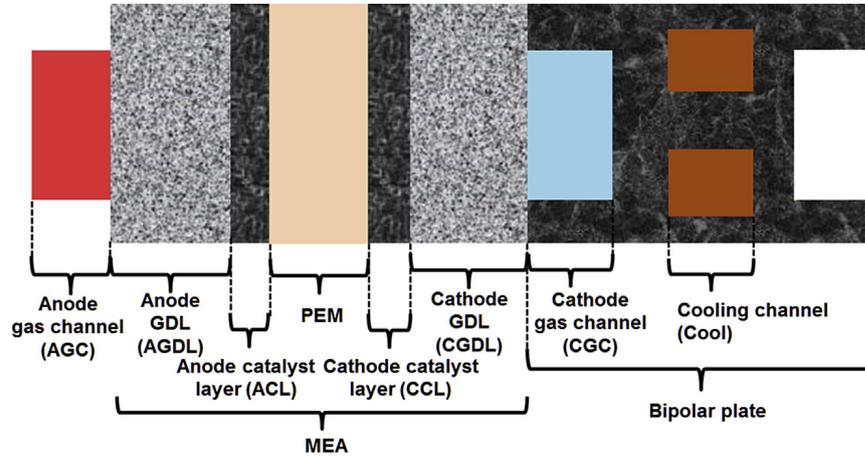


Abbildung 3.2: Funktionsschichten des verwendeten Brennstoffzellenmodells, Ansicht einer einzelnen Brennstoffzelle [Tang et al., 2017]. Dargestellt sind Anodengaskanal (AGC), Gasdiffusionsschichten (GDL), Katalyseschichten (CL), Polymerelektrolytmembran (PEM), Kathodengaskanal (CGC), Kühlmittelkanal (Cool) und Bipolarplatte (BPP).

wobei  $T$  die Temperatur an der Kathodenkatalyseschicht,  $\alpha_{\text{ORR}}$  der Durchtrittsfaktor,  $i$  die Stromdichte,  $i_x$  die Stromdichte infolge Wasserstoffübertritts durch die Membran,  $A_{\text{Pt}}$  die elektrochemisch verfügbare Platinoberfläche je Platinmasse und  $\rho_{\text{Pt}}$  die Platinbeladung je Fläche MEA ist. Die Austauschstromdichte für die Sauerstoffreduktion ist von der Temperatur und dem Sauerstoffpartialdruck abhängig:

$$i_{0,s(T,p_{\text{O}_2})} = i_{0,s}^{\text{ref}} \cdot \left( \frac{p_{\text{O}_2}}{p_{\text{O}_2}^{\text{ref}}} \right)^\gamma \cdot \exp \left[ \frac{-E_{\text{m,ORR}}^{\text{act}}}{R \cdot T} \left( 1 - \frac{T}{T^{\text{ref}}} \right) \right] \quad (3.3)$$

Sie berechnet sich mit der Referenz austauschstromdichte  $i_{0,s}^{\text{ref}}$  bei Referenztemperatur  $T^{\text{ref}}$  und Referenzsauerstoffpartialdruck  $p_{\text{O}_2}^{\text{ref}}$ , der kinetischen Reaktionsordnung  $\gamma$  und der molaren Aktivierungsenergie für die Sauerstoffreduktion bei reversibler Zellspannung  $E_{\text{m,ORR}}^{\text{act}}$ .

### 3.1.1.2 Ohmsche Verluste

Die Ohmschen Verluste in PEM und Katalyseschicht berechnen sich nach Gleichung 2.25. Die Leitfähigkeit hängt meist stark von Temperatur und Wassergehalt ab. Im Modell wird auf die häufig verwendeten Beziehungen für Nafion [Springer et al., 1991]

$$\sigma_{\text{Pr,PEM}} = k_{\sigma,\text{PEM}} (0,5139 \cdot \lambda_{\text{W,PEM}} - 0,326) \cdot e^{1268 \cdot \left( \frac{1}{303} - \frac{1}{T_{\text{PEM}}} \right)} \quad (3.4)$$

$$\sigma_{\text{Pr,CL}} = k_{\sigma,\text{CL}} (0,5139 \cdot \lambda_{\text{W,CL}} - 0,326) \cdot e^{1268 \cdot \left( \frac{1}{303} - \frac{1}{T_{\text{CL}}} \right)} \quad (3.5)$$

zurückgegriffen, wobei je ein konstanter Faktor  $k$ , der die Leitfähigkeit linear verändert, zur Anpassung an Messdaten dienen wird. Für die effektive Leitfähigkeit in den Katalyseschichten empfehlen [Neyerlin et al., 2007] und [Thompson et al., 2008] die Leitfähigkeit mit dem Faktor drei zu multiplizieren, da der Aktivierungsprozess entlang der Katalyseschicht stattfindet und daher nicht alle Protonen die gesamte Katalyseschichtdicke durchfließen. Des Weiteren ist nur ein Volumenanteil

von  $\phi_{CL}$  der Katalyseschicht protonenleitfähig. Die *effective medium theory* nach [Bruggemann, 1965] erlaubt eine Näherung für Mischkörper, die aus leitfähigen und nicht-leitfähigen Anteilen bestehen. [Tjaden et al., 2016] schlagen vor, die effektive Größe mittels des Volumenanteils  $\phi_{CL}$  und des Exponenten  $\frac{3}{2}$  abzuschätzen, woraus die verwendete Beziehung für die effektive Leitfähigkeit in der Katalyseschicht folgt:

$$\sigma_{Pr,CL,eff} = 3 \cdot \sigma_{Pr,CL} \cdot \phi_{CL}^{3/2} \quad (3.6)$$

### 3.1.2 Wassertransport

Zur Beschreibung der Elektroosmose wurde in Gleichung 2.34 der Drag-Koeffizient eingeführt. Für diesen wird die nach [Springer et al., 1991] vorgeschlagene Abhängigkeit vom Wassergehalt implementiert:

$$n_{Drag,PEM} = n_{Drag,sat} \cdot \frac{\lambda_{W,PEM}}{22} \quad (3.7)$$

Für die Diffusion von Stickstoff, Sauerstoff und Wasserstoff werden konstante Diffusionskoeffizienten angenommen. Für den Diffusionskoeffizienten von Wasser durch die Membran ist ein Zusammenhang aus der Literatur für Nafion in Abhängigkeit von Temperatur und Wassergehalt implementiert [Motupally et al., 2000]. Hydraulische Permeation und Thermoosmose werden vernachlässigt.

### 3.1.3 Druckverlust-Modell

In den Gas- und Kühlmittelkanälen wird eine laminare Strömung angenommen, die durch das Gesetz von Hagen-Poiseuille beschrieben werden kann [Tang, 2015] [Springer-Verlag GmbH, 2013].

In den Gaskanälen der Brennstoffzelle kann es zu einer Gas-Flüssigkeits-Zweiphasenströmung kommen. Als Strömungsformen sind unter anderen eine Schichtenströmung und eine Sprühform möglich [Tang, 2015]. Die genaue Strömungsform kann mithilfe des verwendeten Modells ohne 3D-Ortsauflösung nicht bestimmt werden. Für die Ergebnisse ist es jedoch relevant, den erhöhten Druckverlust durch eine Zweiphasenströmung abzuschätzen. Dazu wird nach [Awad und Muzychka, 2008] eine homogene Zweiphasenströmung ohne Schlupf angenommen; beide Phasen strömen also mit der gleichen Geschwindigkeit. Es wird angenommen, dass beide Phasen als eine homogene Mischphase betrachtet werden können. Die Dichte dieser Phase berechnet sich mit Hilfe des Dampfgehalts

$$x = \frac{m_g}{m_{total}} \quad (3.8)$$

und der Dichte von Gasphase und Flüssigphase zu

$$\rho_m = \left( \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (3.9)$$

Für die Berechnung der Viskosität der Mischphase gibt es in der Literatur verschiedene Ansätze. In Abbildung 3.3 sind für die Ansätze aus Tabelle 3.1 die Viskositäten der Mischphase gegenübergestellt. Für die Anwendung in den Gaskanälen einer PEM-Brennstoffzelle ist der Bereich eines

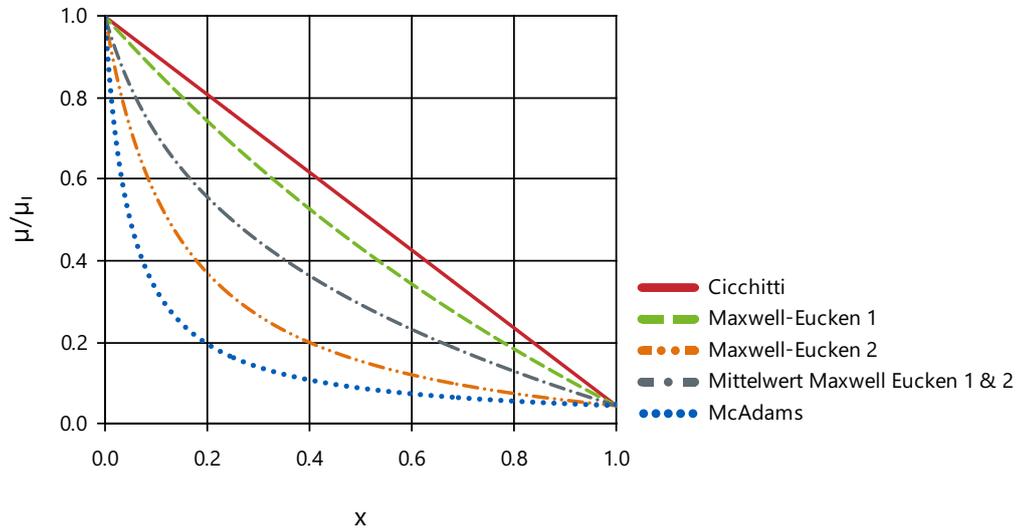


Abbildung 3.3: Viskosität eines Flüssig-Gas-Gemisches bezogen auf die Viskosität der flüssigen Phase in Abhängigkeit des Dampfgehalts  $x$ . Annahme einer homogenen Mischphase. Dargestellt sind Modellansätze aus Tabelle 3.1.

Dampfgehaltes nahe 1 relevant. Messdaten in [Awad und Muzychka, 2008] zeigen für Minikanäle (Durchmesser weniger Millimeter [Kandlikar, 2006]) die beste Übereinkunft mit der Viskositätsberechnung nach Maxwell-Eucken 2 und der Mittelwertbildung aus Maxwell-Eucken 1 und 2. Da Letzterer zu einer konservativeren, d.h. höheren Druckverlustabschätzung führt, wird dieser Ansatz im Modell für die Zweiphasendruckverluste in den Gaskanälen des Brennstoffzellenstapels implementiert. Diese sind dabei lediglich als Abschätzung zu verstehen, da unabhängig der Flüssigwassermenge von einer homogenen Strömungen ausgegangen wird und insbesondere die Verblockung von Gaskanälen nicht abgebildet ist.

Tabelle 3.1: Modelle zur Berechnung einer Mischviskosität nach [Awad und Muzychka, 2008].

McAdams [McAdams et al., 1942]	$\mu_m = \left( \frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_l} \right)^{-1}$
Cicchitti [Cicchitti et al., 1959]	$\mu_m = x\mu_g + (1-x)\mu_l$
Maxwell-Eucken 1 [Hashin und Shtrikman, 1962]	$\mu_m = \mu_l \frac{2\mu_l + \mu_g - 2(\mu_l - \mu_g)x}{2\mu_l + \mu_g + (\mu_l - \mu_g)x}$
Maxwell-Eucken 2 [Hashin und Shtrikman, 1962]	$\mu_m = \mu_g \frac{2\mu_g + \mu_l - 2(\mu_g - \mu_l)(1-x)}{2\mu_g + \mu_l + (\mu_g - \mu_l)(1-x)}$
Mittelwert aus Maxwell-Eucken 1 und 2 [Awad und Muzychka, 2008]	$\mu_m = \frac{1}{2} \left[ \mu_l \frac{2\mu_l + \mu_g - 2(\mu_l - \mu_g)x}{2\mu_l + \mu_g + (\mu_l - \mu_g)x} + \mu_g \frac{2\mu_g + \mu_l - 2(\mu_g - \mu_l)(1-x)}{2\mu_g + \mu_l + (\mu_g - \mu_l)(1-x)} \right]$

## 3.2 Anodenkreis

Im Anodenkreis wird reiner Wasserstoff aus dem Tank mit rezirkuliertem Wasserstoffgemischt und der Brennstoffzelle zugeführt. Das Gas strömt dabei im Gegenstrom zum Kühlmittel. Am Anodenausgang hat das Gas eine geringere Wasserstoffkonzentration, jedoch einen erhöhten Stickstoff- und in der Regel einen erhöhten Wasseranteil. In einem Wasserabscheider wird ein Teil des flüssigen Wassers abgeschieden, damit der Wasseranteil im rezirkulierten Gas nicht immer weiter steigt. Ein Gebläse ermöglicht eine Rezirkulation des nicht verbrauchten Wasserstoffs. Damit die Wasserstoffkonzentration nicht zu gering wird, kann durch das Purge-Ventil ein Teil des Gases vor der Rezirkulation aus dem System gelassen werden.

### 3.2.1 Wasserabscheider

Das flüssige Wasser wird im Wasserabscheider vom Gasstrom getrennt. Der Abscheidegrad gibt an, welcher Massenanteil des flüssigen Wassers abgeschieden werden kann:

$$\eta_{\text{Separator}} = \frac{\dot{m}_{1,\text{sep}}}{\dot{m}_1} \quad (3.10)$$

### 3.2.2 Wasserstoffrezirkulation

Das verwendete Gebläse (HRB = Hydrogen recirculation blower) erhöht den Druck des Fluids und ermöglicht so eine Rezirkulation. Die Leistung berechnet sich über den Wirkungsgrad  $\eta_{\text{HRB}}$  zu

$$P_{\text{HRB}} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_{\text{HRB}}}, \quad (3.11)$$

wobei  $\Delta p$  die Druckdifferenz und  $\dot{V}$  der Volumenstrom über dem Gebläse ist.

## 3.3 Kathodenpfad

Der Kathodenpfad stellt die Luftversorgung der Brennstoffzelle sicher. Abbildung 3.1 zeigt die Anordnung der verwendeten Komponenten. Die Umgebungsluft wird zunächst im Kompressor verdichtet. Dabei steigen Druck und Temperatur der Luft. Ein Teil der Temperaturerhöhung wird durch den kühlmittelgekühlten Ladeluftkühler zurück genommen. Im Befeuchter wird die Luft mit dem feuchten Abgas der Brennstoffzelle befeuchtet, um ein Austrocknen der Membran in der Brennstoffzelle zu verhindern. Eine Bypass-Klappe ermöglicht, dass nur ein Teil des Luftstroms über den Befeuchter strömt. Die Luft durchströmt den Stapel im Gleichstrom mit dem Kühlmittel. Nach dem Stapel strömt die sauerstoffarme und feuchte Luft durch den Befeuchter und wird durch ein Ventil auf Umgebungsdruck gedrosselt. Eine Turbine, wie sie in einigen automobilen Brennstoffzellensystemen eingesetzt wird [Frank, 2018], um durch die Nutzung der Exergie des Abgases die Leistungsaufnahme des Kompressors zu verringern, wird nicht eingesetzt.

### 3.3.1 Kompressor

Für den Kompressor wird ein isentroper Verdichtermodell verwendet, dessen hydraulische Leistung  $P_{\text{Compressor,hyd}}$  sich anhand des isentropen Wirkungsgrad  $\eta_{\text{is}}$  und der Leistung für eine isentrope Verdichtung  $P_{\text{is}}$  berechnet:

$$P_{\text{Compressor,hyd}} = \frac{P_{\text{is}}}{\eta_{\text{is}}} \quad (3.12)$$

Die isentrope Leistung entspricht dem Produkt aus gefördertem Massenstrom  $\dot{m}$  und der spezifischen Enthalpieänderung bei einer isentropen Verdichtung [Weigand et al., 2016]

$$P_{\text{is}} = \dot{m} \cdot (h_{2,\text{is}} - h_1), \quad (3.13)$$

wobei 1 den Zustand vor und 2 den Zustand nach der Verdichtung darstellt. Diese hydraulische Leistung wird dem Fluid zugeführt und erhöht dessen Enthalpie. Ein elektrischer Wirkungsgrad  $\eta_{\text{el}}$  erhöht zudem die elektrische Leistungsaufnahme:

$$P_{\text{Compressor,el}} = \frac{P_{\text{hyd}}}{\eta_{\text{el}}} \quad (3.14)$$

Pump- und Stopfgrenze sind für den Kompressor nicht implementiert. Entsprechend kann auf ein Waste-Gate, welches einen Teil des Luftmassenstroms nach der Kompression direkt ins Abgas abzweigt, verzichtet werden.

### 3.3.2 Ladeluftkühler

Der Ladeluftkühler kühlt die Luft nach dem Kompressor ab. Implementiert wird ein kühlmittelgekühlter Ladeluftkühler, der in den Kühlkreislauf der Brennstoffzelle eingebunden ist. Die Wärmeübertragungsfähigkeit, d.h. das Produkt aus Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  und Übertragungsfläche  $A$  ist konstant:

$$(k \cdot A)_{\text{CAC}} = \text{konst.} \quad (3.15)$$

### 3.3.3 Befeuchter

Die Modellierung des Befeuchters orientiert sich an den Ansätzen von [Brandau, 2012]. Dort wird der NTU<sup>1</sup>-Ansatz aus der Wärmeübertragung auf einen Befeuchter übertragen. Das Produkt aus Stoffübertragungskoeffizient und Übertragungsfläche wird als konstant angenommen:

$$(\beta \cdot A)_{\text{Hum}} = \text{konst.} \quad (3.16)$$

Im Befeuchter findet neben der Stoffübertragung auch eine Wärmeübertragung statt, welche ebenfalls mittels NTU-Ansatz modelliert wird. Auch hier wird das Produkt aus Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  und Übertragungsfläche  $A$  als konstant angenommen:

$$(k \cdot A)_{\text{Hum}} = \text{konst.} \quad (3.17)$$

<sup>1</sup>NTU: Number of Transfer Units

### 3.3.4 Wasserabscheider

In Brennstoffzellensystemen mit Turbine ist ein Wasserabscheider auch am Kathodenaustritt sinnvoll, um ein Eintreten von Tropfen in die Turbine zu verhindern. Der damit verbundene Tropfenschlag führt zur Abnutzung der Turbine oder kann sie zerstören [Sigloch, 2013]. Für den Fall der On-Board-Wassergewinnung durch Abgaskondensat ist ein Wasserabscheider am Kathodenaustritt notwendig, um das dort auftretende flüssige Wasser aufzusammeln. Es gilt die Wirkungsgraddefinition aus Gleichung 3.10.

## 3.4 Kühlkreislauf

Es wird neben dem Hauptwasserkühler kein weiterer Wärmeübertrager im Vorderwagen modelliert (Verflüssiger der Klimaanlage, Niedertemperaturkühler für Kühlung des Elektromotors und der Leistungselektronik). Ein Verzicht auf zusätzliche Wärmeübertrager im Vorderwagen wäre auch im realen Fahrzeug möglich, z.B. wenn ein kompakter Kältekreis mit Sekundärkreisläufen eingesetzt wird [Menken, 2016] [Weustenfeld, 2017]. Im Simulationsmodell hat es den Vorteil, dass der Effekt der Verdunstungskühlung ausschließlich beim Hauptwasserkühler und nicht bei anderen Kühlern betrachtet werden muss.

### 3.4.1 Pumpe

Die Pumpe erhöht den Druck des Kühlmittels (50 % Glysantin) und ermöglicht so die Zirkulation und die Kühlung der Brennstoffzelle. Die Leistung der Pumpe berechnet sich über den Wirkungsgrad der Pumpe  $\eta_{\text{Pump}}$  zu

$$P_{\text{Pump}} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_{\text{Pump}}}. \quad (3.18)$$

### 3.4.2 Hauptwasserkühler

Für den Hauptwasserkühler wird ein Modell aus TIL [Gräber et al., 2010] verwendet. Dieses ist entlang des Kühlmittelkanals diskretisiert. Die Berechnung des luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt auf Grundlage von [Chang und Wang, 1997]. Unter der Annahme, dass sich die Lamellentemperatur innerhalb des Diskretisierungselements nicht ändern, wird ein effektiver Wärmeübergangskoeffizient ermittelt, sodass die Wärmeübertragung mit Bezug auf die Eintrittsgrößen erfolgen kann [TLK-Thermo GmbH, 2019].

Im Rahmen dieser Arbeit wird die nicht-adiabate Verdunstungskühlung am Hauptwasserkühler untersucht. Dazu muss ein Modell aufgebaut werden, welches den Effekt von verdunstendem Wasser abbilden kann. Ein solches Modell wurde u.a. bereits von [Strupp, 2011] beschrieben. Die wesentlichen Annahmen werden daraus übernommen. Durch eine Diskretisierung des Luftpfades kann dem Effekt Rechnung getragen, dass sich die Luft bei Durchströmen des Hauptwasserkühlers erwärmt und bei Verdunstung des Wassers auf den Lamellen der Wassergehalt zunimmt. Um detailliert abbilden zu können, wie viel Wasser verdunstet und durch die Luft aufgenommen werden kann, ist diese Diskretisierung erforderlich. Eine Diskretisierung des Luftpfades erhöht jedoch auch

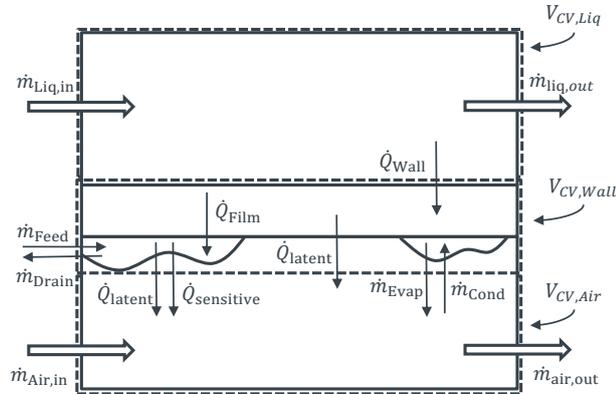


Abbildung 3.4: Schematische Darstellung eines Diskretisierungselements des Wärmeübertragers. Dargestellt sind die drei Kontrollvolumina für Kühlmittel, Wand und Luft sowie die Massen- und Wärmeströme.

die Komplexität des Modells und dessen Simulationszeit. Daher ist bei dem verwendeten Modell für den Wärmeübertrager lediglich der Kühlmittelkanal diskretisiert, nicht jedoch der Luftpfad. Ein einzelnes Diskretisierungselement wird auch als Zelle des Wärmeübertragers bezeichnet.

Abbildung 3.4 zeigt schematisch eine solche Zelle. Diese lässt sich in drei Kontrollvolumina  $V_{CV}$  unterteilen:

1.  $V_{CV,liq}$  wird vom Kühlmittel durchströmt.
2.  $V_{CV,wall}$  ist die Wand zwischen Kühlmittel und Luft, wobei dieses Kontrollvolumen auch den Wasserfilm beinhaltet, der auf der Luftseite entstehen kann.
3.  $V_{CV,gas}$  ist das Kontrollvolumen der Luft.

Das Kühlmittel gibt die Wärme  $\dot{Q}_{Wall}$  an die Wand des Wärmeübertragers ab. Die Wand überträgt die Wärme an die Luft ( $\dot{Q}_{sensible}$ ) oder an den Wasserfilm ( $\dot{Q}_{Film}$ ). Die Temperatur der Wand und des Wasserfilms sind dabei identisch, d.h. der Wasserfilm bildet keinen zusätzlichen Wärmewiderstand. Wasser kann auf die Wand des Wärmeübertragers gebracht werden ( $\dot{m}_{feed}$ ) und flüssig vom Wärmeübertrager abfließen ( $\dot{m}_{drain}$ ). Außerdem kann es an der Wand kondensieren ( $\dot{m}_{condensate}$ ) oder verdampfen ( $\dot{m}_{evaporate}$ ). Die Wärmeübertragung zwischen Wasserfilm und Luft kann sensibel ( $\dot{Q}_{sensible}$ ) oder latent ( $\dot{Q}_{latent}$ ) erfolgen.

Für die Modellierung wird angenommen, dass ein Wasserfilm auf den Lamellen des Wärmeübertragers existieren kann. Durch ein Aufsprühen des Wassers auf den Wärmeübertrager des realen Fahrzeugs ist davon auszugehen, dass ein Teil des Wassers die Luft vor dem Wärmeübertrager abkühlt. Diese adiabate Verdunstungskühlung wird durch das Modell nicht abgebildet. Stattdessen wird davon ausgegangen, dass das gesamte Wasser auf den Lamellen auftrifft. Wasser, welches den Wärmeübertrager „nicht trifft“, wird vernachlässigt. Der Kühlluftmassenstrom ändert sich durch den Wasserfilm oder die Verdunstung nicht (kein erhöhter Druckverlust der Luft). Auch der Wärmeübergangskoeffizient ändert sich durch die gleichzeitig stattfindende Stoffübertragung nicht (keine Ackermann-Korrektur [Köhler, 2019]). Die Massen- und Energieerhaltung für den Wasserfilm werden im Folgenden aufgestellt.

### 3.4.2.1 Massenerhaltung Wasserfilm

Für die Massenbilanz des Wasserfilms gilt:

$$\frac{dm_{\text{film}}}{dt} = \dot{m}_{\text{condensate}} - \dot{m}_{\text{evaporate}} + \dot{m}_{\text{feed}} - \dot{m}_{\text{drain}} \quad (3.19)$$

Der kondensierende Massenstrom  $\dot{m}_{\text{condensate}}$  ist größer null, wenn Wasser aus der Luft auf dem Wärmeübertrager kondensiert, wobei dies im betrachteten Fall hoher Kühlmitteltemperaturen nicht weiter relevant ist. Der Term  $\dot{m}_{\text{Feed}}$  beschreibt das für die Verdunstungskühlung zusätzlich auf den Wärmeübertrager aufgebrauchte Wasser. Dieses kann entweder als  $\dot{m}_{\text{drain}}$  flüssig abfließen oder es verdunstet als  $\dot{m}_{\text{evaporate}}$  und trägt zur Kühlung bei. Der Verdunstungsmassenstrom  $\dot{m}_{\text{evaporate}}$  berechnet sich aus der mit Wasser benetzten Wärmeübertragerfläche  $A_{\text{wet}}$  und dem effektiven Stoffübergangskoeffizienten  $\beta_{\text{eff}}$

$$\dot{m}_{\text{evaporate}} = \beta_{\text{eff}} A_{\text{wet}} \rho_{\text{gas}} (\zeta_{\text{W},s} - \zeta_{\text{W}}) \geq 0, \quad (3.20)$$

wobei sich der Stoffübergangskoeffizient  $\beta$  nach [Köhler, 2019] für ein ideales Gas (Lewis Zahl  $Le \approx 1$  [Köhler, 2019]) wie folgt berechnet:

$$\beta_{\text{idealGas}} = \frac{\alpha}{\rho c_p} \quad (3.21)$$

Ein auf diese Weise ermittelter Stoffübergangskoeffizient gilt nur für einen vernachlässigbaren Stoffstrom. Die Stefan-Korrektur [Lienhard, 1987] für größere Stoffströme ist nicht implementiert. Für den Wärmeübergang wird, wie bereits erwähnt, ein effektiver Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{\text{eff}}$  berechnet. Überträgt man diesen nun mittels Gleichung 3.21 auf die Stoffübertragung, erhält man einen effektiven Stoffübergangskoeffizienten  $\beta_{\text{eff}}$ , der ebenfalls auf die Eingangsgrößen bezogen werden kann. Der Massenanteil Wasser im Sättigungszustand  $\zeta_{\text{W},s}$  ist wie der Sättigungspartialdruck eine Funktion der Temperatur, wobei hier die Wasserfilmtemperatur angenommen wird. Für den Wassermassenanteil in der Luft  $\zeta_{\text{W}}$  wird der Eintrittszustand der feuchten Luft verwendet.

Für die mit Wasser benetzte Wärmeübertragerfläche  $A_{\text{wet}}$  wird angenommen, dass ein maximaler Benetzungsanteil  $\chi_{\text{max}}$  nicht überschritten wird, da durch eine Besprühung nicht der gesamte Wärmeübertrager erreicht wird und ein Teil der Lamellen immer trocken bleibt. Je geringer zudem die Filmwassermasse ist, desto geringer ist der Benetzungsanteil  $\chi$  und damit die benetzte Fläche:

$$\chi = \chi_{\text{max}} \cdot \frac{m_{\text{film}}}{m_{\text{film,max}}} \quad (3.22)$$

$$A_{\text{wet}} = \chi \cdot A \quad (3.23)$$

Wasser fließt vom Wärmeübertrager ab ( $\dot{m}_{\text{drain}} > 0$ ), wenn eine maximale Filmwassermenge  $m_{\text{film,max}}$  der Zelle überschritten wurde. Diese Größe wird in der Realität von verschiedenen Randbedingungen (Bauform des Wärmeübertragers, Luftgeschwindigkeit, etc.) abhängen. Im Modell wird sie als konstant angenommen.

### 3.4.2.2 Energieerhaltung

Betrachtet wird ein Bilanzraum, der sowohl die Wand des Wärmeübertragers als auch den Wasserfilm beinhaltet:

$$\frac{dH_{\text{Wall,Film}}}{dt} = \dot{Q}_{\text{gas}} + \dot{Q}_{\text{Wall}} + h_{\text{Film}}(\dot{m}_{\text{condensate}} - \dot{m}_{\text{evaporate}} - \dot{m}_{\text{drain}}) + h_{\text{Feed}}\dot{m}_{\text{feed}} \quad (3.24)$$

$h_{\text{Feed}}$  ist die Enthalpie des flüssigen aufgespritzten Wassers, welche von dessen Temperatur abhängt. In der mit dem Gas übertragenen Wärme  $\dot{Q}_{\text{gas}}$  ist die latente und sensible Wärme enthalten:

$$\dot{Q}_{\text{gas}} = \dot{Q}_{\text{gas,sensible}} + \dot{Q}_{\text{gas,latent}} = \dot{Q}_{\text{gas,sensible}} + \Delta h_{\text{evap}}(\dot{m}_{\text{condensate}} - \dot{m}_{\text{evaporate}}) \quad (3.25)$$

### 3.4.3 Zusatzwassertank und Zusatzpumpe

Die Verdunstungskühlung auf dem Hauptwasserkühler soll mit Wasser erfolgen, welches im Betrieb der Brennstoffzelle aufgesammelt wird. Dazu ist neben den Wasserabscheidern ein Tank vorgesehen, der das Wasser sammelt. In Fahrsituationen mit unzureichender Kühlung pumpt eine zusätzliche Pumpe das Wasser durch Düsen, sodass Wasser auf den Kühler gesprüht wird. Für die Massenbilanz des Zusatzwassertank folgt:

$$\frac{dm_{\text{Water,Tank}}}{dt} = \dot{m}_{\text{Separator,Anode}} + \dot{m}_{\text{Separator,Cathode}} - \dot{m}_{\text{Feed}} - \dot{m}_{\text{Overfill}} \quad (3.26)$$

Demnach erhöht sich die Masse des Tanks  $m_{\text{Water,Tank}}$  durch das Flüssigwasser aus dem Wasserabscheider am Anodenaustritt  $\dot{m}_{\text{Separator,Anode}}$  und am Kathodenaustritt  $\dot{m}_{\text{Separator,Cathode}}$ . Wird Wasser auf den Hauptwasserkühler aufgebracht, verringert sich die Masse an flüssigem Wasser im Tank. Außerdem kann das Volumen des Wassers das Volumen des Zusatzwassertanks  $V_{\text{Tank}}$  nicht überschreiten. In diesem Fall fließt es aus dem Tank mit  $\dot{m}_{\text{Overfill}}$  ab. Die Leistung der Pumpe beträgt

$$P_{\text{Pump,evap}} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_{\text{Pump}}} = \frac{\dot{V} \cdot (p_{\text{Jet}} - p_{\text{Tank}})}{\eta_{\text{Pump}}} \quad (3.27)$$

wobei  $p_{\text{Jet}}$  den Druck vor der Düse, durch welche das Wasser auf den Wärmeübertrager gesprüht wird, und  $p_{\text{Tank}}$  den Druck des Wassers im Zusatzwassertank bezeichnet.

## 3.5 Wirkungsgraddefinition

Für den Wirkungsgrad des Brennstoffzellensystems wird der Aufwand in das Verhältnis zum Nutzen gesetzt. Der Nutzen ist die Brennstoffzellensystemleistung, welche die Brennstoffzellenstapelleistung abzüglich der Verbraucher im System, d.h. Kompressor, Rezirkulationsgebläse, Hauptwasserpumpe und ggf. Zusatzwasserpumpe für die Verdunstungskühlung ist. Die variable Spannung des Brennstoffzellenstapels wird dabei über einen DC-DC-Wandler mit dem Wirkungsgrad  $\eta_{\text{DC-DC}}$  auf die Systemspannung gewandelt:

$$P_{\text{System}} = P_{\text{Stack}} \cdot \eta_{\text{DC-DC}} - P_{\text{Compressor,el}} - P_{\text{HRB}} - P_{\text{Pump}} - P_{\text{Pump,evap}} \quad (3.28)$$

Den Aufwand stellt der Verbrauch des Brennstoffes dar. Für das Brennstoffzellenfahrzeug ist dies der Wasserstoff aus dem Tank multipliziert mit der massenspezifischen Energiemenge des Wasserstoffs  $H_O^{H_2}$ . Der Systemwirkungsgrad ergibt sich zu:

$$\eta_{\text{System}} = \frac{P_{\text{System}}}{\dot{m}_{H_2, \text{tank}} \cdot H_O^{H_2}} \quad (3.29)$$

Es ist zu beachten, dass sich die verwendete Wirkungsgraddefinition auf den Brennwert<sup>2</sup> von Wasserstoff  $H_O^{H_2}$  bezieht. In der Kraftfahrzeugtechnik ist es üblich, Wirkungsgrade auf den Heizwert zu beziehen [Braess und Seiffert, 2013], weshalb sich diese nicht unmittelbar vergleichen lassen.

## 3.6 Fahrzeugmodell

### 3.6.1 Längsdynamik

Für das Fahrzeugmodell werden einfache Gleichungen der Längsdynamik verwendet. Der Fahrzeugwiderstand  $F_W$  setzt sich nach [Braess und Seiffert, 2013] aus dem Rollwiderstand  $F_{Ro}$ , dem Luftwiderstand  $F_L$ , dem Steigungswiderstand  $F_{St}$  und dem Beschleunigungswiderstand  $F_B$  zusammen:

$$F_W = F_{Ro} + F_L + F_{St} + F_B \quad (3.30)$$

Der Rollwiderstand kann mit Hilfe des Rollwiderstandsbeiwerts  $f$ , der Fahrzeugmasse  $m_{Car}$  und der Erdbeschleunigung  $g$  ausgedrückt werden:

$$F_{Ro} = f \cdot m_{Car} \cdot g \quad (3.31)$$

Der Luftwiderstand wird aus dem Luftwiderstandsbeiwert  $c_W$ , der Querschnittsfläche  $A$ , der Luftdichte  $\rho$  und der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  berechnet:

$$F_L = c_W A \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (3.32)$$

Der Steigungswiderstand ist abhängig vom Steigungswinkel  $\beta$ :

$$F_{St} = m_{Car} \cdot g \cdot \sin(\beta) \quad (3.33)$$

Der Beschleunigungswiderstand beträgt

$$F_B = m_{\text{red}} \cdot \frac{dv}{dt}, \quad (3.34)$$

wobei  $m_{\text{red}}$  das Produkt aus Massenfaktor  $e_i$  ( $>1$ ), der die Trägheitsmomente der rotierenden Massen des Antriebsstrangs berücksichtigt, und Fahrzeugmasse ist:

$$m_{\text{red}} = e_i \cdot m_{Car} \quad (3.35)$$

Die Fahrwiderstandsleistung ergibt sich als Produkt aus Fahrzeugwiderstand und Fahrzeuggeschwindigkeit:

$$P_W = F_W \cdot v \quad (3.36)$$

<sup>2</sup>Veraltet: Oberer Heizwert

### 3.6.2 Antriebsstrang und Batteriemodell

Die Antriebsleistung ergibt sich unter Berücksichtigung eines Antriebswirkungsgrads  $\eta_{\text{Drive}}$  zu

$$P_{\text{Drive}} = \frac{P_{\text{W}}}{\eta_{\text{Drive}}}. \quad (3.37)$$

Die Leistung weiterer Verbraucher im Fahrzeug (z.B. Klimaanlage, Infotainment) erhöht den Leistungsbedarf des Fahrzeugs:

$$P_{\text{Car}} = P_{\text{Drive}} + P_{\text{aux}} \quad (3.38)$$

Brennstoffzellenfahrzeuge verfügen meist über einen Hybridantrieb, d.h. sie haben neben der Brennstoffzelle auch eine Batterie [Barbir, 2013]. Die Antriebsleistung kann direkt aus der Brennstoffzelle oder aus der Batterie bereitgestellt werden; zu einem anderen Zeitpunkt kann die Batterie mit der Brennstoffzelle geladen werden. Die Hybrid-Strategie, also wann die Brennstoffzelle in welchem Lastpunkt betrieben wird, ist Know-How der Fahrzeughersteller und unterscheidet sich je nach Hybrid-Topologie und -strategie stark [Barbir, 2013]. In diesem Fahrzeugmodell soll die benötigte Leistung vorrangig aus der Brennstoffzelle bereitgestellt werden. Lediglich die Leistung, die aufgrund der Trägheit des Brennstoffzellensystems nicht aus der Brennstoffzelle bereitgestellt werden kann, wird der Batterie entnommen. Dies entspricht der Differenz aus Soll-Leistung  $P_{\text{System,sp}}$  und Ist-Leistung  $P_{\text{System,m}}$  des Brennstoffzellensystems:

$$P_{\text{Bat}} = P_{\text{System,sp}} - P_{\text{System,m}} \quad (3.39)$$

Die Batterie wird immer wieder auf ihren initialen Energiegehalt  $E_{\text{Bat,initial}}$  geladen bzw. entladen, indem die Brennstoffzellensystemleistung bei Unterschreiten von  $E_{\text{Bat,initial}}$  erhöht und bei Überschreiten verringert wird (siehe auch Kapitel 3.7.2). Rekuperation, also die Energierückgewinnung bei Verzögerung des Fahrzeuges, wird nicht abgebildet.

## 3.7 Regelung

### 3.7.1 Brennstoffzellensystemmodell

Im Brennstoffzellensystemmodell kommen für die Betriebsführung des Systems verschiedene Regler zum Einsatz. Die Betriebsbedingungen (englisch: *OC = Operating Conditions*) legen fest, welche Sollwertvorgaben für folgende Größen einzuregeln sind:

1. Absolutdruck am Kathodeneintritt
2. Stöchiometrie Kathode
3. relative Feuchte am Kathodeneintritt bezogen auf die Kühlmiteleintrittstemperatur
4. Absolutdruck am Anodeneintritt
5. Stöchiometrie Anode

6. Wasserstoffkonzentration am Anodenaustritt (Volumenkonzentration bezogen auf das trockene Gas)
7. Kühlmitteltemperaturdifferenz über den Brennstoffzellenstapel
8. Kühlmittelintrittstemperatur in den Brennstoffzellenstapel

Die Sollwertvorgaben sind im Modell dabei ausschließlich von der Stromdichte abhängig. Abbildung 3.5 zeigt anhand vereinfachter Regelkreise die Regelung der genannten Größen. Der Sollwert für die Stromdichte  $i_{sp}$  ist als Eingangsgröße in die *Operating Conditions* dargestellt, da anhand seines Wertes die Sollwerte der anderen Regelgrößen ermittelt werden. In Kapitel 4.3 erfolgt die Wahl der *Operating Conditions*. Die Stromdichte wird über einen PI-Regler (Proportional–Integral Controller) geregelt, wobei ein Gain-Scheduling (GS) in Abhängigkeit des Arbeitspunktes die Reglerparameter verändert [Adamy, 2018]. Als Stellglied fungiert der Widerstand im Stromkreis des Brennstoffzellenstapels.

Im Kathodenpfad werden Druck, Stöchiometrie und Feuchte geregelt, wobei jeweils ein PI-Regler zum Einsatz kommt. Stellglieder sind das Drosselventil für den Druck, der Kompressor für die Stöchiometrie und das Befeuchterbypassventil für die relative Feuchte am Kathodeneintritt.

Im Anodenkreis werden Druck, Stöchiometrie und Wasserstoffkonzentration geregelt. Auch hier kommen PI-Regler zum Einsatz, wobei für die Regelung der Wasserstoffkonzentration zusätzlich ein Gain-Scheduling die Reglerparameter verändert. Stellglieder sind das Druckregelventil am Wasserstofftank, das Rezirkulationsgebläse für die Stöchiometrie und das Purge-Ventil für die Wasserstoffkonzentration.

Im Kühlkreislauf werden die Kühlmitteltemperaturdifferenz und die Kühlmittelintrittstemperatur geregelt. Die Regelung der Kühlmitteltemperaturdifferenz mittels PI-Regler wird durch eine Störgrößenaufschaltung (SGA) ergänzt. Diese berücksichtigt die Auswirkungen der Verlustwärme des Brennstoffzellenstapels auf den notwendigen Kühlmittelmassenstrom. Die Kühlmittelintrittstemperatur wird über zwei PI-Regler mit verschiedenen Stellgliedern geregelt. Ein Regler bestimmt über das Bypassventil, wie viel Kühlmittel über den Hauptwasserkühler strömt. Der zweite Regler ist mit der Zusatzpumpe als Stellglied verknüpft und bestimmt, wie viel Wasser auf den Wärmeübertrager gebracht wird. Die Verdunstungskühlung ist dabei immer mit einem vollständig geschlossenen Bypass des Hauptwasserkühlers verknüpft.

### 3.7.2 Fahrzeugmodell

Der Regelkreis für das Fahrzeugmodell ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Das Brennstoffzellensystem soll die Fahrzeugleistung  $P_{Car}$  decken. Ein PI-Regler erhöht bzw. verringert die Brennstoffzellensystemleistung, wenn sich die Energiemenge in der Batterie von ihrem Sollwert  $E_{Bat,sp}$  unterscheidet. Für die Regelung der Brennstoffzellensystemleistung kommt eine Kaskadenregelung zum Einsatz. Im inneren Regelkreis wird die Stromdichte auf ihren Sollwert geregelt (Kapitel 3.7.1). Der äußere Regelkreis legt den Sollwert der Stromdichte fest, sodass die Regelabweichung der Brennstoffzellensystemleistung minimiert wird. Die Regelung wird von einer Vorsteuerung (FF = *Feed Forward*) unterstützt. Diese schätzt die Stromdichte ab, welche es zur Erreichung der Systemleistung benötigt. Hinterlegt ist dazu in Form einer Tabelle der Zusammenhang zwischen Stromdichte und Systemleistung für die verwendeten Betriebsbedingungen und typische Umgebungsbedingungen.

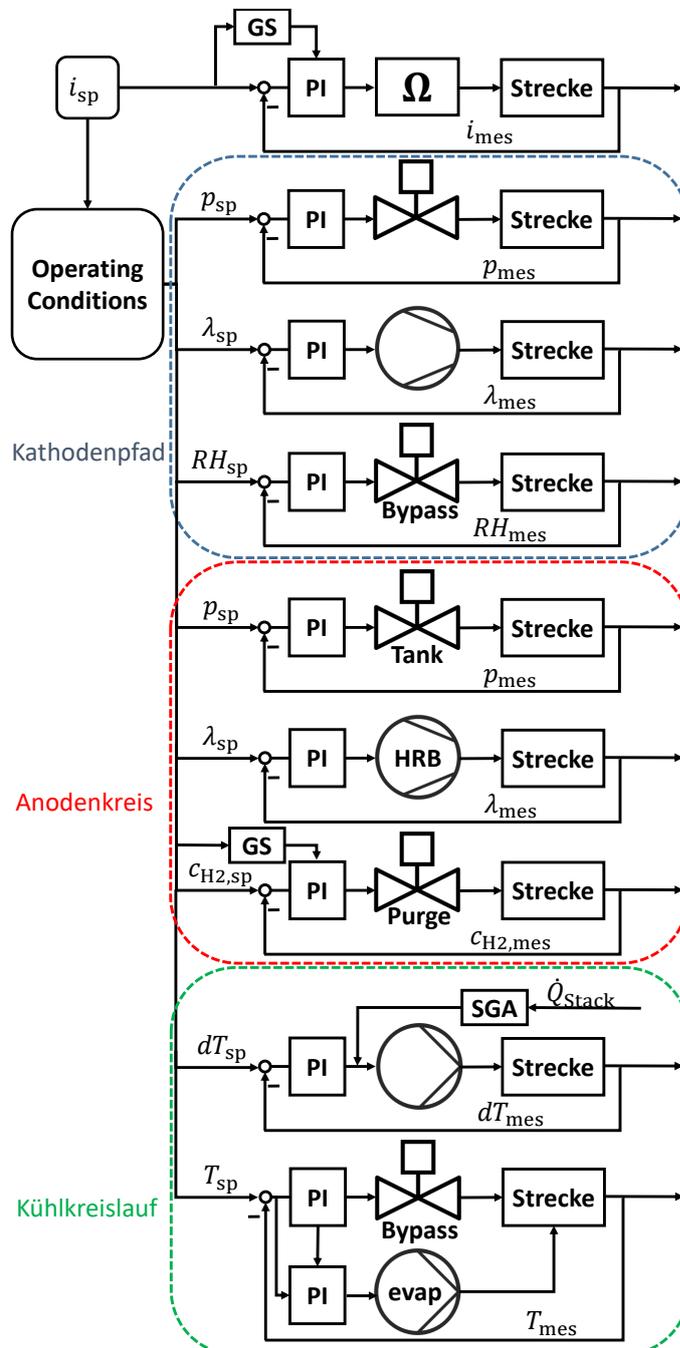


Abbildung 3.5: Schematische Darstellung der Regelung im Brennstoffzellensystem. Dargestellt sind alle Regelgrößen des Brennstoffzellensystems mit vereinfachten Regelkreisen. Der Sollwert der Stromdichte wird vom Fahrzeugmodell vorgegeben. Die Sollwerte aller anderen Regler ergeben sich in Abhängigkeit der Stromdichte aus den Operating Conditions.

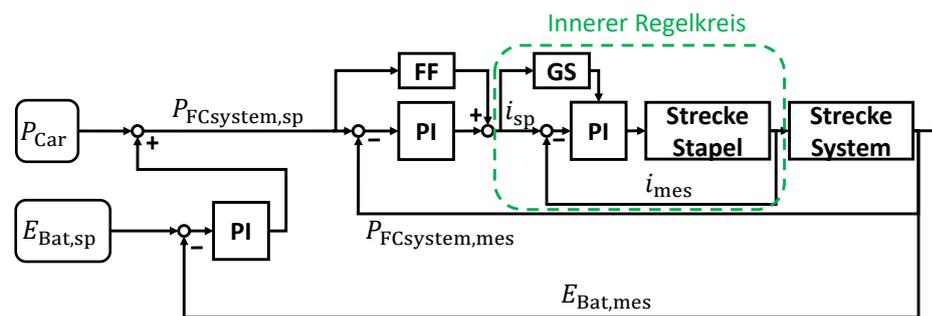


Abbildung 3.6: Schematische Darstellung der Regelung im Fahrzeugmodell. Für die Brennstoffzellensystemleistung wird eine Kaskadenregelung eingesetzt. Der innere Regelkreis minimiert die Regelabweichung der Stromdichte. Der äußere Regelkreis legt den Sollwert der Stromdichte so fest, dass die Systemleistung erreicht wird. Die Batterie wird mit einem PI-Regler auf ihrem initialen Ladezustand gehalten.

# 4 Parametrierung Simulationsmodell

Das in Kapitel 3 aufgebaute Simulationsmodell soll im folgenden Abschnitt anhand von Literaturdaten parametrierung werden. Die Geometrie und Kinetik des Brennstoffzellenstapels werden an die von [Mohr, 2018] veröffentlichten Daten einer automobilen Brennstoffzelle angepasst.

## 4.1 Brennstoffzellenstapel

Das Brennstoffzellenstapelmodell wird mittels der von [Tang, 2015] angegebenen Parametern verwendet. Die für Gleichungen 3.6 und 3.7 notwendigen Parameter sind in Tabelle 4.1 aufgelistet. Das Stapelmodell wird 3-fach entlang des aktiven Bereichs des Flussfeldes (*Along-the-Channel*) und 1-fach *Along-the-Stack* diskretisiert. Der Stapel wird, wie der zur Parametrierung von Geometrie und Kinetik verwendete Stapel in [Mohr, 2018], in Gegenstrom-Anordnung betrieben, d.h. das befeuchtete Gemisch aus Wasserstoff und Stickstoff durchströmt den Stapel gegenläufig zum Kühlmittel.

Nachfolgend soll die Geometrie des Stapels im aktiven Bereich und in den Verteilstrukturen vorgestellt werden. Mit dem parametrisierten Brennstoffzellenstapel kann dann eine Anpassung an Messdaten erfolgen.

### 4.1.1 Stapelgeometrie

Der Stapel besteht aus 300 Einzelzellen mit einer aktiven Fläche von  $376 \text{ cm}^2$ . Die Bipolar-Halbplatten haben eine Wandstärke von  $150 \text{ mm}$ . Die Dicken von Membran, Elektroden und Gasdiffusionsschichten ist Tabelle 4.1 zu entnehmen. Abbildung 4.1 zeigt schematisch eine Bipolarplatte mit Kanälen im aktiven Bereich und in den Verteilstrukturen. Im aktiven Bereich der Brennstoffzelle

Tabelle 4.1: Parametrierung Brennstoffzellenstapelmodell

Drag-Koeffizient gesättigt	$n_{\text{Drag,PEM,sat}} = 2,5$	[Springer et al., 1991]
Volumenanteil Ionomer in der Katalyseschicht	$\phi_{\text{CL}} = 0,3$	[Zhou et al., 2014]
Anzahl Einzelzellen	$n_{\text{Cells}} = 300$	[Mohr, 2018]
Aktive Fläche	$A_{\text{active}} = 376 \text{ cm}^2$	[Mohr, 2018]
Wandstärke Bipolar-Halbplatte	$d_{\text{BPP}/2} = 0,150 \text{ mm}$	[Mohr, 2018]
Dicke Membran	$d_{\text{PEM}} = 18 \text{ }\mu\text{m}$	[Mohr, 2018]
Dicke Elektrode Kathode	$d_{\text{CCL}} = 14 \text{ }\mu\text{m}$	[Mohr, 2018]
Dicke Elektrode Anode	$d_{\text{ACL}} = 4 \text{ }\mu\text{m}$	[Mohr, 2018]
Dicke Gasdiffusionsschicht Kathode	$d_{\text{CGDL}} = 175 \text{ }\mu\text{m}$	[Mohr, 2018]
Dicke Gasdiffusionsschicht Anode	$d_{\text{AGDL}} = 175 \text{ }\mu\text{m}$	[Mohr, 2018]

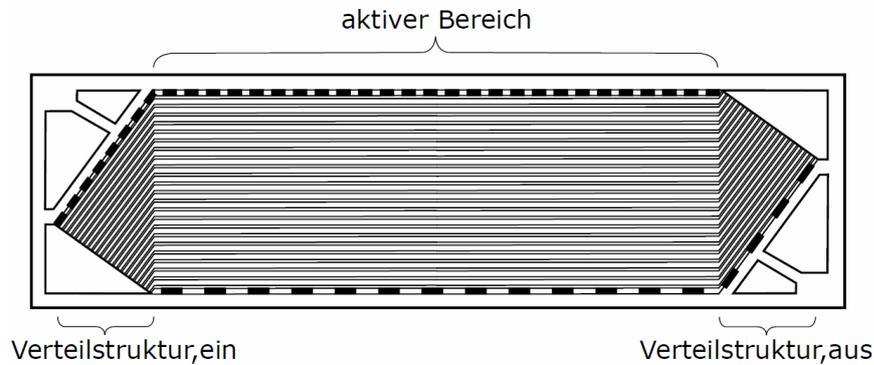


Abbildung 4.1: Bipolarplatte mit Kanälen des aktiven Bereichs und der Verteilstrukturen [Mohr, 2018]

Tabelle 4.2: Parametrierung Kanalstruktur im aktiven Bereich und in den Verteilstrukturen nach [Mohr, 2018]

Parameter	Einheit	Anode	Kathode
Kanalanzahl aktiver Bereich	-	200	200
hydr. Durchmesser aktiver Bereich	mm	0,2471	0,3208
Kanalanzahl Verteilstruktur	-	40	50
hydr. Durchmesser Verteilstruktur	mm	0,4090	0,5090

finden die Reaktionen und damit die Energiewandlung statt. Die Kanäle für Anodengas, Kathodengas und Kühlmittel stellen die Versorgung mit den Medien sicher. Der aktive Bereich hat eine Länge von 235 mm und eine Breite von 160 mm [Mohr, 2018]. Die Verteilstruktur stellt die Versorgung der Kanäle des aktiven Bereichs mit den Reaktionsgasen sicher. Die Parametrierung der Kanalstrukturen im aktiven Bereich und in den Verteilstrukturen ist Tabelle 4.2 zu entnehmen. Die geometrischen Längen und Querschnitte der Kanäle sind anhand der in [Mohr, 2018] beschriebenen Geometrie berechnet.

#### 4.1.2 Fitting Polarisationskurve

Um eine typische Kinetik einer automobilen Brennstoffzelle zu erhalten, werden die in Kapitel 3.1.1 beschriebenen Modelle für die Aktivierungsüberspannung und Ohmschen Verluste an die Messdaten aus [Mohr, 2018] gefittet. Mit Fitting ist an dieser Stelle eine stationäre Optimierung von Modellparametern gemeint, bei der die Abweichung zu den Messdaten minimiert wird. Das Optimierungsziel, also jene Größe, dessen Abweichung zu Messdaten minimiert werden soll, ist die Zellspannung  $U$ . Die Zielfunktion lautet:

$$\min \sum_i \sqrt{(U_{i,\text{mes}} - U_{i,\text{sim}})^2} \quad (4.1)$$

Als Optimierungsparameter wird die Referenzaustauschstromdichte  $i_{0,s}^{\text{ref}}$  aus der Tafel-Kinetik und ein Korrekturfaktor  $k$  für die Protonenverluste verwendet. In [Mohr, 2018] wurde eine kommerziell nicht erhältliche Membran eingesetzt, über die keine Korrelation für die Leitfähigkeit bekannt ist. Daher wird auf die Korrelationen aus Gleichungen 3.4 und 3.5 zurückgegriffen und die Faktoren  $k_{\Omega,PEM}$  und  $k_{\Omega,CL}$  für das Fitting als Optimierungsparameter verwendet, wobei  $k_{\Omega,PEM} = k_{\Omega,CL} = k$

Tabelle 4.3: Parameter der Tafel-Kinetik und Anpassungsfaktor für Protonenleitfähigkeit

Faktor Protonenleitfähigkeit	$k = 1,134$	Ergebnis Fitting
Referenzaustauschstromdichte	$i_{0,s}^{ref} = 4,11 \times 10^{-4} \frac{A}{cm^2}$	Ergebnis Fitting
Kinetische Reaktionsordnung	$\gamma = 0,54$	[Neyerlin et al., 2006]
Aktivierungsenergie	$E_{m,ORR}^{act} = 67 \frac{kJ}{mol}$	[Neyerlin et al., 2006]
Durchtrittsfaktor	$\alpha_{ORR} = 1,0$	[Neyerlin et al., 2006]
Referenztemperatur	$T^{ref} = 353,15 K$	[Neyerlin et al., 2006]
Referenzdruck	$p_{O_2}^{ref} = p_{H_2}^{ref} = 1,013 bar$	[Neyerlin et al., 2006]
Platinoberfläche	$A_{Pt} = 60 \frac{m^2_{Pt}}{g_{Cat}}$	[Mohr, 2018]
Platinbeladung	$\rho_{Pt} = 0,4 \frac{mg_{Pt}}{m^2_{MEA}}$	[Mohr, 2018]

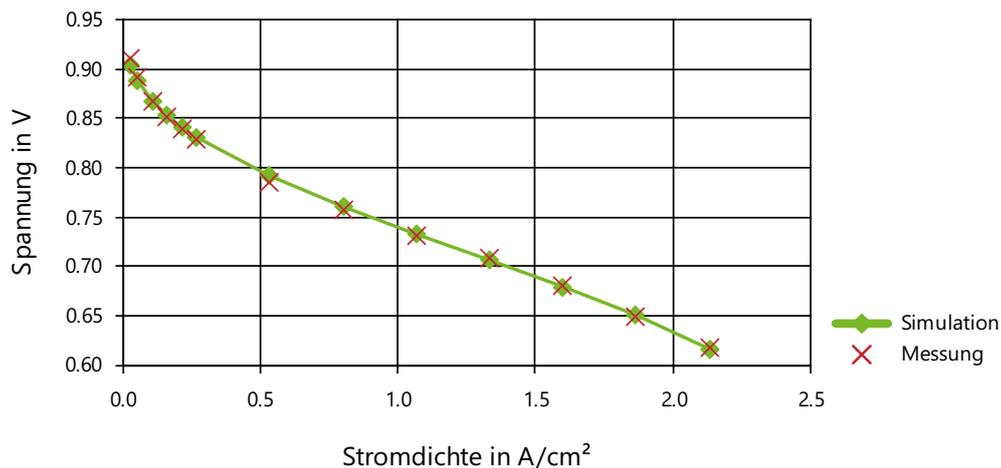


Abbildung 4.2: Vergleich der Zellspannung für verschiedene Stromdichten zwischen Messdaten [Mohr, 2018] und Simulationsmodell mit gefitteten Parametern.

gilt, da davon ausgegangen wird, dass in [Mohr, 2018] in der Membran und den Katalyseschieden das gleiche Ionomer verwendet wird. Für die Parameter der Tafel-Kinetik werden (bis auf die Referenzaustauschstromdichte) die ermittelten Werte von [Neyerlin et al., 2006] verwendet, welche in Tabelle 4.3 aufgelistet sind.

Als Optimierungsalgorithmus kommt der *SLSQP*<sup>1</sup>-Algorithmus des Python-Moduls *scipy* zum Einsatz [Kraft, 1988]. Tabelle 4.3 zeigt die ermittelten Parameter des Fittings.

In Abbildung 4.2 ist die Zellspannung über der Stromdichte für das Simulationsmodell mit gefitteten Parametern und die Messergebnisse aus [Mohr, 2018] dargestellt, welche für das Fitting verwendet wurden. Es ist zu erkennen, dass das Simulationsmodell den automobilen Brennstoffzellenstapel nach [Mohr, 2018] ausreichend gut abbildet.

<sup>1</sup>Sequential Least Squares Programming

Tabelle 4.4: Parametrierung Brennstoffzellensystem

Abscheidegrad Wirkungsgrad Rezirkulationsgebläse	$\eta_{\text{Separator}} = 97\%$ $\eta_{\text{HRB}} = 60\%$	[Staeck, 2014]
Isentroper Wirkungsgrad Kompressor Elektrischer Wirkungsgrad Kompressor Wärmeübertragungsfähigkeit Ladeluftkühler Stoffübertragungsfähigkeit Befeuchter Abscheidegrad	$\eta_{\text{Compressor,is}} = 75\%$ $\eta_{\text{Compressor,el}} = 90\%$ $(kA)_{\text{CAC}} = 250 \text{ W/K}$ $(\beta A)_{\text{hum}} = 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$ $\eta_{\text{Separator}} = 97\%$	[James et al., 2016] [James et al., 2016] [Staeck, 2014] [Staeck, 2014]
Wirkungsgrad Pumpen Abmessung Kühler (Breite, Höhe, Tiefe) Diskretisierung entlang des Kühlmittelkanals Thermische Masse Kühlkreislauf inkl. Stapel Volumen Zusatzwassertank maximaler Benetzungsgrad maximaler Wasserfilm Druck vor Düse	$\eta_{\text{Pump}} = 50\%$ $64 \text{ cm} \cdot 49 \text{ cm} \cdot 4,2 \text{ cm}$ $n = 16$ $C_p = 64 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$ $V_{\text{Tank}} = 51$ $\chi_{\text{max}} = 0,2$ $m_{\text{film,max}} = 0,02 \text{ kg}$ $p_{\text{Jet}} = 5 \text{ bar}$	[Fandi, 1996] [Tang, 2015]
Wirkungsgrad Spannungswandler	$\eta_{\text{DC-DC}} = 96\%$	[Schulze, 2015]

## 4.2 Brennstoffzellensystem

Die Modelle im Kathodenpfad, Anodenkreis und Kühlkreislauf sind gemäß Tabelle 4.4 parametrisiert. Die Effizienzen des Kompressors entsprechen dem Zielwert für 2020 des *USA Department of Energy* [James et al., 2016]. Der Wasserabscheider ist entsprechend der Ergebnisse einer CFD-Simulation [Staeck, 2014] parametrisiert. Die Übertragungsfähigkeit des Befeuchters von  $(\beta A)_{\text{hum}} = 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$  orientiert sich an einer Überschlagsrechnung für einen Gegenstrom-Stoffübertrager und einer Betriebstemperatur von  $\vartheta = 80 \text{ }^\circ\text{C}$  [Staeck, 2014]. Der angegebene Wirkungsgrad der Pumpe wird für die Hauptwasserpumpe und die Zusatzpumpe verwendet. Der Zusatzwassertank hat ein Volumen von 5l. Die Abmessungen des Hauptwasserkühlers sind aus der Literatur übernommen [Tang, 2015], wobei das Modell des Kühlers 16-fach entlang des Kühlmittelpfades diskretisiert ist. Der Kühlkreislauf hat zusammen mit dem Stapel eine thermische Masse von  $C_p = 64 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$ , wobei das Kühlmittel selbst bereits berücksichtigt ist.

Um den Effekt der Verdunstungskühlung zu beschreiben, wurden in Kapitel 3.4.2 die Parameter maximaler Benetzungsgrad und maximaler Wasserfilm eingeführt. Diese werden zu  $\chi_{\text{max}} = 0,2$  und  $m_{\text{film,max}} = 0,02 \text{ kg}$  abgeschätzt, wobei keine Verifizierung dieser Annahmen erfolgen kann. Versuche oder CFD-Simulationen könnten zu einer besseren Abschätzung dieser Parameter führen. Die Zusatzpumpe erhöht das Wasser auf einen Druck von  $p_{\text{Jet}} = 5 \text{ bar}$ , bevor es durch Düsen auf den Wärmeübertrager gesprüht wird.

Die variable Brennstoffzellenspannung wird unter einem Wirkungsgrad von  $\eta_{\text{DC-DC}} = 96\%$  [Schulz, 2015] auf das Spannungsniveau des Fahrzeugs gewandelt.

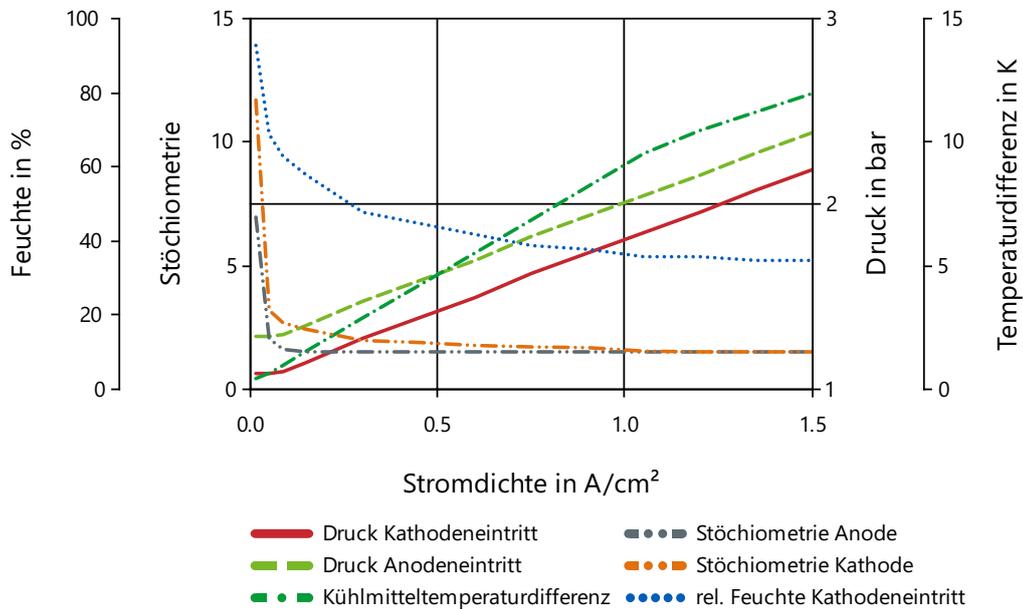


Abbildung 4.3: Betriebsbedingungen des Brennstoffzellensystems in Abhängigkeit der Stromdichte (in Anlehnung an [Backofen et al., 2019]).

### 4.3 Betriebsbedingungen Brennstoffzellensystem

Für die Betriebsbedingungen werden Literaturdaten für ein vergleichbares Brennstoffzellensystem verwendet [Backofen et al., 2019]. Die Betriebsbedingungen sind dabei auf die Stromdichte bezogen, da sich die aktive Fläche des hier verwendeten Brennstoffzellenstapels von dem des Systems aus den Literaturdaten unterscheidet. Sie sind für die Kühlmitteltemperatur von 70 °C gültig und in Abhängigkeit der Stromdichte in Abbildung 4.3 dargestellt. Zwischen den Stützstellen aus der Literatur, die im Anhang A.1 zu finden sind, wird linear interpoliert. Eine Wasserstoffkonzentration ist nicht angegeben [Backofen et al., 2019], weshalb diese über den gesamten Lastbereich als konstant zu  $c_{\text{H}_2, \text{vol}, \text{out}, \text{dry}} = 80\%$  angenommen wird. Da die Betriebsbedingungen nur im Bereich von  $0,0125 \frac{\text{A}}{\text{cm}^2} \leq i \leq 1,5 \frac{\text{A}}{\text{cm}^2}$  definiert sind, wird der Stapel auch nur in diesem Bereich betrieben.

### 4.4 Gesamtfahrzeugmodell

Die für das Fahrzeugmodell erforderlichen Parameter sind in Tabelle 4.5 aufgelistet, wobei die Grundgleichungen der Längsdynamik 3.30 bis 3.37 verwendet werden. Die Werte orientieren sich an einem Fahrzeug der oberen Mittelklasse<sup>2</sup> (Bsp. Audi A6). Der Wirkungsgrad des Antriebsstrangs wird vereinfacht als konstant angenommen [Tang, 2015]. Die Leistung von Nebenaggregaten wird zu 3 kW abgeschätzt, wobei diese insbesondere den Kältemittelverdichter für die Klimaanlage berücksichtigt. Eine Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur ist nicht modelliert.

<sup>2</sup>Definition nach Kraftfahrt-Bundesamt

Tabelle 4.5: Parametrierung Fahrzeugmodell

Fahrzeugmasse	$m_{\text{Car}} = 2000 \text{ kg}$	
Querschnittsfläche	$A = 2,3 \text{ m}^2$	
Luftwiderstandsbeiwert	$c_W = 0,3$	
Rollwiderstandsbeiwert	$f = 0,015$	
Massenfaktor	$e_i = 1,2$	
Wirkungsgrad Antriebsstrang	$\eta_{\text{Drive}} = 88,32 \%$	[Tang, 2015]
Leistung Nebenaggregate	$P_{\text{aux}} = 3 \text{ kW}$	

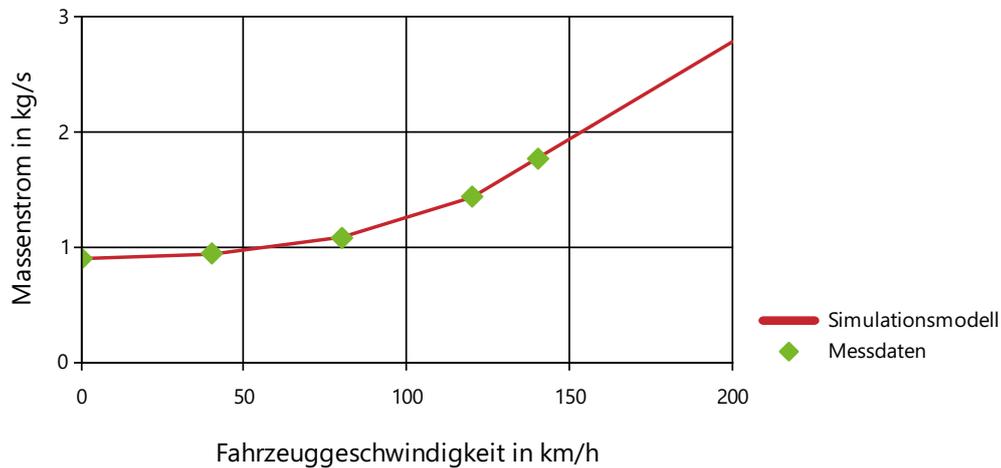


Abbildung 4.4: Luftmassenstrom in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit. Messdaten nach [Berger, 2009] für den Luftmassenstrom durch den Vorderwagenkühler bei Lüfter auf maximaler Last. Im Simulationsmodell werden diese Werte linear inter- und extrapoliert.

#### 4.4.1 Kühlluftmassenstrom

Die Luftmenge, welchen über den Hauptwasserkühler strömt, wird in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit abgeschätzt. Abbildung 4.4 zeigt Messdaten aus dem Klimawindkanal für den Luftmassenstrom durch den Vorderwagen eines Brennstoffzellenfahrzeugs [Berger, 2009]. Da die Daten nur bis zu einer Fahrzeuggeschwindigkeit von  $140 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  vorliegen, werden sie für höhere Geschwindigkeiten extrapoliert. Um den Luftmassenstrom bei hohen Geschwindigkeiten nicht zu überschätzen, werden die letzten beiden Messpunkte linear extrapoliert. Es wird vereinfachend angenommen, dass der in Abbildung 4.4 dargestellte Luftmassenstrom vollständig und mit Umgebungstemperatur über den Hauptwasserkühler strömt.

#### 4.4.2 Fahrzyklus

Zur Untersuchung der On-Board-Wassergewinnung und der Verdunstungskühlung im Gesamtfahrzeugmodell wird ein Fahrzyklus simuliert. Als Grundlage für den Fahrzyklus dient der WLTP.

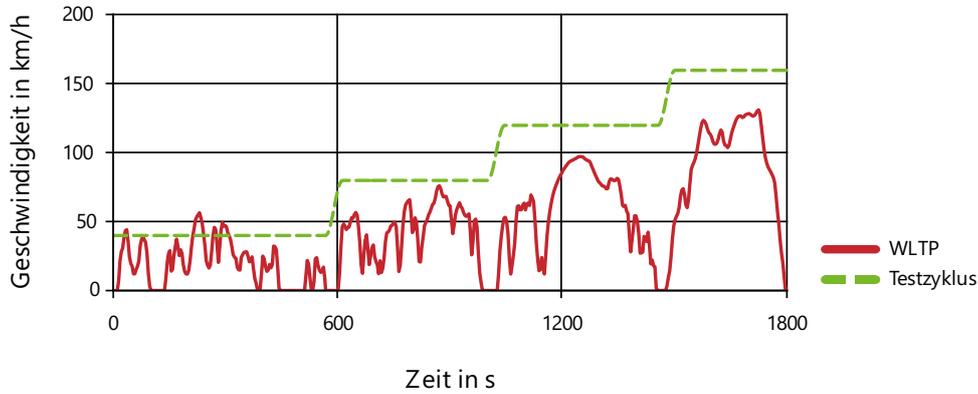


Abbildung 4.5: Geschwindigkeitsverlauf des WLTP und des verwendeten Testzyklus

Tabelle 4.6: Dauer und maximale Geschwindigkeit der Abschnitte des WLTP [Pischinger und Seiffert, 2016] und des gewählten Testzyklus.

Dauer	WLTP	Testzyklus
589 s	56,5 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$	40 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$
433 s	76,5 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$	80 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$
455 s	97,4 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$	120 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$
323 s	131,3 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$	160 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$

Dieser besteht aus vier Abschnitten, deren Dauer und maximale Geschwindigkeit in Tabelle 4.6 angegeben sind. Der instationäre Geschwindigkeitsverlauf des WLTP hätte zur Folge, dass die benötigte Leistung aufgrund der Trägheit des Brennstoffzellensystems bzw. des gebildeten Modells vermehrt aus der Batterie und nicht aus dem Brennstoffzellensystem bereitgestellt werden muss. Für die simulativen Untersuchungen werden daher vier konstante Geschwindigkeiten zwischen 40  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 160  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$  definiert, zwischen denen innerhalb von 45 s gewechselt wird. Abbildung 4.5 zeigt das Geschwindigkeitsprofil des WLTP und des gewählten Fahrzyklus.

# 5 Simulationsergebnisse Brennstoffzellensystem

Bevor in den Kapiteln 6 und 7 die On-Board-Wassergewinnung und die Verdunstungskühlung näher betrachtet werden, soll in diesem Kapitel das in Kapitel 3.1 bis 3.5 modellierte und in Kapitel 4.1 und 4.2 mithilfe von Literaturdaten parametrisierte Brennstoffzellensystemmodell untersucht werden. Die Ergebnisse beziehen sich dabei stets auf das *Brennstoffzellensystemmodell* und nicht auf das Fahrzeugmodell.

## 5.1 Stationäre Simulation

Für die Umgebungsbedingungen nach Tabelle 5.1 sind die Ergebnisse für Simulationen in verschiedenen Lastpunkten in den Abbildungen 5.1 bis 5.3 dargestellt. Es handelt sich dabei um die Ergebnisse nach hinreichend großer Zeit, bei der sich die Zustände im Modell nicht mehr ändern und demnach als stationär betrachtet werden können. Die Kühlung des Brennstoffzellensystems ist durch einen ausreichend groß gewählten Kühlluftmassenstrom jederzeit sichergestellt, ohne dass die Verdunstungskühlung zum Einsatz kommen muss. Eine genauere Betrachtung der Verdunstungskühlung erfolgt in Kapitel 7.1. Abbildung 5.1 zeigt den Wirkungsgrad des Stapels nach Gleichung 2.31 und des Brennstoffzellensystems nach Gleichung 3.29 über der Stromdichte, wobei beide Wirkungsgrade auf den Brennwert von Wasserstoff bezogen sind. Die Effizienz des Stapels sinkt mit steigender Stromdichte, da die Verluste bzw. Überspannungen zunehmen und die Zellspannung abnimmt. Die Systemeffizienz steigt bis zu einer Stromdichte von etwa  $i = 0,1 \frac{\text{A}}{\text{cm}^2}$  auf ca.  $\eta = 49,2\%$  an und fällt im Anschluss auf ca.  $\eta = 37,4\%$  bei  $i = 1,5 \frac{\text{A}}{\text{cm}^2}$ . Es sei an dieser Stelle noch einmal angemerkt, dass die Betriebsbedingungen aus der Literatur übernommen wurden [Backofen et al., 2019] und nicht die wirkungsgradoptimalen Betriebsbedingungen darstellen. In Kapitel 6.2 wird gezeigt, dass durch eine Veränderung der Betriebsbedingungen der Systemwirkungsgrad erhöht werden kann. Die Optimierung von Betriebsbedingungen mit dieser Anzahl von Betriebsparametern stellt jedoch einen enormen simulativen Aufwand dar, weshalb in dieser Arbeit darauf verzichtet wurde.

Abbildung 5.2 zeigt die Spannung des Brennstoffzellenstapels über der Stromdichte. Außerdem ist die Stapelleistung dargestellt, welche sich als Produkt von Stapelspannung, Stromdichte und aktiver Fläche berechnen lässt. Die ebenfalls dargestellte Leistung des Brennstoffzellensystems ist

Tabelle 5.1: Umgebungsbedingungen für die Simulation des Brennstoffzellensystemmodells

Umgebungstemperatur	$\vartheta = 20^\circ\text{C}$
Umgebungsdruck	$p_{\text{amb}} = 1,013 \text{ bar}$

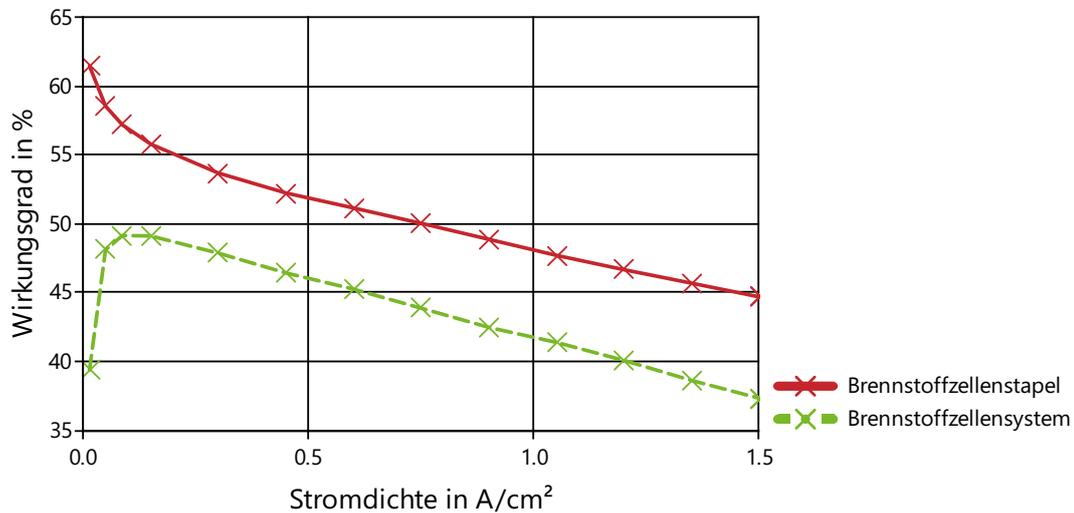


Abbildung 5.1: Wirkungsgrad des Brennstoffzellenstapels und des Brennstoffzellensystems über der Stromdichte. Wirkungsgraddefinition gemäß 2.31 und 3.29 bezogen auf den Brennwert von Wasserstoff.

immer geringer als die Leistung des Brennstoffzellenstapels, da für den Betrieb des Systems verschiedene Nebenversorger betrieben werden müssen.

Deren Leistungsaufnahme ist in Abbildung 5.3 über der Stromdichte dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Kompressor mit bis zu  $P_{\text{compressor,el}} \approx 11,4 \text{ kW}$  den größten Teil des Nebenverbrauchs ausmacht. Die Leistungsaufnahme der Pumpe steigt mit zunehmender Stromdichte von  $P_{\text{Pump}} \approx 0,1 \text{ kW}$  auf  $P_{\text{Pump}} \approx 1,3 \text{ kW}$ . Die Leistungsaufnahme des Rezirkulationsgebläses ist unterhalb von  $i = 0,45 \text{ A/cm}$  mit  $P_{\text{HRB}} \leq 50 \text{ W}$  sehr gering und steigt erst im oberen Lastbereich auf  $P_{\text{HRB}} \approx 0,3 \text{ kW}$ .

## 5.2 Instationäre Simulation und Verifizierung der Reglerauslegung

Das Brennstoffzellensystemmodell wird nun dynamisch im Zeitverlauf untersucht. Dies soll zum einen für ein näheres Verständnis des Systems und der in Kapitel 3.7.1 gebildeten Regelung verschaffen. Zum anderen wird bewertet, ob die Sollwertvorgaben durch die Regelung ausreichend schnell umgesetzt werden, um Untersuchungen im Fahrzyklus in Kapitel 7.3 durchzuführen. Es gelten auch hier die Umgebungsbedingungen aus Tabelle 5.1.

Für jeweils 2 min wird ein Lastpunkt gehalten, bevor die Sollwertvorgabe für die Stromdichte innerhalb von 5 s auf den nächsthöheren Wert steigt. Die Vorgaben für die Stromdichte entsprechen den Stützstellen der Betriebsbedingungen und sind in Tabelle A.1 aufgelistet. Abbildung 5.4 zeigt den Soll- und Istwert der Stromdichte über dem Zeitverlauf. Es ist zu erkennen, dass die Stromdichte dem Sollwert gut folgen kann. Durch das eingesetzte Gain-Scheduling kann der Regler in allen Betriebspunkten die Regelabweichung auf einem sehr geringen Niveau halten.

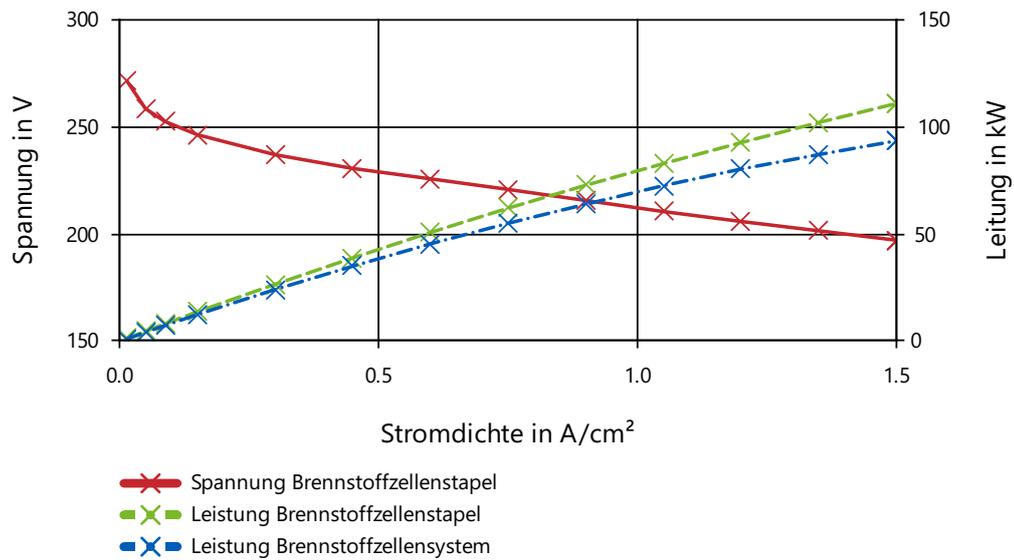


Abbildung 5.2: Spannung und Leistung des Brennstoffzellenstapels sowie Leistung des Brennstoffzellensystems über der Stromdichte.

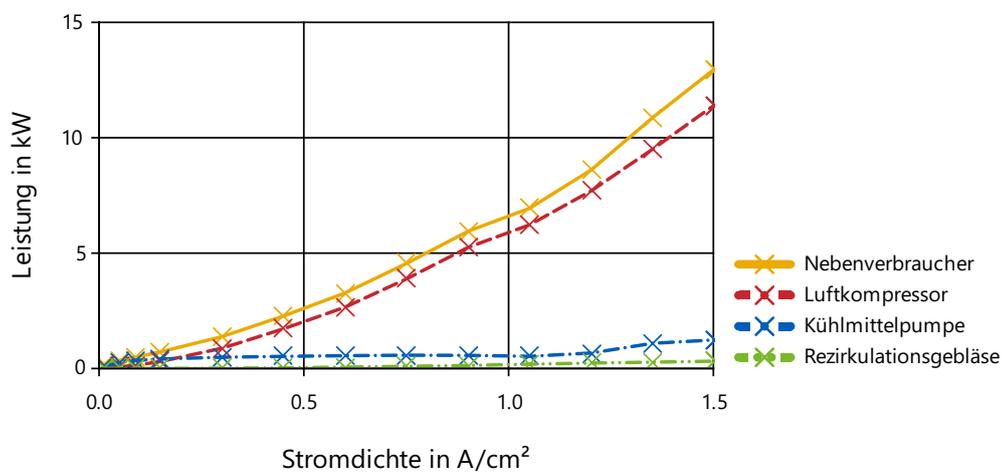


Abbildung 5.3: Leistung der Nebenverbraucher über der Stromdichte gesamt und aufgeteilt auf den Luftkompressor, die Kühlmittelpumpe und das Rezirkulationsgebläse.



Abbildung 5.4: Sollwert und Istwert der Stromdichte über dem Zeitverlauf. Der Sollwert wird für jeweils 2 Minuten gehalten. Sollwertvorgaben gemäß Tabelle A.1, Umgebungsbedingungen nach Tabelle 5.1.

In Abbildung 5.5 sind die Regelgrößen des Kathodenpfades dargestellt. Im oberen Diagramm ist der Soll- und Istwert für die relative Feuchte der Luft am Kathodeneintritt bezogen auf die Kühlmittelseintrittstemperatur dargestellt. Es ist zu erkennen, wie der Sollwert im Laufe der Simulation abnimmt. Diese Vorgabe folgt aus der steigenden Stromdichte und den Betriebsbedingungen aus Abbildung 4.3. Innerhalb der ersten zwei Minuten kann der Sollwert nicht eingestellt werden, obwohl die Bypass-Klappe vollständig geschlossen ist. Limitierend ist hier nicht die Reglerauslegung. Die geringe Stromstärke führt zu einer geringen Wasserproduktion im Stapel, sodass die Wassermenge am Kathodenaustritt in Verbindung mit der begrenzten Wasserübertragungsfähigkeit des Befeuchters nicht ausreicht, um die Luft auf den Sollwert zu befeuchten. In Abbildung 5.6 ist zu erkennen, dass auch unter stationärer Betrachtung für den Lastpunkt bei  $i = 0,0125 \frac{\text{A}}{\text{cm}^2}$  die Feuchte nicht auf den Sollwert eingestellt werden kann. Für alle anderen Lastpunkte kann die Feuchte ohne Regelabweichung eingeregelt werden. Im mittleren Diagramm der Abbildung 5.5 ist der Druck am Kathodeneintritt dargestellt. Es ist zu erkennen, wie der Sollwert aufgrund der steigenden Last mit der Zeit ansteigt. Durch das Ventil am Austritt der Kathodenpfades kann der Sollwert ohne Regelabweichung in allen Betriebspunkten einregelt werden. Im unteren Diagramm ist die Kathodenstöchiometrie dargestellt. Der Sollwert sinkt im Zeitverlauf, der Istwert folgt diesem nur mit geringem zeitlichen Abstand.

In Abbildung 5.7 sind die Regelgrößen des Anodenkreislaufes dargestellt. Im oberen Diagramm sind Soll- und Istwert des Drucks am Anodeneintritt dargestellt. Der Sollwert steigt aufgrund der zunehmenden Stromdichte im Zeitverlauf. Das Druckregelventil dient als Stellglied. Der Druck folgt dem Sollwert mit einer gewissen Verzögerung, kann jedoch am Ende eines jeden Zeitintervalls ohne Abweichung eingeregelt werden. Im mittleren Diagramm ist die Wasserstoffkonzentration bezogen auf das trockene Gas am Anodenaustritt dargestellt. Der Sollwert ist unabhängig vom Lastpunkt und daher über den Zeitverlauf konstant. Die Wasserstoffkonzentration steigt zu Beginn

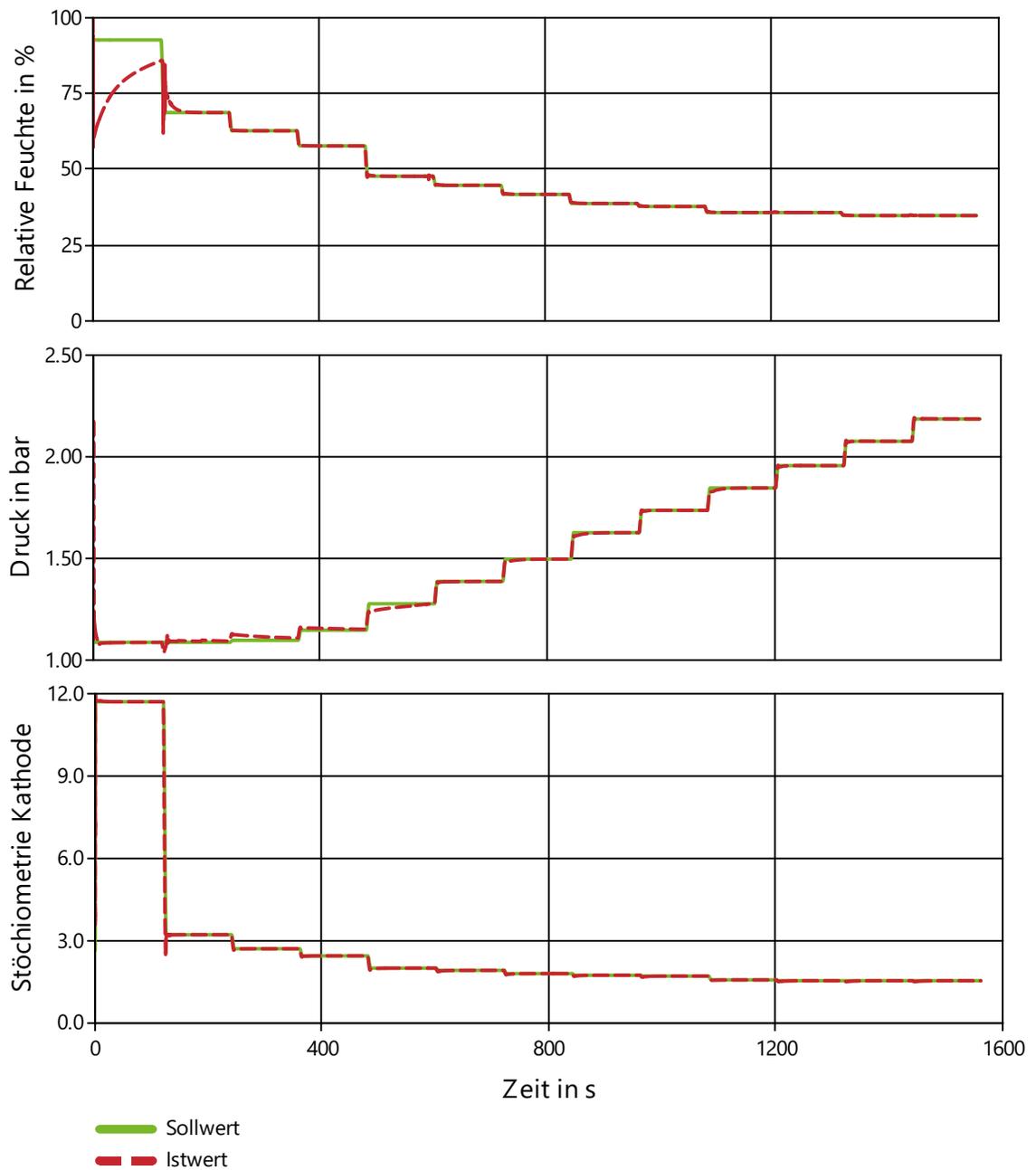


Abbildung 5.5: Regelgrößen und Sollwertvorgaben im Kathodenpfad. Stromdichte nach Abbildung 5.4, Betriebsbedingungen nach Abbildung 4.3. Oben: Relative Feuchte am Kathodeneintritt bezogen auf die Kühlmiteleintrittstemperatur. Mitte: Druck am Kathodeneintritt. Unten: Kathodenstöchiometrie.

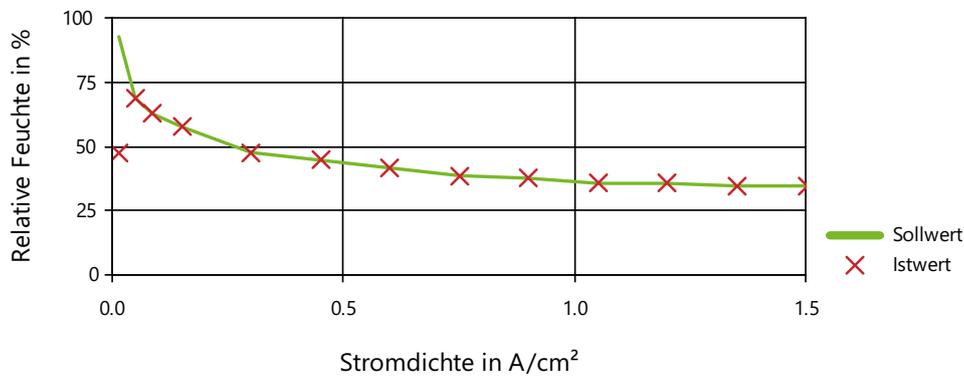


Abbildung 5.6: Stationäre Ergebnisse für Simulationen bei verschiedenen Lastpunkten. Dargestellt sind Soll- und Istwert für die Feuchte am Kathodeneintritt bezogen auf die Kühlmiteleintrittstemperatur. Lediglich im untersten Lastpunkt kann der Sollwert für die Feuchte nicht eingeregelt werden.

der Simulation, da frischer Wasserstoff aus dem Tank in den Anodenkreislauf strömt. In der Folge kann der Sollwert bis auf wenige Prozentpunkte eingehalten werden. Ab  $t = 800$  s liegt der Istwert durchgehend über dem Sollwert. Durch den steigenden Solldruck wird der Wasserstoffmassenstrom aus dem Tank durchgehend erhöht. Obwohl das Purge-Ventil geschlossen ist, kann die Wasserstoffkonzentration nicht vollständig eingeregelt werden. Im unteren Diagramm sind Soll- und Istwert der Anodenstöchiometrie dargestellt. Der Sollwert sinkt aufgrund der steigenden Stromdichte. Zu Beginn der Simulation schwankt der Istwert um den Sollwert, kann dann jedoch durch das Rezirkulationsgebläse ohne Abweichung eingeregelt werden.

Abbildung 5.8 zeigt im oberen Diagramm den Verlauf der Kühlmiteleintrittstemperatur in den Stapel. Der Sollwert ist unabhängig vom Lastpunkt bei  $\vartheta = 70$  °C. Durch die Initialisierung bei Umgebungstemperatur wird dieser Sollwert erst nach der Aufheizphase erreicht. Zuvor steigt die Temperatur kontinuierlich an. Die Steigung nimmt dabei zu, weil durch die höheren Stromdichten mehr Abwärme auf das Kühlmittel übertragen wird. Bis zum Erreichen der Solltemperatur strömt das gesamte Kühlmittel über den Bypass des Hauptwasserkühlers. Mit dem Erreichen der Solltemperatur des Kühlmittels am Stapeleintritt strömt erstmals Kühlmittel über den Hauptwasserkühler und die Temperatur kann in der Folge ohne relevante Abweichung eingeregelt werden. Im unteren Diagramm ist die Kühlmitteltemperaturdifferenz über den Stapel dargestellt. Der Sollwert steigt aufgrund der zunehmenden Stromdichte. Trotz Störgrößenaufschlag (Kapitel 3.7.1) für die Verlustwärme des Brennstoffzellenstapels kann nach Lastwechseln die Kühlmitteltemperatur erst nach einer gewissen Zeit eingeregelt werden.

Es wurde gezeigt, dass alle Regler innerhalb einer für den betrachteten Fahrzyklus akzeptablen Zeit die Regelabweichung minimieren können. Die On-Board-Wassergewinnung und Kühlleistungssteigerung durch Verdunstungskühlung kann im Folgenden mit dem gebildeten Modell erfolgen.

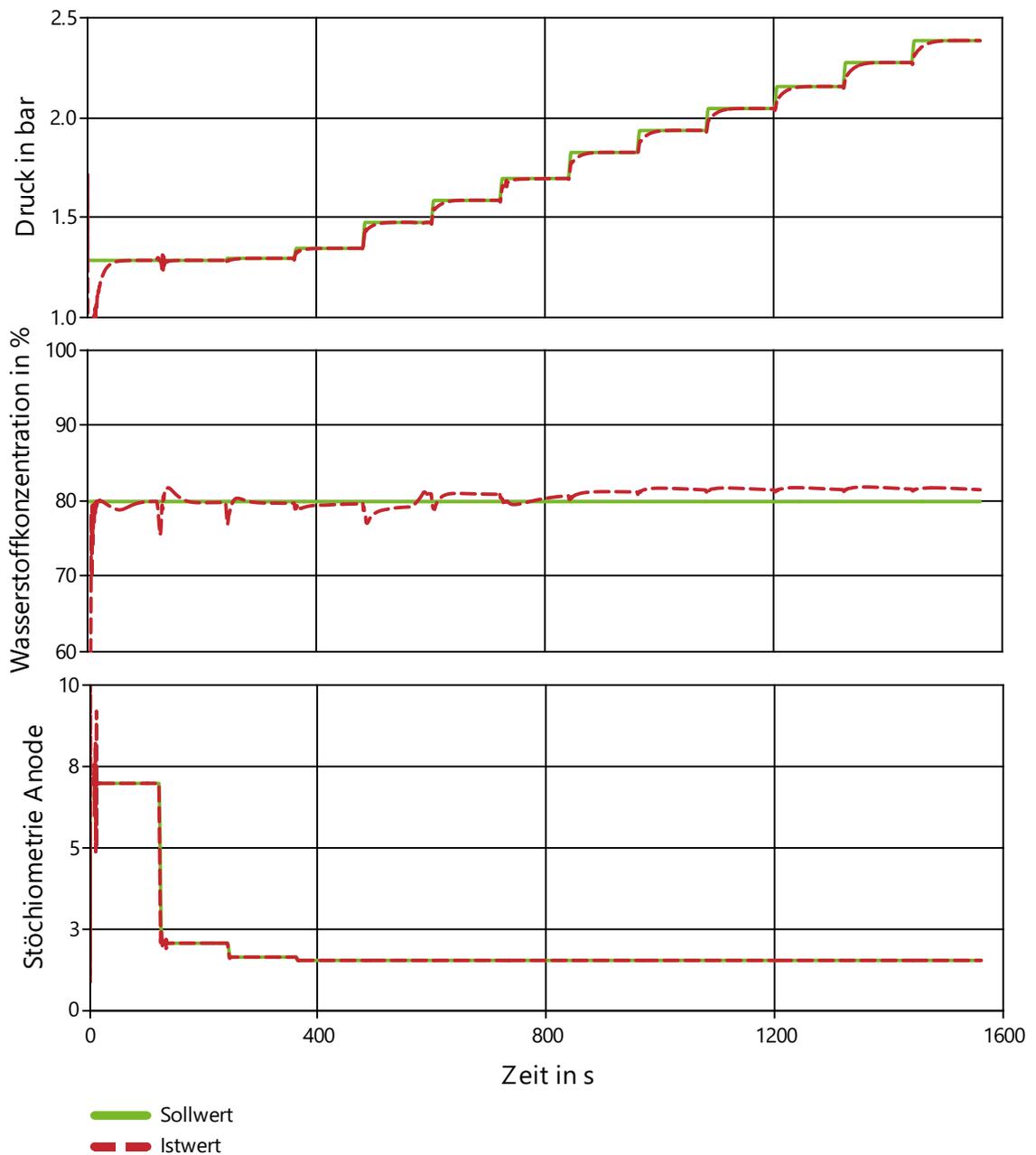


Abbildung 5.7: Regelgrößen und Sollwertvorgaben im Anodenkreislauf. Stromdichte nach Abbildung 5.4, Betriebsbedingungen nach Abbildung 4.3. Oben: Druck am Anodeneintritt. Mitte: Wasserstoffkonzentration am Anodenaustritt bezogen auf das trockene Gas. Unten: Anodenstöchiometrie.

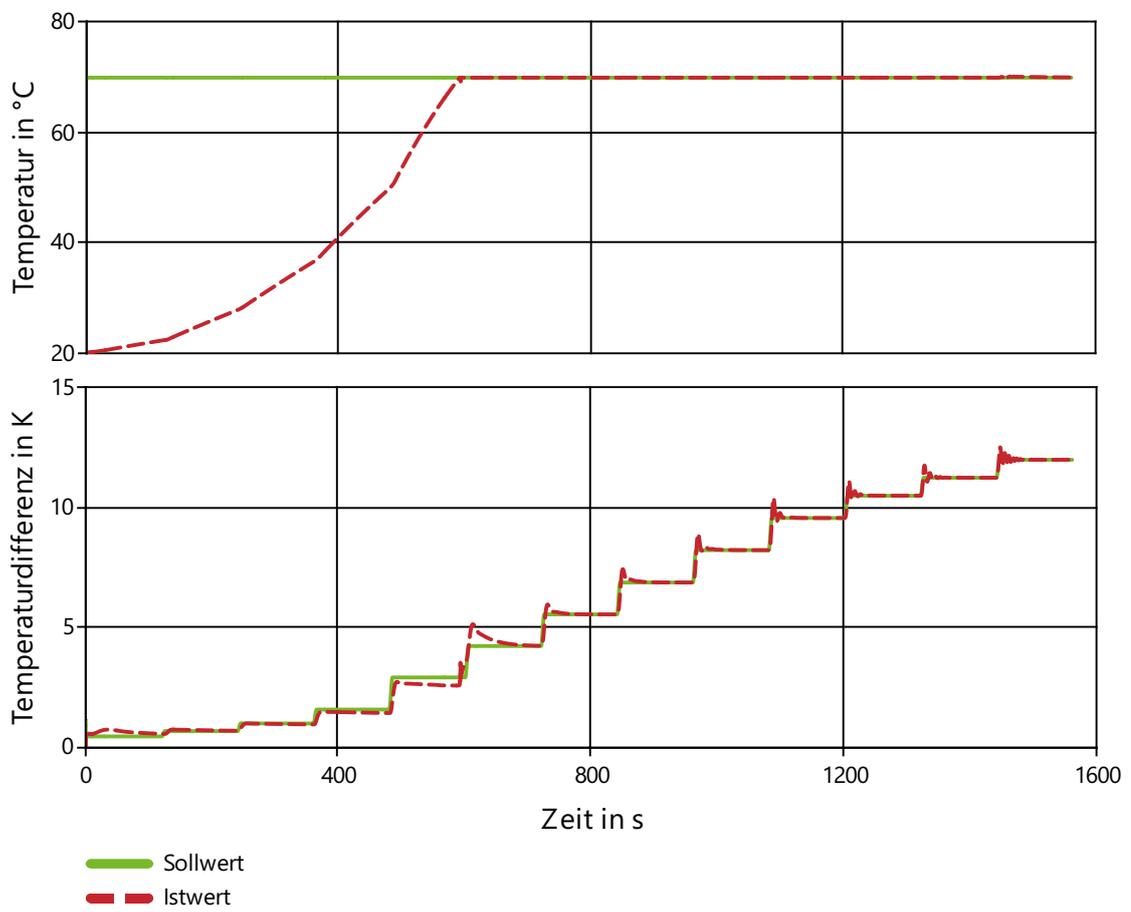


Abbildung 5.8: Regelgrößen und Sollwertvorgaben im Kühlkreislauf. Stromdichte nach Abbildung 5.4, Betriebsbedingungen nach Abbildung 4.3. Oben: Kühlmittelintrittstemperatur. Unten: Kühlmitteltemperaturdifferenz über den Brennstoffzellenstapel.

# 6 Analyse der On-Board-Wassergewinnung

Das aufgebaute Simulationsmodell wird nun verwendet, um die On-Board-Wassergewinnung zu untersuchen. Dazu wird als erstes betrachtet, wie viel flüssiges Wasser mit den aus Literaturdaten gewählten Betriebsbedingungen anfällt. In Kapitel 6.2 wird der Einfluss der Betriebsbedingungen auf die Flüssigwassermenge näher betrachtet und es werden Maßnahmen untersucht, die diese erhöhen können. Kapitel 6.3 betrachtet die Abgaskühlung, welche ebenfalls die Flüssigwassermenge erhöht.

## 6.1 Flüssigwassermassenstrom im Ausgangssystem

Abbildung 6.1 zeigt den Wassermassenstrom getrennt für den Anoden- und Kathodenaustritt über den gesamten Lastbereich des Brennstoffzellensystems. In den Wasserabscheidern wäre dieser Massenstrom entsprechend ihres Wirkungsgrads geringer. Die Umgebungstemperatur beträgt  $\vartheta = 20\text{ °C}$ , es gelten die Betriebsbedingungen gemäß Abbildung 4.3. Im unteren Lastbereich fällt das gesamte Produktwasser der Brennstoffzelle gasförmig an. Lediglich im oberen Lastbereich fällt Kondensat auf der Anodenseite an, während am Kathodenaustritt weiterhin kein flüssiges Wasser anfällt. Mit steigender Stromdichte steigt auch der Flüssigwassermassenstrom auf etwa  $3,3 \frac{\text{g}}{\text{s}}$ . Durch die Gegenstrom-Konfiguration des Brennstoffzellenstapels wird das Gas am Anodenaustritt durch das eintretende, kalte Kühlmittel abgekühlt. Die Temperatur des Gases sinkt zum Anodenausgang und die Kondensation des Wassers wird begünstigt. Insgesamt sind die anfallenden flüssigen Wassermassen als sehr gering zu bewerten. Das Auffüllen eines 5 l großen Wassertanks würde selbst im dafür optimalen Betriebspunkt über eine Stunde Betrieb erfordern, ohne dass dabei Wasser für die Verdunstungskühlung verwendet wird.

## 6.2 Optimierung der Betriebsbedingungen

Die Betriebsbedingungen (OCs) haben wesentlichen Einfluss auf die anfallende Flüssigwassermenge. Mithilfe einfacher theoretischer Überlegungen wurde in Kapitel 2.3.2 gezeigt, dass niedrige Gastemperaturen, niedrige Stöchiometrien und hohe Drücke die Kondensationsrate erhöhen können (Abbildung 2.5). Daher werden nun fünf Veränderungen der Betriebsbedingungen untersucht, welche die Flüssigwassermenge erhöhen sollen:

1. Verringerung der Kühlmittelintrittstemperatur um 10 K
2. Verringerung der Kühlmitteltemperaturdifferenz über den Brennstoffzellenstapel um 20 %
3. Erhöhung des Drucks am Anodeneintritt und Kathodeneintritt um 0,2 bar

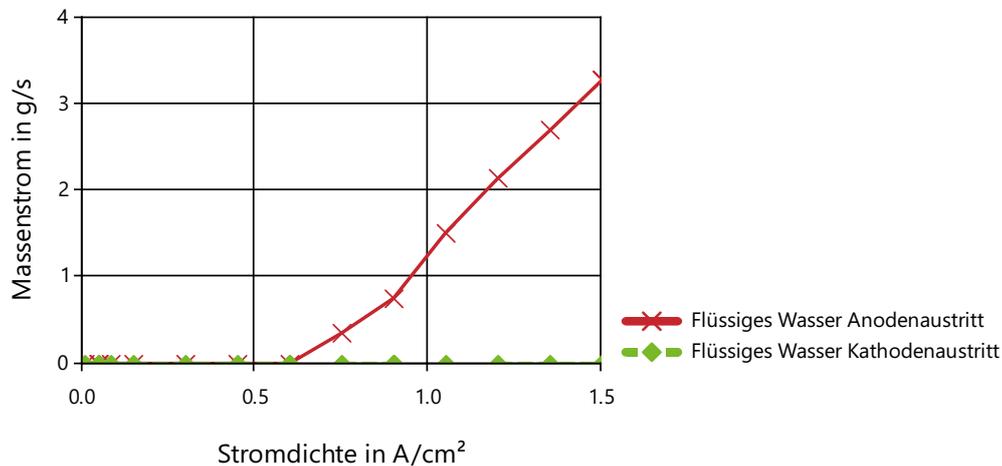


Abbildung 6.1: Flüssigwassermassenstrom am Kathoden- und Anodenaustritt in Abhängigkeit der Stromdichte für die Betriebsbedingungen nach Abbildung 4.3.

4. Verringerung der Kathodenstöchiometrie um 10 %
5. Erhöhung der Feuchte am Kathodeneintritt um 10 %-Punkte

Abbildung 6.2 zeigt die anfallende Menge Flüssigwasser für die ursprünglichen Betriebsbedingungen und für die oben genannten Veränderungen der Betriebsparameter. Es ist zu erkennen, dass alle Maßnahmen zu einer Erhöhung des Flüssigwassermassenstroms führen. Abbildung 6.3 zeigt die Veränderung des Wirkungsgrad im Vergleich zu den Referenz-Betriebsbedingungen in %-Punkten. Abbildung 6.4 zeigt die Veränderung des Wärmestroms, der am Hauptwasserkühler an die Luft abgegeben werden muss, infolge der verschiedenen Maßnahmen. Die Ergebnisse der einzelnen Maßnahme werden anhand dieser drei Abbildungen im Folgenden kurz diskutiert:

1. **Verringerung der Kühlmiteleintrittstemperatur:** Führt zu einer Verringerung der Temperatur am Anoden- und Kathodenaustritt. Durch die verringerten Gastemperaturen sinkt der Sättigungsdampfdruck und der Anteil des Flüssigwassers steigt. Die Systemeffizienz steigt insbesondere in den hohen Lastbereichen, da die geringere Temperatur zu einer erhöhten Feuchte in Membran und Katalyseschicht und damit zu geringeren Ohmschen Verlusten führt (Gleichung 3.4 und 3.5). Die hohen Flüssigwassermengen führen jedoch auch zu einer starken Erhöhung des Wärmeeintrags in das Kühlmittel. Die Verringerung der Kühlmiteleintrittstemperatur erschwert darüber hinaus die Abgabe des Wärmestroms am Vorderwagenkühler durch die verringerte Temperaturdifferenz zur Umgebungsluft.
2. **Verringerung der Kühlmitteltemperaturdifferenz über den Brennstoffzellenstapel:** Führt zu einer Verringerung der Temperatur am Kathodenaustritt und somit wie die Verringerung der Kühlmiteleintrittstemperatur zu einem erhöhten Flüssigwasseranteil, wobei die Temperaturänderung und damit auch die Änderung der Flüssigwassermenge geringer ausfällt. Der Wärmeeintrag in das Kühlmittel und die Systemeffizienz steigen aus denselben Gründen wie bei Maßnahme 1. Die erhöhte Leistungsaufnahme der Pumpe beträgt im Vollastpunkt

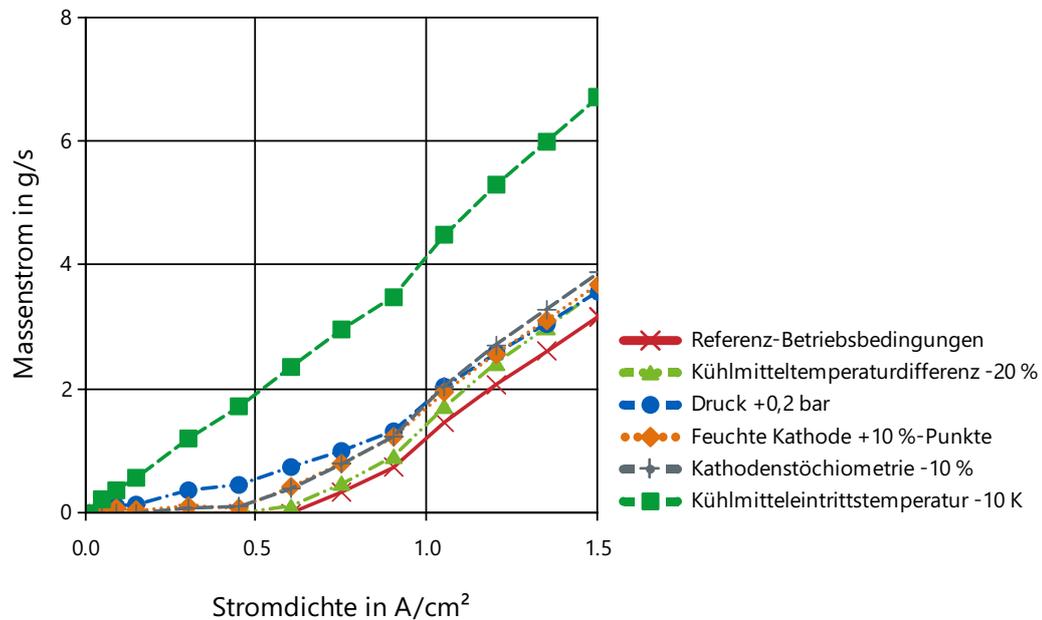


Abbildung 6.2: Kumulierter Flüssigwassermassenstrom Anode und Kathode in Abhängigkeit der Stromdichte. Dargestellt sind die Referenz-Betriebsbedingungen und sowie verschiedene Maßnahmen zur Erhöhung der Flüssigwassermenge.

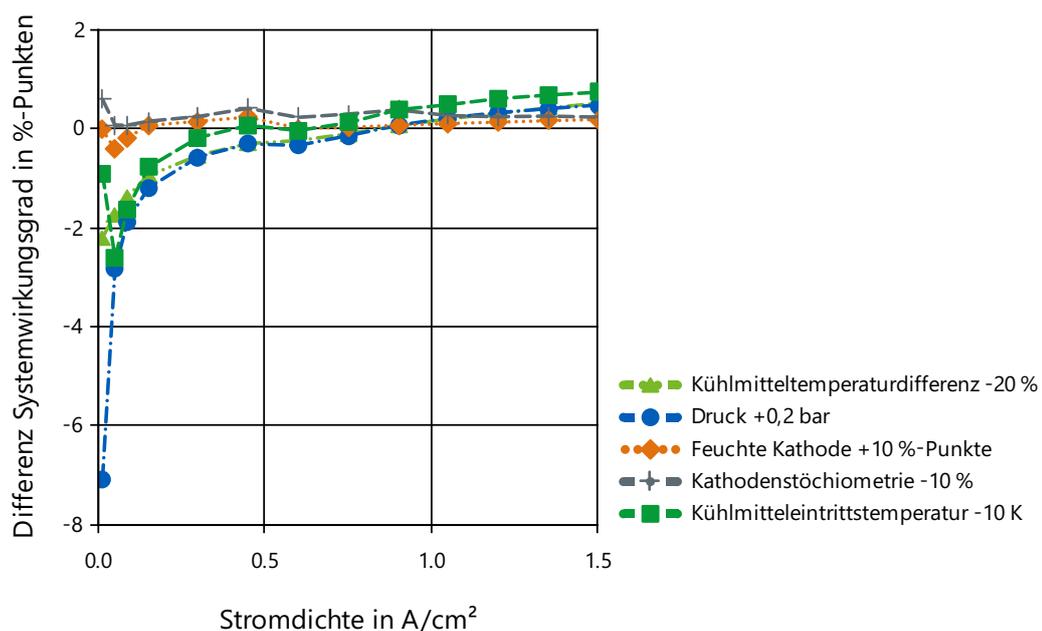


Abbildung 6.3: Veränderung des Systemwirkungsgrads infolge verschiedener Maßnahmen im Vergleich zu den Referenz-Betriebsbedingungen über der Stromdichte.

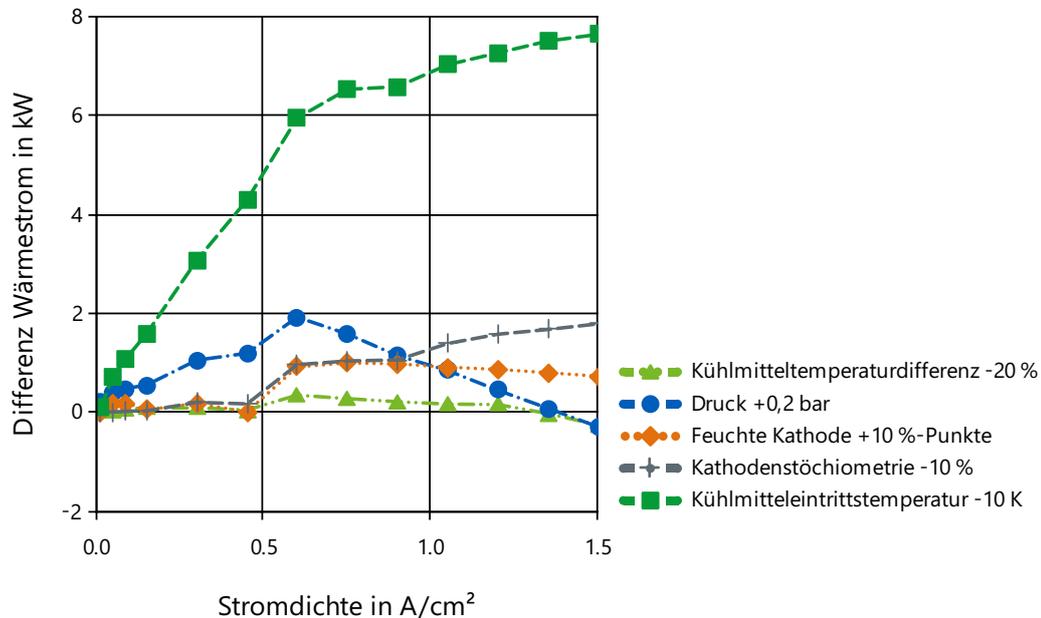


Abbildung 6.4: Veränderungen des Wärmestroms am Hauptwasserkühler infolge verschiedener Maßnahmen im Vergleich zu den Referenz-Betriebsbedingungen über der Stromdichte.

$P_{\text{Pump}} = 500 \text{ W}$  und verringert die gewonnene Effizienzsteigerung nur geringfügig. Auch hier verringert sich die Eintrittstemperatur des Kühlmittels in den Vorderwagenkühler, was die Kühlung zusätzlich erschwert.

- Erhöhung des Drucks am Anodeneintritt und Kathodeneintritt:** Erhöht bei gleicher Wassermenge den Partialdruck des Wassers (Gleichung 2.40) und die Kondensation wird begünstigt, weshalb der Flüssigwassermassenstrom steigt. Die Stapeffizienz erhöht sich durch die erhöhten Drücke, da die reversible Zellspannung steigt (Gleichung 2.23), die Aktivierungsüberspannung sinkt (Gleichung 3.3) und gleichzeitig die Ohmschen Verluste durch die erhöhte Feuchte in Membran und Katalysesicht sinken (Gleichungen 3.4 und 3.5). In den unteren Lastpunkten überwiegt jedoch die erhöhte Leistungsaufnahme des Kompressors, weshalb die Gesamteffizienz dort sinkt und erst oberhalb von etwa  $i = 0,9 \frac{\text{A}}{\text{cm}^2}$  über der Effizienz des Systems mit Referenzbedingungen liegt. Die zur Kühlung des Brennstoffzellensystems an die Umgebung abgegebene Wärme steigt aufgrund der zugenommenen Flüssigwassermenge und der erhöhten Wärmeaufnahme des Ladeluftkühlers. Lediglich bei  $i = 1,5 \frac{\text{A}}{\text{cm}^2}$  verringert sich der Wärmeeintrag im Vergleich zu den Referenz-Betriebsbedingungen, da die Effizienzsteigerung des Brennstoffzellenstapels und der daraus folgende verringerte Wärmeeintrag in das Kühlmittel überwiegt.
- Verringerung der Kathodenstöchiometrie:** Die Verringerung des Gasvolumenstroms führt zu einem erhöhten Partialdruck des Wassers (Gleichung 2.40), was zu einer erhöhten Flüssigwassermenge führt. Da der Kompressor weniger Luft komprimiert, sinkt dessen Leistungsaufnahme. Gleichzeitig sinken wie bereits beschrieben die Ohmschen Verluste durch die erhöhte

Feuchtigkeit. Die verringerte Kathodenstöchiometrie führt zu geringeren Sauerstoffkonzentrationen am Ende des Flussfeldes<sup>1</sup>, was die Ruhespannung sinken und Aktivierungsüberspannung steigen lässt. Dieser Effekt fällt für die untersuchte Verringerung der Stöchiometrie jedoch gering aus, sodass die Systemeffizienz insgesamt steigt. Der Wärmestrom erhöht sich aufgrund der erhöhten Flüssigwassermenge im Stapel.

5. **Erhöhung der Feuchte am Kathodeneintritt:** Führt zu einem geringeren Wasserübertritt am Stapel Eintritt von Anode- zu Kathode, da die Konzentrationsdifferenz und damit der Wassermassenstrom infolge molekularer Diffusion sinkt (Gleichung 2.33). Durch den verringerten Wasserübertritt zur Kathode steigt der Wassergehalt am Anodenaustritt. Der Flüssigwassermassenstrom am Anodenaustritt steigt, während am Kathodenaustritt weiterhin kein flüssiges Wasser anfällt. Die erhöhte Feuchte führt wie bereits diskutiert zu verringerten Ohmschen Verlusten in der Membran und den Katalyseschieden, weshalb die Systemeffizienz insbesondere bei hoher Stromdichte steigt. Bei geringer Last führt die erhöhte Leistungsaufnahme des Kompressors aufgrund des zusätzlichen Druckverlusts am Befeuchter zu einer minimalen Verringerung des Systemwirkungsgrads.

Es zeigt sich, dass eine Veränderung der Betriebsbedingungen zur Erhöhung der anfallenden Flüssigwassermenge führen kann. Einige Veränderungen der Betriebsbedingungen führten darüber hinaus sogar zu einer Erhöhung der Systemeffizienz. Dies ist in erster Linie damit zu begründen, dass die Betriebsbedingungen aus Literaturdaten [Backofen et al., 2019] von einem ähnlichen Brennstoffzellensystem übernommen wurden. Typischerweise sind die Betriebsbedingungen bereits unter Nebenbedingungen hinsichtlich des Wirkungsgrads optimiert. Es sei an dieser Stelle außerdem erwähnt, dass der Effekt von flüssigem Wasser im Stapelmodell nur abgeschätzt werden kann. Der Druckverlust in den Gaskanälen steigt lediglich gemäß dem Ansatz über eine homogene Mischphase (Kapitel 3.1.3) und eine Verblockung von Gaskanälen durch Flüssigwasser wird nicht abgebildet.

Der Wärmestrom, der am Hauptwasserkühler abgegeben werden muss, steigt aufgrund der Kondensationswärme, die mit dem flüssig auftretendem Wasser entsteht. In kritischen Kühlsituationen ist eine solche Veränderung der Betriebsbedingungen nicht sinnvoll, weil sie diese noch weiter verschärft. Eine Möglichkeit ist es jedoch, in Betriebspunkten ausreichender Kühlung die Betriebsbedingungen hinsichtlich der Flüssigwasserproduktion zu optimieren und den Wassertank zu füllen, während in kritischen Kühlsituationen das System wie gewohnt bzw. hinsichtlich der Kühlung optimal betrieben wird.

## 6.3 Abkühlung des Abgases

In Kapitel 6.2 wurde gezeigt, dass die Kondensationsrate und damit die Flüssigwassermenge mit sinkender Gastemperatur steigt. Neben der Veränderung der Betriebsbedingungen zu geringeren Gastemperaturen kann auch eine zusätzliche Kühlung der Gase erfolgen. In diesem Kapitel wird untersucht, wie durch eine Abkühlung des Gases am Kathodenaustritt (Abgas) die Kondensationsrate erhöht werden kann. Der Kathodenaustritt bietet sich dafür an, da der Gesamtwassermassenstrom

<sup>1</sup>Im Stapelmodell abgebildet durch die *Along-the-Channel*-Diskretisierung

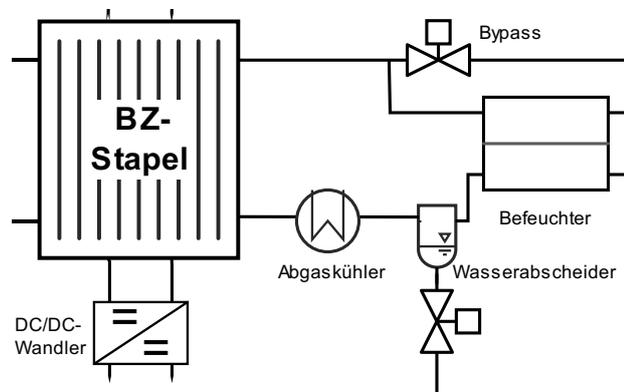


Abbildung 6.5: Systemverschaltung im Kathodenpfad mit Abgaskühler zwischen Kathodenaustritt und Wasserabscheider. Der Abgaskühler ist als idealer Kühler modelliert, der das Abgas auf jede beliebige Temperatur abkühlen kann.

in der Regel größer ist als auf der Anode. Die maximale Ausbeute an flüssigem Wasser ist auf der Kathode demnach größer.

Wie bereits in Kapitel 2.3.2 diskutiert, ist bei Einbindung vorhandener Kühl-/Kältekreisläufe die Kühlung des Abgases in stationärer Betrachtung im besten Fall ein Nullsummenspiel. Für die folgenden Untersuchungen wird unterstellt, dass immer eine ausreichende Kühlung stattfinden kann. Die Abkühlung des Abgases kann z.B. bei geringen Umgebungstemperaturen oder in der Aufheizphase des Fahrzeuges erfolgen.

Abbildung 6.5 zeigt die Anordnung des zusätzlichen Kühlers am Kathodenaustritt. Der Kühler befindet sich zwischen Stapelaustritt und Befeuchter, da dort die höchste Menge an Wasser zu erwarten ist. Eine Kühlung des Abgases hinter dem Befeuchter wird nicht untersucht, wäre jedoch insbesondere für den Fall interessant, dass bisher ungenutzte Bereiche des Fahrzeuges zur Kühlung des Abgases genutzt werden, z.B. indem das Abgas am Fahrzeugunterboden entlang geführt wird. Der Abgaskühler ist als idealer Kühler modelliert, der das Abgas auf jede beliebige Temperatur abkühlen kann.

Abbildung 6.6 zeigt für einen exemplarischen Betriebspunkt bei  $i = 1 \frac{\text{A}}{\text{cm}^2}$  die Kondensationsrate über der Abgastemperatur, d.h. der Temperatur nach der Abgaskühlung am Kathodenaustritt. Die Kondensationsrate berechnet sich dabei als Quotient aus flüssigem Wassermassenstrom und Gesamtwassermassenstrom am Kathodenaustritt. Es gelten die Betriebsbedingungen nach Abbildung 4.3 für diese Stromdichte, d.h. insbesondere eine Kathodenstöchiometrie von 1,63 und ein Druck am Kathodeneintritt von 1,813 bar. Dieser verringert sich über den Stapel auf 1,7 bar zum Kathodenaustritt. Es ist zu erkennen, dass oberhalb einer Abgastemperatur von  $78^\circ\text{C}$  kein Flüssigwasser auftritt. Mit sinkender Abgastemperatur steigt die Kondensationsrate an, wobei eine Abkühlung des Abgases auf  $60^\circ\text{C}$  bereits zu einer Kondensationsrate von etwa  $K \approx 60\%$  führt. Eine weitere Abkühlung erhöht die Kondensationsrate immer weniger. Dieser Verlauf ist bereits aus Abbildung 2.5 bekannt und kann mit der Dampfdruckkurve erklärt werden.

In Abbildung 6.7 ist der flüssige Wassermassenstrom über der Abgastemperatur dargestellt, der sich nach der Abgaskühlung am Kathodenaustritt ergibt. Dieser stellt gleichzeitig den maximalen Massenstrom dar, den der Wasserabscheider auffangen kann. Ebenfalls ist der flüssige Wasser-

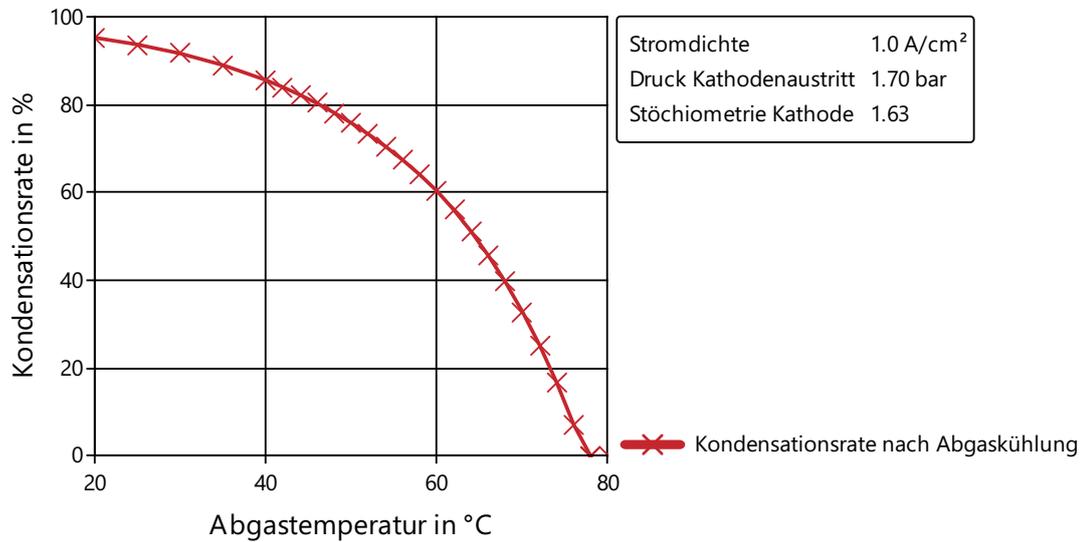


Abbildung 6.6: Kondensationsrate über Abgastemperatur für den Betriebspunkt bei  $i = 1 \frac{\text{A}}{\text{cm}^2}$ , bei dem eine Stöchiometrie von 1,63 eingeregelt wird und sich ein Druck von 1,7 bar am Kathodenaustritt einstellt.

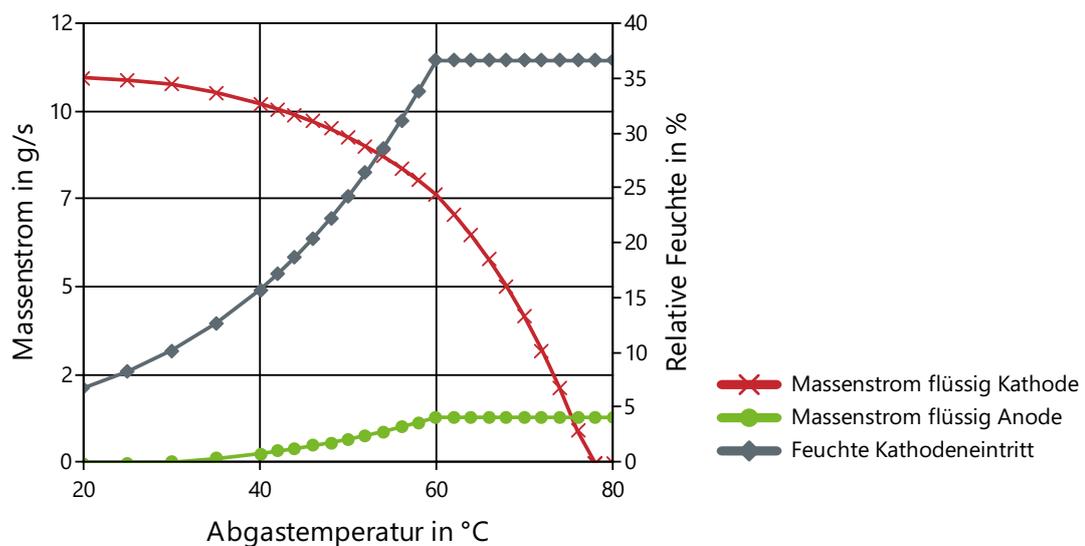


Abbildung 6.7: Untersuchung der Abgaskühlung im Betriebspunkt bei  $i = 1 \frac{\text{A}}{\text{cm}^2}$ . Dargestellt sind der Wassermassenstrom am Kathodenaustritt und Anodenaustritt sowie die relative Feuchte am Kathodeneintritt bezogen auf die Kühlmittelintrittstemperatur.

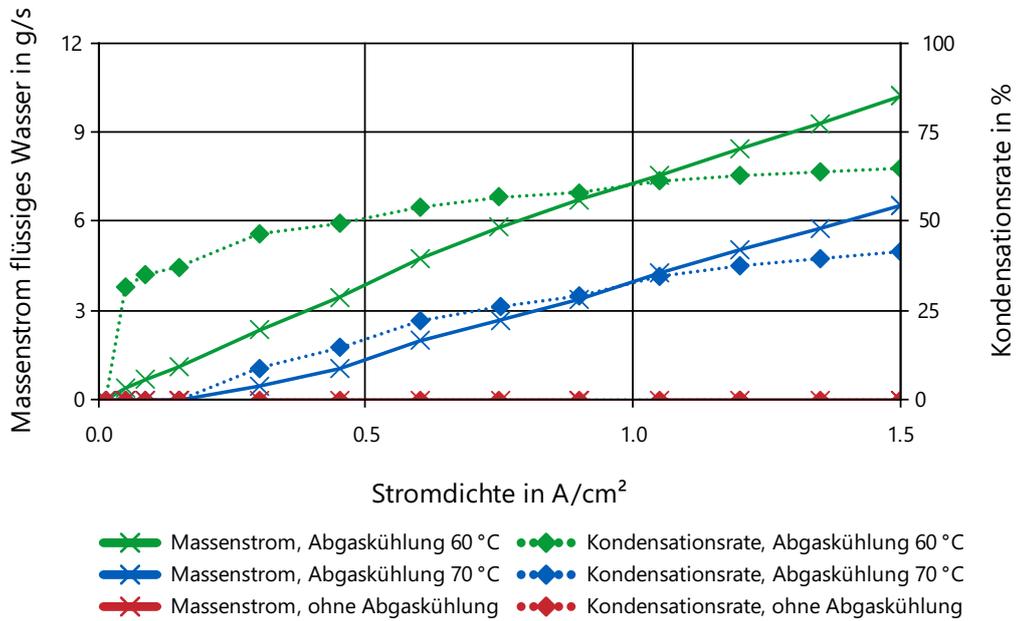


Abbildung 6.8: Flüssiger Wassermassenstrom nach der Abgaskühlung für eine Abgastemperatur von 60 °C und 70 °C sowie für das System ohne Abgaskühlung über der Stromdichte. Ebenfalls dargestellt ist die Kondensationsrate am Abgaskühler nach Gleichung 2.38 für die genannten Fälle.

massenstrom am Anodenaustritt dargestellt. Dieser ist oberhalb von ca. 60 °C konstant und fällt mit zunehmender Abgaskühlung ab. Zu begründen ist der geringere Wassermassenstrom am Anodenaustritt bei geringen Abgastemperaturen mit der unzureichenden Befeuchtung der Luft am Kathodeneintritt. Dazu ist die relative Feuchte am Kathodeneintritt bezogen auf die Kühlmittleintrittstemperatur über der Abgastemperatur dargestellt. Es ist zu erkennen, dass bei einer Abkühlung des Abgases unter 60 °C die Feuchte abnimmt. Im Wasserabscheider konnte so viel Wasser aufgefangen werden, dass keine ausreichende Befeuchtung der Luft am Kathodeneintritt mehr stattfinden kann. Die verringerte Feuchte am Kathodeneintritt führt zu einem erhöhten Wasser-Diffusionsmassenstrom von der Anode zur Kathode, da sich die treibende Konzentrationsdifferenz nach Gleichung 2.33 erhöht hat. Entsprechend sinkt die Wassermasse am Anodenaustritt und damit auch der flüssige Wassermassenstrom. Darüber hinaus sinkt aufgrund der unzureichenden Befeuchtung der Membran die Effizienz des Stapels. Die Abkühlung des Abgases darf demnach nicht auf zu geringe Temperaturen erfolgen. Einerseits kann die ausreichende Befeuchtung der Luft am Kathodeneintritt verhindert werden. Andererseits muss für die Abkühlung des Abgases mit zunehmendem Kondensat sehr viele Wärme übertragen werden. Im Folgenden wird daher nur die Abkühlung auf 60 °C und 70 °C über den gesamten Lastbereich untersucht.

In Abbildung 6.8 ist für die Abgastemperaturen von 60 °C und 70 °C der flüssige Wassermassenstrom nach der Abgaskühlung über dem Lastbereich abgebildet. Dargestellt ist der Massenstrom lediglich auf der Kathodenseite. Auf der Anodenseite bleibt der Massenstrom bei ausreichender Befeuchtung unverändert (Abbildung 6.7). Erwartungsgemäß fällt bei geringerer Abgastemperatur mehr flüssiges Wasser an. Bei einer Abgastemperatur von 60 °C sind bei voller Last über 10  $\frac{g}{s}$  des

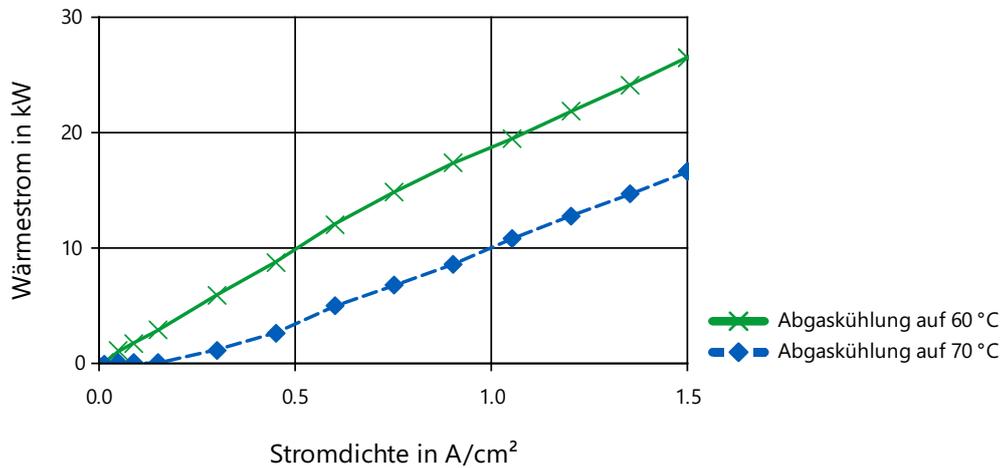


Abbildung 6.9: Abgaskühlung auf 60 und 70 °C. Dargestellt ist der Wärmestrom, den der Abgaskühler aufnehmen muss, über der Stromdichte.

Wassermassenstroms flüssig. Bei 70 °C sind es noch über  $6 \frac{g}{s}$ . Beim System ohne Abgaskühlung tritt, wie bereits aus Abbildung 6.1 bekannt, kein flüssiges Wasser am Kathodenaustritt auf. Mit zunehmender Last steigt der Flüssigwassermassenstrom, wobei hierfür in erster Linie die steigende Wasserproduktion der Brennstoffzelle verantwortlich ist, welche linear mit der Stromstärke bzw. Stromdichte steigt. Außerdem steigt mit zunehmender Last die Kondensationsrate für beide untersuchten Fälle der Abgaskühlung, wie ebenfalls in Abbildung 6.8 zu erkennen ist. Begründet werden kann dies mit der Veränderung der Betriebsbedingungen bei hoher Last hin zu höheren Drücken und einer geringeren Kathodenstöchiometrie.

Abbildung 6.9 zeigt den Wärmestrom, den der Kühler für die Abgaskühlung auf 60 °C bzw. 70 °C aufnehmen muss. Der Wärmestrom ist nahezu proportional zur Wassermenge, welche bei der Abgaskühlung auskondensiert. Die sensible Wärme zur Abkühlung der Luft, bis das erste Mal Wasser auskondensiert, ist sehr viel geringer als die latente Wärme, die zur Kondensation des Wassers übertragen werden muss. Der Wärmestrom ist mit bis zu 26 kW außerdem sehr hoch. Es zeigt sich ein Zielkonflikt bei der Gewinnung von Flüssigwasser: die Wassermenge ist umso größer, je höher die Last ist. Gleichzeitig ist dort die Kühlung besonders kritisch, weil bereits eine hohe Menge Abwärme in der Brennstoffzelle anfällt. Eine Abkühlung des Abgases (ohne die Nutzung bisher ungenutzter Bereiche im Fahrzeug, siehe Kapitel 2.3.2) scheint nur in wenigen Fahrsituationen möglich und sinnvoll. Für eine sinnvolle simulative Untersuchung eines Systems mit Abgaskühlung müssten neben dem Hauptwasserkreislauf noch das weitere Kühlsystem detaillierter modelliert sein, welche die Wärme des Abgaskühlers aufnimmt. Aus diesem Grund wird auf eine nähere Betrachtung der Abgaskühlung im Fahrzyklus verzichtet.

## 6.4 Zwischenfazit

Die On-Board-Wassergewinnung durch Abgaskondensat stellt eine vielversprechende Möglichkeit zur Wasserversorgung im Brennstoffzellenfahrzeug mit Verdunstungskühlung dar. Bereits im unveränderten Ausgangssystem konnte in einigen Lastpunkten flüssiges Wasser am Anodenaustritt aufgefangen werden. Es wurde außerdem der große Einfluss der Betriebsbedingungen auf die Flüssigwassermengen gezeigt. Eine Verringerung der Kathodenstöchiometrie oder der Kühlmitteltemperatur(differenz) sowie eine Erhöhung des Drucks führten zu erhöhten Flüssigwassermengen. Die vermehrte Kondensation führt bei einem wirkungsgradoptimierten System jedoch stets zu einem erhöhten Wärmeeintrag in das Kühlmittel. Auch durch eine zusätzliche Abkühlung des Abgases kann die Flüssigwassermenge erheblich gesteigert werden. Die dabei frei werdende Wärme muss ebenfalls an die Umgebung abgegeben werden, so dass dies nur in wenigen Fahrsituation sinnvoll erscheint. In Kapitel 7.3 wird die On-Board-Wassergewinnung gemeinsam mit der Verdunstungskühlung in einem Fahrzyklus untersucht. Dafür wird der Sollwert für die Kühlmittelintrittstemperatur auf 60 °C gesenkt, da sich dies als wirksames Mittel zu erhöhten Flüssigwassergewinnung erwiesen hat.

# 7 Kühlleistungssteigerung durch Verdunstungskühlung

Einleitend wird in Kapitel 7.1 das Wärmeübertragermodell, welches zur simulativen Untersuchung der Verdunstungskühlung verwendet wird, näher untersucht. Daran schließt eine stationäre Betrachtung der Kühlleistungssteigerung. Es steht dabei die Frage im Mittelpunkt, wie viel Wasser für die Verdunstungskühlung zur Kühlleistungssteigerung notwendig ist. Anschließend wird ein Fahrzyklus simuliert, in dem die On-Board-Wassergewinnung mit der Verdunstungskühlung kombiniert wird. Es wird untersucht, ob das gesammelte Wasser zu relevanten Kühlleistungssteigerungen führt. Abschließend stellt sich die Frage, bei welchen Außentemperaturen das System mit Verdunstungskühlung im Vergleich zum Referenzsystem den Fahrzyklus absolvieren kann, ohne dass die Kühlung unzureichend wird.

## 7.1 Verdunstungskühlung

In Kapitel 3.4.2 wurde ein Modell für den Hauptwasserkühler gebildet, das die Verdunstungskühlung abbilden kann. Dafür wird ein Massenstrom  $\dot{m}_{\text{feed}}$  auf die Lamellen des Wärmeübertragers aufgebracht. Es soll nun ermittelt werden, inwieweit das aufgebrachte Wasser verdunstet und damit zur Kühlung beiträgt.

Dafür sind in Tabelle 7.1 vier Betriebsszenarien aufgelistet. Diese entsprechen den Randbedingungen des Hauptwasserkühlers bei Fahrzeuggeschwindigkeiten zwischen  $v_{\text{Car}} = 0 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und  $v_{\text{Car}} = 150 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ . Das aufgebrachte Wasser hat für diese Untersuchung Umgebungstemperatur. Abbildung 7.1 zeigt in Abhängigkeit des aufgebrachten Wassermassenstroms, welcher Anteil des Wassers ver-

Tabelle 7.1: Betriebsszenarien zur Untersuchung der Verdunstungskühlung. Aufgelistet sind für eine Fahrt in der Ebene die zur jeweiligen Fahrzeuggeschwindigkeit gehörenden Kühlmittelintrittstemperaturen in den Hauptwasserkühler, der Kühlmittelmassenstrom über den Hauptwasserkühler, den Kühlluftmassenstrom und die Umgebungstemperatur.

$v_{\text{Car}}$ in $\frac{\text{km}}{\text{h}}$	$T_{\text{cool,in}}$ in $^{\circ}\text{C}$	$\dot{m}_{\text{cool}}$ in $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$\dot{m}_{\text{air}}$ in $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$T_{\text{amb}}$ in $^{\circ}\text{C}$
0	70,37	0,017	0,905	40
50	70,80	0,053	0,981	40
100	72,03	0,244	1,265	40
150	75,20	1,937	1,945	40

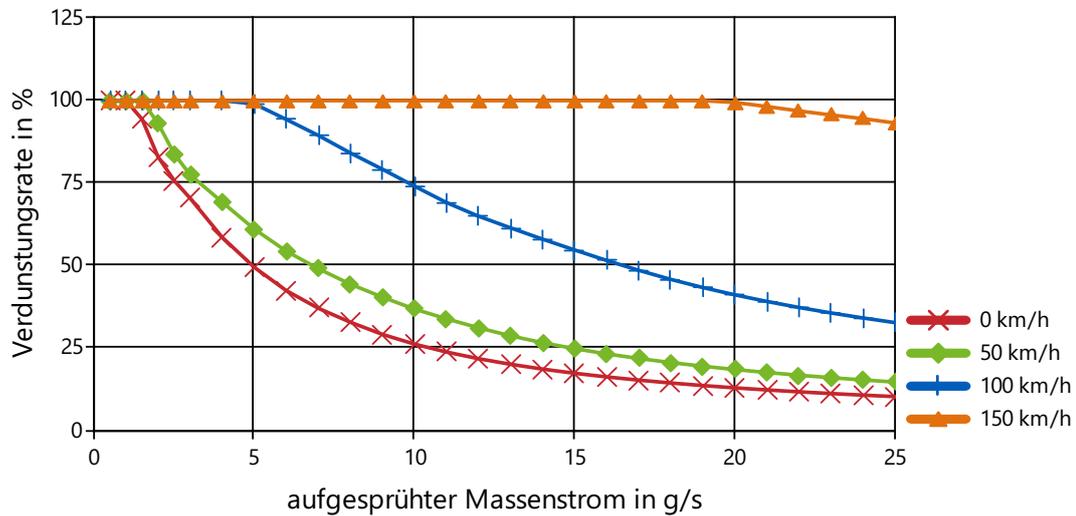


Abbildung 7.1: Verdunstungsrate in Abhängigkeit des aufgesprühnten Wassermassenstroms für verschiedene Betriebsszenarien (Tabelle 7.1).

dunstet (Verdunstungsrate). Bei geringer aufgebracht Wasseremenge verdunstet das gesamte Wasser. Erst mit zunehmendem Wassermassenstrom auf den Kühler verdunstet das Wasser nicht mehr vollständig. Ist die maximale Menge an Wasser in einem Diskretisierungselement des Wärmeübertragers erreicht, fließt der restliche Anteil vom Wärmeübertrager ab, ohne durch die Verdunstung zur Kühlung beizutragen. Je höher die Fahrzeuggeschwindigkeit, desto mehr Wasser kann verdunsten. Sowohl der Wärmekapazitätsstrom des Kühlmittels als auch der Kühlluftmassenstrom steigt mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit, was den Verdunstungsprozess begünstigt.

Abbildung 7.2 zeigt die Wärmeströme am Hauptwasserkühler für verschiedene Wassermassenströme  $\dot{m}_{\text{Feed}}$  bei dem Betriebsszenario, das einer Geschwindigkeit von  $100 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  entspricht. Ohne aufgebrachtem Massenstrom erhöht der gesamte Wärmestrom in Höhe von etwa  $15 \text{ kW}$  die Temperatur der Luft (sensibler Wärmestrom). Wird Wasser auf den Wärmeübertrager aufgesprüht, nimmt die Luft auch Wärme in Form von latenter Wärme auf. Diese steigt anfangs linear mit dem Wassermassenstrom, da das gesamte Wasser verdunstet (siehe Abbildung 7.1). Sinkt die Verdunstungsrate, steigt der latente Wärmestrom weniger stark an. Bei etwa  $18 \frac{\text{g}}{\text{s}}$  steigt der latente Wärmestrom nicht mehr weiter an. Die maximale Wassermasse ist in jedem Diskretisierungselement des Wärmeübertragers erreicht und zusätzlich aufgebracht Wasser fließt direkt ab. Die sensible Wärme sinkt mit zunehmender Verdunstung ab. Grund hierfür ist, dass das Kühlmittel verstärkt abgekühlt wird und die Temperaturdifferenz zur Umgebung mit jedem Diskretisierungselement weiter abnimmt. Der Gesamtwärmestrom, den die Luft aufnimmt, setzt sich aus latentem und sensiblen Wärmestrom zusammen. Er unterscheidet sich von dem Wärmestrom, den das Kühlmittel abgeben kann, da dort die Enthalpieänderung durch Aufbringen und Abfließen des Wassers berücksichtigt ist.

Es liegen keine Messdaten zur Validierung dieser Simulationsergebnisse vor. Entsprechend kann keine Aussage darüber getroffen werden, wie gut das Modell des Vorderwagenkühlers die Verdunstung abbildet. Die anfängliche Verdunstungsrate von 100 % ist der Annahme geschuldet, dass Wasser das Diskretisierungselement des Kühlers nur dann flüssig verlässt, wenn dessen maximale Was-

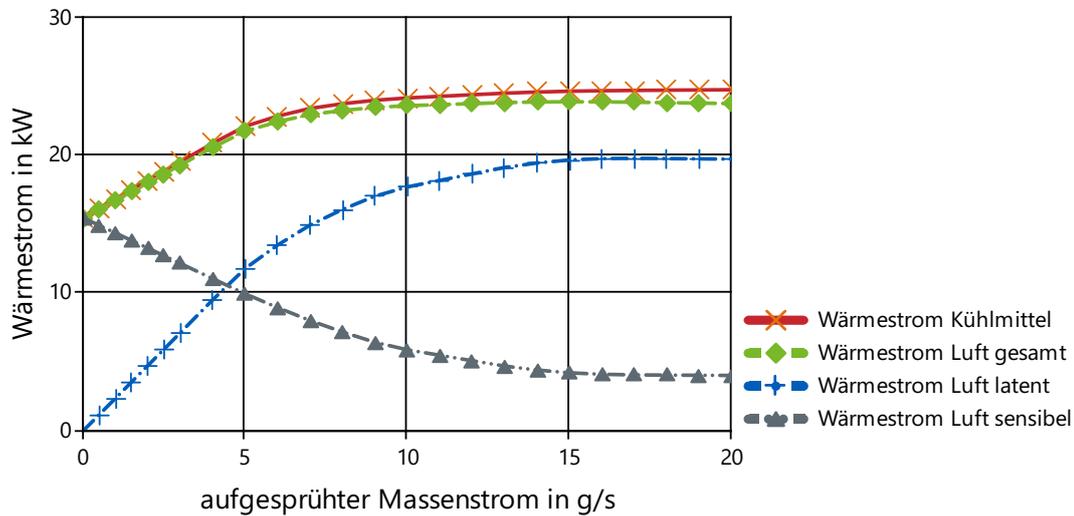


Abbildung 7.2: Wärmeströme am Hauptwasserkühler im Betriebsszenario  $v_{\text{car}} = 100 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  (Tabelle 7.1) in Abhängigkeit des aufgesprühten Wassermassenstroms.

serfilmmasse erreicht ist. Im Fahrzeug wäre ein Mitreißen von flüssigen Tropfen denkbar, was die Verdunstungsrate verringern würde (siehe dazu auch Kapitel 3.4.2).

## 7.2 Stationäre Betrachtung der Kühlleistungssteigerung

Das gebildete Gesamtfahrzeug wird nun verwendet, um Fahrten bei konstanter Geschwindigkeit und verschiedenen Umgebungstemperaturen zu absolvieren. Eine vorangegangene Simulation bei sehr geringer Umgebungstemperatur von  $0^\circ\text{C}$  soll zuerst die Ergebnisse des Gesamtfahrzeugmodells darstellen. Die Umgebungstemperatur ist so gering gewählt, damit eine ausreichende Kühlung bei allen Geschwindigkeiten auch ohne Verdunstungskühlung sichergestellt ist. In Abbildung 7.3 sind die Fahrwiderstandsleistung, die Brennstoffzellenstapelleistung und der Wärmestrom, der am Hauptwasserkühler für eine ausreichende Kühlung abgegeben werden muss, in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit für eine Fahrt in der Ebene dargestellt. Die Fahrwiderstandsleistung steigt über der Fahrzeuggeschwindigkeit stark an. Je höher die Geschwindigkeit, desto ausschlaggebender ist der Luftwiderstand, welcher nach den Gleichungen 3.32 und 3.36 in der dritten Potenz in die Fahrwiderstandsleistung eingeht. Die Brennstoffzellenstapelleistung steigt schneller an als die Fahrwiderstandsleistung, da die Leistung der Nebenverbraucher, insbesondere des Kompressors, mit steigender Last ansteigt (siehe Abbildung 5.3). Der Wärmestrom, welcher für eine ausreichende Kühlung des Brennstoffzellensystems am Hauptwasserkühler abgegeben werden muss, steigt noch schneller mit der Fahrzeuggeschwindigkeit an als die Brennstoffzellenstapelleistung. Dies ist mit der zusätzlichen Wärmeaufnahme am Ladeluftkühler und der abnehmenden Systemeffizienz (Abbildung 5.1) zu begründen.

In Abbildung 7.4 ist die Stromdichte dargestellt, welche zur Bereitstellung der Leistung bei der jeweiligen Fahrzeuggeschwindigkeit notwendig ist. Bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von etwa  $182 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  erreicht der Stapel die Stromdichte von  $1,5 \frac{\text{A}}{\text{cm}^2}$ , welche als maximale Stromdichte gewählt

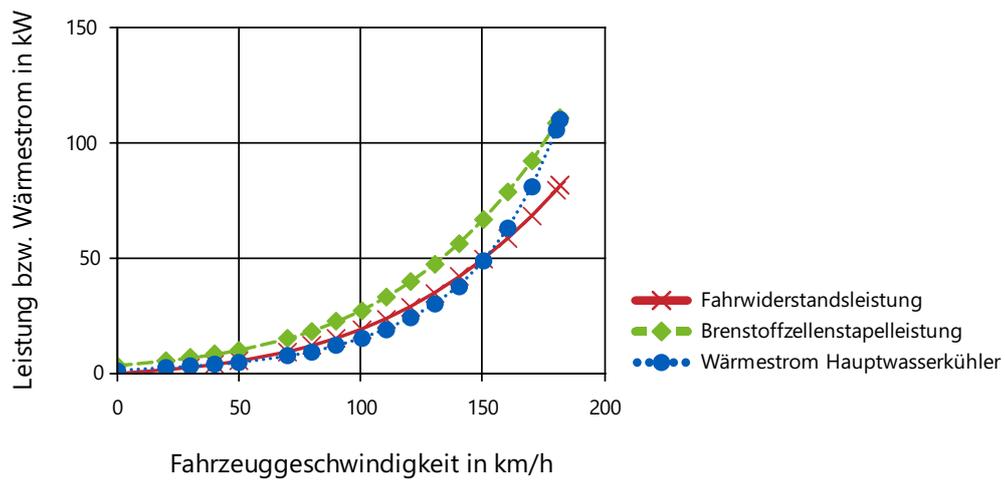


Abbildung 7.3: Stationäre Simulationsergebnisse von Fahrten mit konstanten Geschwindigkeiten bei einer Umgebungstemperatur von  $0^{\circ}\text{C}$ . Dargestellt sind die Fahrwiderstandsleistung nach Gleichung 3.36, die Brennstoffzellenstapelleistung und der Wärmestrom am Hauptwasserkühler, der vom Kühlmittel an die Luft übertragen wird.

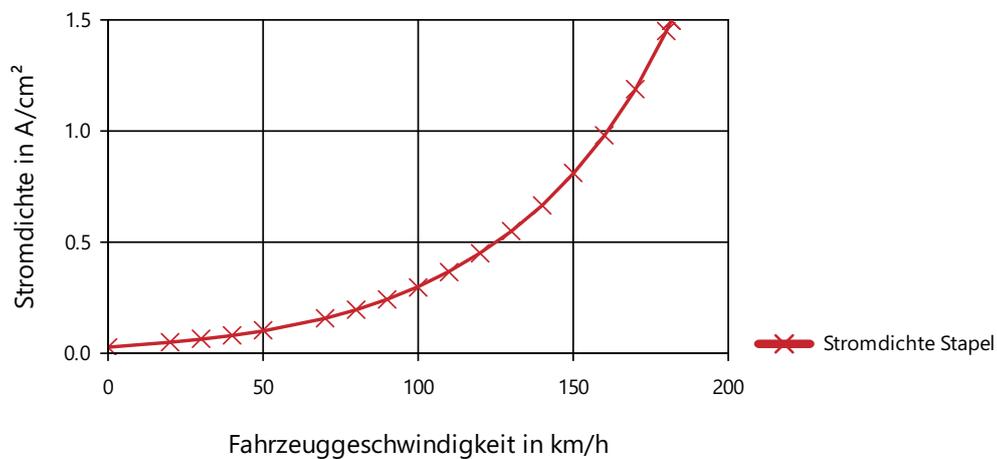


Abbildung 7.4: Stromdichte des Stapels in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit. Simulationsrandbedingungen wie in Abbildung 7.3.

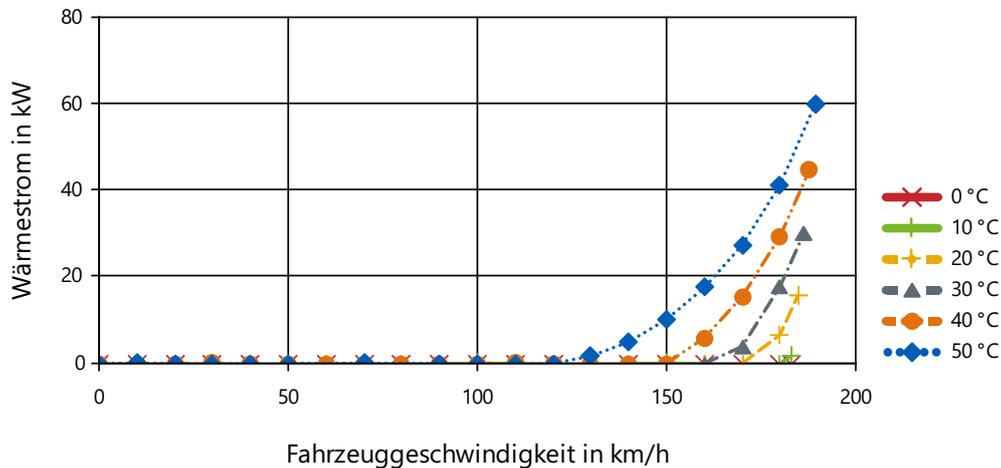


Abbildung 7.5: Kühlungsdefizit in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit für verschiedene Umgebungstemperaturen. Das Kühlungsdefizit gibt an, wie viel Wärme zusätzlich über den Hauptwasserkühler abgegeben werden müsste, um den Sollwert der Kühlmiteleintrittstemperatur zu erreichen.

wurde. Entsprechend handelt es sich um die höchste Geschwindigkeit, die das Fahrzeug bei einer Umgebungstemperatur von 0 °C stationär befahren kann. Höhere Umgebungstemperaturen führen zu einer verringerten Fahrwiderstandsleistung, da die Dichte der Luft und damit der Luftwiderstand abnimmt. Entsprechend steigt die Geschwindigkeit an, welche das Fahrzeugmodell bei maximaler Stromdichte erreichen kann. Mit steigender Umgebungstemperatur verschärft sich jedoch auch die Kühlungsproblematik.

Abbildung 7.5 zeigt das Kühlungsdefizit des Brennstoffzellensystems über der Fahrzeuggeschwindigkeit für verschiedene Umgebungstemperaturen. Das Kühlungsdefizit gibt an, wie viel zusätzliche Wärme über den Hauptwasserkühler abgegeben werden müsste, um den Sollwert für die Kühlmiteleintrittstemperatur von 70 °C einzuhalten. Auch bei den Simulationsergebnissen in Abbildung 7.5 wurde die Kühlmiteleintrittstemperatur von 70 °C eingehalten, da sich mit steigenden Stapeltemperaturen auch das Verhalten des Brennstoffzellenstapels ändern würde. Eine unzureichende Kühlung hätte ansonsten möglicherweise zur Folge, dass der Wirkungsgrad des Stapels stark sinkt und sich der abzugebende Wärmestrom noch weiter erhöht. Das Kühlungsdefizit wurde in zwei Schritten ermittelt. Zuerst erfolgte die Simulation des Fahrzeugmodells bei verschiedenen Temperaturen über den gesamten Geschwindigkeitsbereich, wobei eine ausreichende Kühlung zu jeder Zeit sichergestellt war. Dann wurde mithilfe der ermittelten Eintrittsbedingungen am Vorderwagenkühler (Temperaturen und Massenströme von Kühlmittel und Luft) in einer weiteren Simulationsstudie ermittelt, wie viel Wärme mit dem Hauptwasserkühler ohne Verdunstungskühlung abgegeben werden kann. Ein Kühlungsdefizit liegt vor, wenn dieser Wärmestrom den zur ausreichenden Kühlung notwendigen Wärmestrom unterschreitet.

In Abbildung 7.5 ist nun zu erkennen, dass eine Geschwindigkeit von 180  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$  bei einer Umgebung-

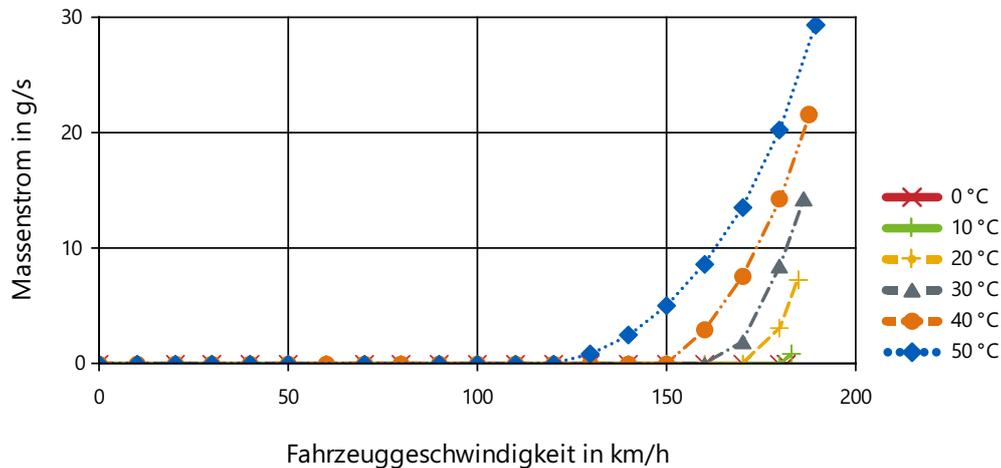


Abbildung 7.6: Flüssigwassermassenstrom, der zur Verdunstungskühlung auf den Hauptwasserkühler aufgebracht werden muss, in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit. Stationäre Betrachtung für verschiedene Umgebungstemperaturen.

temperatur von  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  noch mit der konventionellen Kühlung befahren werden kann. Steigt die Temperatur auf  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , besteht bereits ein Kühlungsdefizit von etwa  $6\text{ kW}$ . Je höher die Umgebungstemperatur und die Fahrzeuggeschwindigkeit, desto höher ist das Kühlungsdefizit am Hauptwasserkühler. Bei einer Umgebungstemperatur von  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  müssten bei  $180\frac{\text{km}}{\text{h}}$  etwa  $41\text{ kW}$  zusätzlich über dem Kühler abgegeben werden, um das System ausreichend zu kühlen. Bei der Maximalgeschwindigkeit von etwa  $189\frac{\text{km}}{\text{h}}$  (und damit einer Stromdichte von  $1,5\frac{\text{A}}{\text{cm}^2}$ ) sind es bereits  $60\text{ kW}$ .

Das Kühlungsdefizit soll nun durch den Einsatz der Verdunstungskühlung behoben werden. Dazu wird untersucht, wie viel Wasser auf den Hauptwasserkühler aufgebracht werden muss, um die erforderliche Kühlleistungssteigerung zu erhalten. Abbildung 7.6 zeigt in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit für eine stationäre Fahrt den erforderlichen Wassermassenstrom, der auf den Kühler aufgebracht werden muss, um bei der angegebenen Umgebungstemperatur den Sollwert der Kühlmittleintrittstemperatur zu erreichen. Je höher die Fahrzeuggeschwindigkeit und je höher die Umgebungstemperatur, desto höher muss der Massenstrom ausfallen, der auf den Kühler aufgebracht wird. Bei einer Umgebungstemperatur von  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  reicht die konventionelle Kühlung im gesamten Geschwindigkeitsbereich aus. Dies war bereits aus der Ermittlung der Kühlungsdefizite bekannt. Bei einer Umgebungstemperatur von  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  und einer Geschwindigkeit von  $189,4\frac{\text{km}}{\text{h}}$  beträgt der benötigte Wassermassenstrom fast  $30\frac{\text{g}}{\text{s}}$ . Dieser verdunstet vollständig und stellt die ausreichende Kühlung sicher. Geht man von einem vollständig gefüllten Zusatzwassertank mit  $5\text{ l}$  aus, so könnte diese Fahrt weniger als  $3\text{ min}$  aufrechterhalten werden, solange kein neues Wasser in dieser Zeit gesammelt wird. Da im Betrieb je nach Lastpunkt jedoch flüssiges Wasser anfällt und der Zusatztank wieder gefüllt wird, wird im nun folgenden Kapitel 7.3 die On-Board-Wassergewinnung gemeinsam mit der Verdunstungskühlung untersucht.

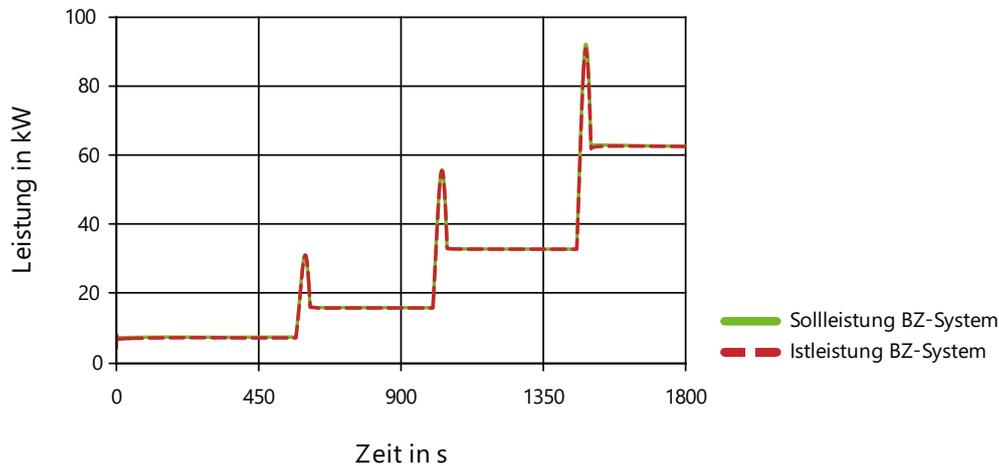


Abbildung 7.7: Soll- und Istwert der Brennstoffzellensystemleistung im Fahrzyklus.

## 7.3 Fahrzyklus: On-Board-Flüssigwassergewinnung und Verdunstungskühlung

Um den Nutzen der Verdunstungskühlung im Zusammenhang mit der On-Board-Flüssigwassergewinnung detailliert zu bewerten, erfolgt eine instationäre Untersuchung anhand des in Kapitel 4.6 vorgestellten Fahrzyklus (vier Bereiche konstanter Geschwindigkeit zwischen  $40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und  $160 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ ). Zum einen entspricht dies eher der Nutzung eines realen Fahrzeugs, zum anderen kann so Wasser gesammelt und nur in kritischen Kühlsituationen, d.h. wenn die konventionelle Kühlung an die Grenzen stößt, eingesetzt werden. Zu Beginn des Fahrzyklus ist der Zusatzwassertank leer, d.h. das notwendige Wasser muss im Fahrzyklus aufgefangen werden. Als geeignetes Mittel zur Flüssigwassergewinnung wurde die Absenkung der Kühlmiteleintrittstemperatur identifiziert. Daher wird der Sollwert der Kühlmiteleintrittstemperatur von  $70 \text{ }^\circ\text{C}$  auf  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  gesenkt. Überschreitet die Kühlmiteleintrittstemperatur  $70 \text{ }^\circ\text{C}$ , kommt die Verdunstungskühlung zum Einsatz.

Die Abbildungen 7.7-7.10 zeigen die Ergebnisse für eine Umgebungstemperatur von  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ . Abbildung 7.7 zeigt den Soll- und Istwert der Brennstoffzellensystemleistung über dem Zeitverlauf. Diese steigen mit zunehmender Geschwindigkeit des Fahrzeugs und insbesondere in den Beschleunigungsphasen an. Die Regelung der Leistung (Kapitel 3.7.2) wurde so umgesetzt, dass die Fahrzeugleistung nach Gleichung 3.38 jederzeit fast ausschließlich aus der Brennstoffzelle bereit gestellt werden kann. Die Ent-/Beladeleistung der Batterie überstieg in keinem Zeitpunkt  $1,5 \text{ kW}$ . Abbildung 7.8 zeigt den Verlauf der Stromdichte, die zur Bereitstellung der diskutierten Leistung eingeregelt wurde. In der Beschleunigungsphase von  $120 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  auf  $160 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  steigt diese auf bis zu  $1,42 \frac{\text{A}}{\text{cm}^2}$  an und bleibt damit unterhalb der als maximal definierten Stromdichte von  $1,5 \frac{\text{A}}{\text{cm}^2}$ .

Näher betrachtet wird nun das Kühlsystem und die Verdunstungskühlung. Abbildung 7.9 zeigt die Kühlmiteleintrittstemperatur im Verlauf des Fahrzyklus, wobei neben dem System mit Verdunstungskühlung auch die Ergebnisse ohne Verdunstungskühlung abgebildet sind. Zu Beginn liegt die Kühlmiteleintrittstemperatur bei Umgebungstemperatur und erhöht sich innerhalb von

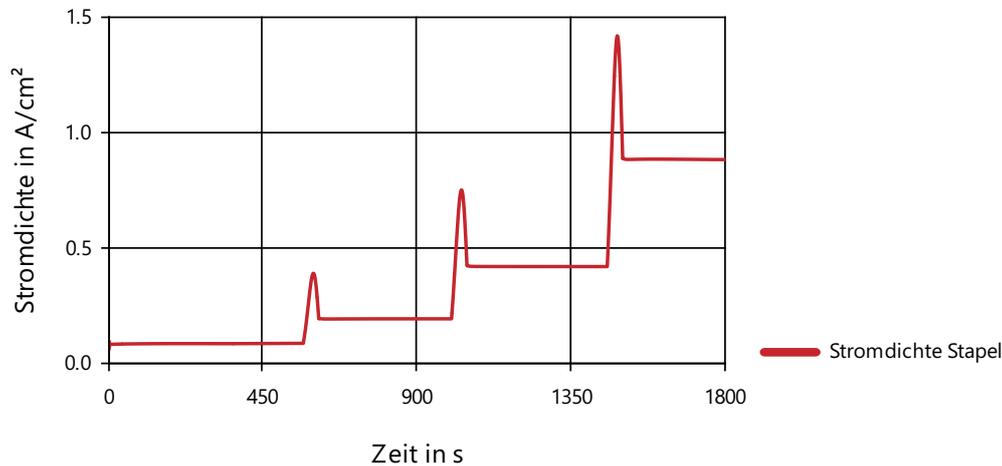


Abbildung 7.8: Stromdichte des Stapels über den Zeitverlauf des Fahrzyklus.

etwa 5 Minuten auf  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , bevor erstmals Kühlmittel über den Hauptwasserkühler strömt. Mit der Beschleunigung auf  $120\frac{\text{km}}{\text{h}}$  kann die Solleintrittstemperatur von  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  trotz vollständig geschlossenem Bypass nicht mehr eingehalten werden. In der Beschleunigungsphase auf  $160\frac{\text{km}}{\text{h}}$  zeigt sich die Kühlleistungssteigerung der Verdunstungskühlung: Die Kühlmittelintrittstemperatur kann bei  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  gehalten werden, während sie bei ausschließlich konventioneller Kühlung immer weiter ansteigt.

Abbildung 7.10 zeigt relevante Größen zur On-Board-Wassergewinnung und Verdunstungskühlung im Fahrzyklus. Im oberen Diagramm ist dazu der flüssige Wassermassenstrom dargestellt, der für die Verdunstungskühlung auf den Hauptwasserkühler aufgebracht wird. Es ist zu erkennen, wie in der Beschleunigungsphase auf  $160\frac{\text{km}}{\text{h}}$  bis zu  $14\frac{\text{g}}{\text{s}}$  flüssiges Wasser durch die Zusatzpumpe auf den Wärmeübertrager gebracht wird. In der anschließenden Konstantfahrt sind dies noch etwa  $3\frac{\text{g}}{\text{s}}$ . Ebenfalls dargestellt ist im oberen Diagramm der Flüssigwassermassenstrom, der von den Wasserabscheidern in den Tank strömt. Dieser steigt mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit kurzzeitig auf bis zu  $4\frac{\text{g}}{\text{s}}$  an, bevor er aufgrund der zunehmender Kühlmitteltemperatur auf unter  $1\frac{\text{g}}{\text{s}}$  sinkt. Im mittleren Diagramm ist die Flüssigwassermenge im Zusatzwassertank dargestellt. Der anfangs leere Tank wird durch das Flüssigwasser der Wasserabscheider allmählich auf fast  $1,2\text{ kg}$  aufgefüllt. Durch das Aufbringen des Wassers auf den Hauptwasserkühler verringert sich die Wassermasse im letzten Geschwindigkeitsabschnitt wieder. Im unteren Diagramm ist der Wärmestrom dargestellt, den die Luft am Hauptwasserkühler aufnimmt, wobei dieser in die latente und sensible Wärme aufgeteilt ist. Der Wärmestrom steigt mit zunehmender Geschwindigkeit im Fahrzyklus. Mit Einsatz der Verdunstungskühlung erhöht sich der Wärmestrom durch einen latenten Anteil. Dieser macht zwischenzeitlich bis zu  $33\text{ kW}$  aus.

Für eine Umgebungstemperatur von  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  konnte gezeigt werden, dass der Fahrzyklus nur mit Verdunstungskühlung absolviert werden kann, ohne dass die Kühlmittelintrittstemperatur ihren Sollwert deutlich überschreitet. Es stellt sich nun die Frage, um wie viel höher die Umgebungstemperatur im Vergleich zum System ohne Verdunstungskühlung sein darf, ohne dass die Kühlung

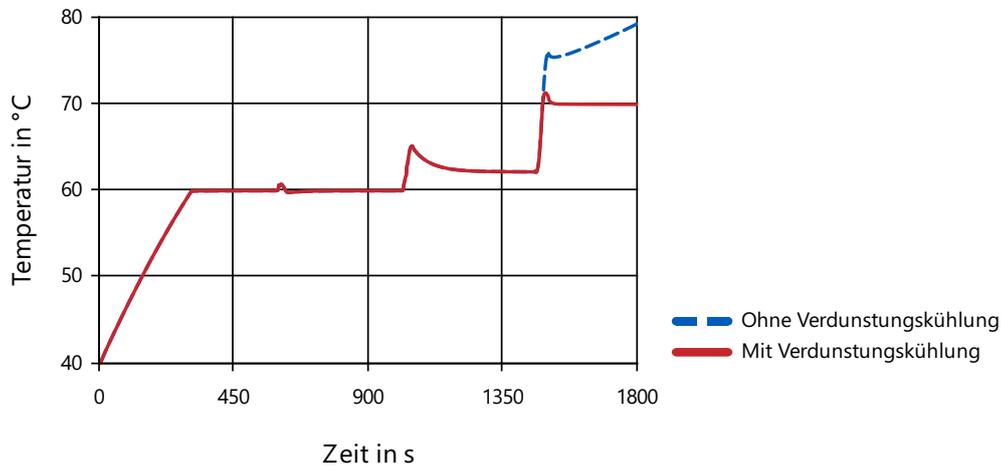


Abbildung 7.9: Kühlmiteleintrittstemperatur über den Zeitverlauf des Fahrzyklus. Dargestellt ist neben dem System mit Verdunstungskühlung auch das System ohne Verdunstungskühlung.

unzureichend wird. Dazu bestreiten das System mit Verdunstungskühlung und das System ohne Verdunstungskühlung den diskutierten Fahrzyklus bei verschiedenen Umgebungstemperaturen. In Abbildung 7.12 sind für beide Systeme die maximalen Kühlmitteltemperaturen am Stapel Eintritt dargestellt, die während des Fahrzyklus auftreten. Bis zu einer Umgebungstemperatur von  $26\text{ }^{\circ}\text{C}$  unterscheiden sich die Temperaturen für beide Systeme nicht, da die Verdunstungskühlung nicht zum Einsatz kommt. Mit steigender Umgebungstemperatur kann die maximal im Fahrzyklus auftretende Kühlmiteleintrittstemperatur durch die Verdunstungskühlung auf etwas über  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  gehalten werden, während sie ohne Verdunstungskühlung weiter ansteigt. Diese im Zeitverlauf maximale Temperatur tritt in der Beschleunigungsphase zwischen  $120\frac{\text{km}}{\text{h}}$  und  $160\frac{\text{km}}{\text{h}}$  auf, bei der besonders viel Abwärme im System entsteht. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass die maximal auftretende Temperatur für das System mit Verdunstungskühlung dabei wesentlich von der Regelung abhängig ist, die den Wassermassenstrom auf den Hauptwasserkühler bestimmt. Ab einer Umgebungstemperatur von  $39\text{ }^{\circ}\text{C}$  ohne Verdunstungskühlung bzw. ab  $41\text{ }^{\circ}\text{C}$  mit Verdunstungskühlung steigt die maximal im Zeitverlauf auftretende Temperatur deutlich schneller als noch zuvor an. Ab diesen Umgebungstemperaturen tritt die maximale Temperatur nicht mehr in der Beschleunigungsphase auf, sondern die Kühlmiteleintrittstemperatur steigt im letzten Geschwindigkeitsabschnitt immer weiter an (siehe dazu auch die Simulation ohne Verdunstungskühlung bei einer Umgebungstemperatur von  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  in Abbildung 7.9). Das plötzliche Ansteigen der Kühlmitteltemperatur bei dem System mit Verdunstungskühlung ist mit einem leeren Zusatztank zum Ende des Fahrzyklus zu begründen. Im Fahrzyklus konnte nicht genug Wasser gesammelt werden, um das System im letzten Geschwindigkeitsabschnitt ausreichend zu kühlen. Dies zeigt auch Abbildung 7.11, in der die Masse des flüssigen Wassers im Zusatztank am Ende des Fahrzyklus in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur dargestellt ist. Oberhalb einer Umgebungstemperatur von  $41\text{ }^{\circ}\text{C}$  befindet sich zum Ende des Fahrzyklus kein Wasser mehr im Zusatztank. Abbildung 7.11 zeigt noch eine weitere Erkenntnis: Je geringer die Umgebungstemperatur, desto mehr Wasser ist am Ende

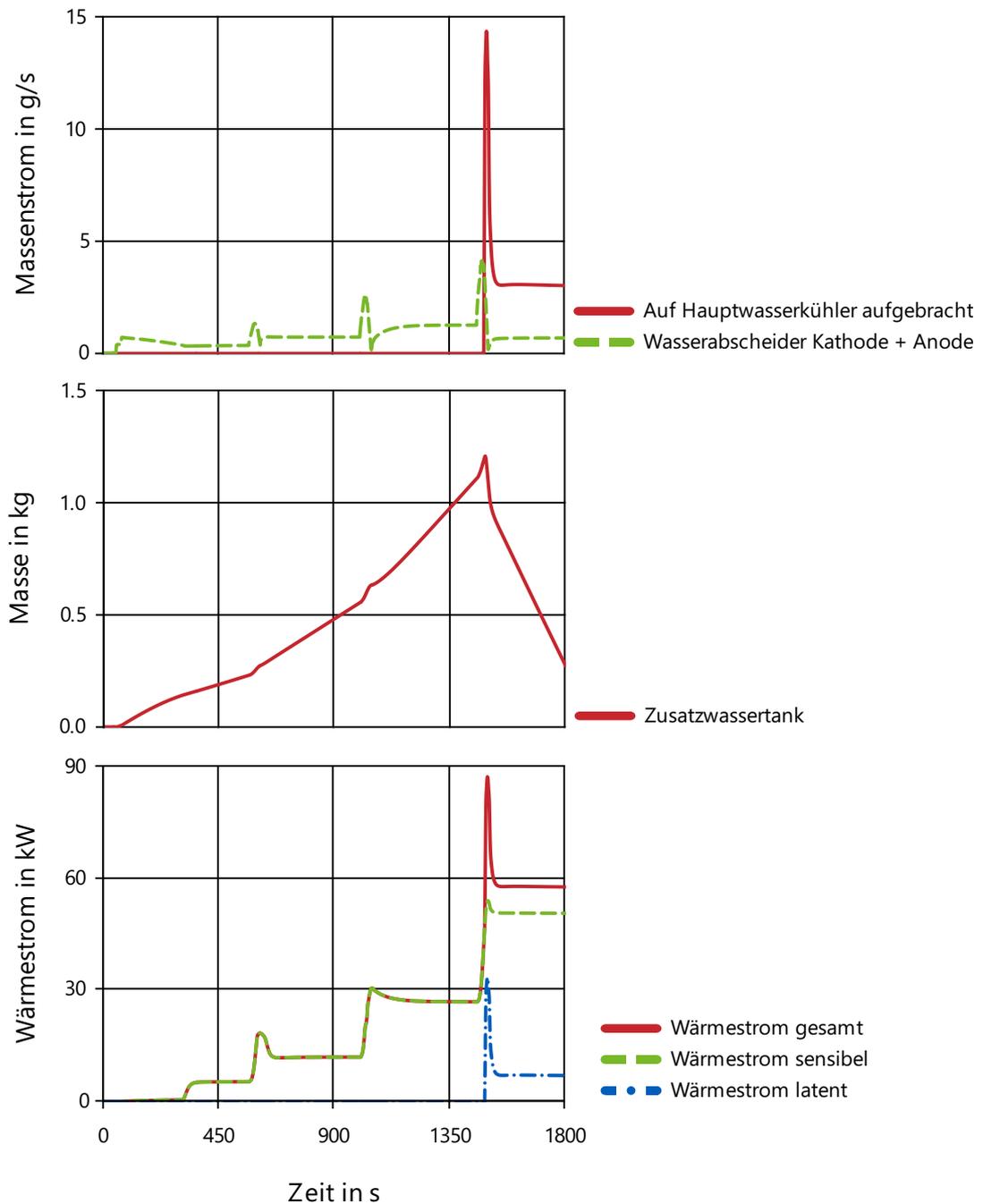


Abbildung 7.10: Darstellung eines Fahrzyklus mit Verdunstungskühlung. Oben: Flüssigwassermassenstrom auf den Hauptwasserkühler und von den Wasserabscheidern in den Zusatztank. Mitte: Masse des Wassers im Zusatztank. Unten: Wärmestrom am Hauptwasserkühler, wobei dieser in einen latenten und sensiblen Anteil aufgeteilt ist.

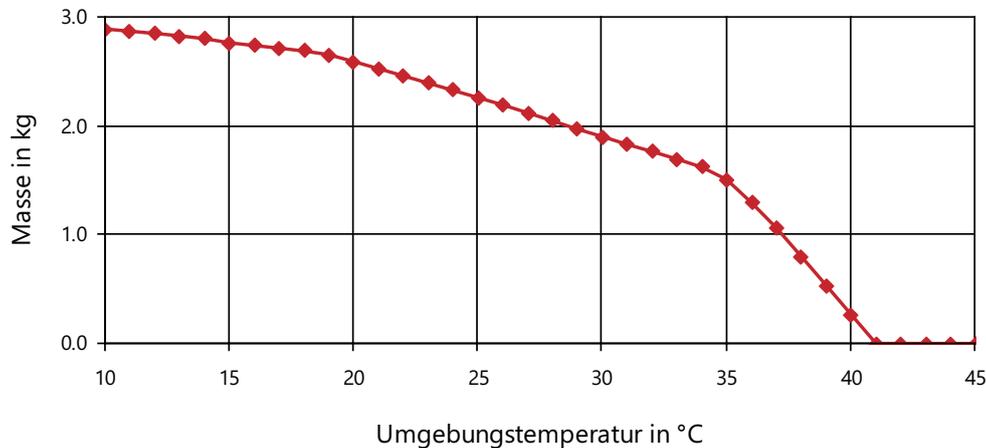


Abbildung 7.11: Wassermasse im Zusatztank am Ende des Fahrzyklus in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur. Oberhalb einer Umgebungstemperatur von 41 °C befindet sich am Ende des Fahrzyklus kein Wasser mehr im Tank.

des Fahrzyklus im Tank. Zum einen, weil bei Umgebungstemperaturen unterhalb von 26 °C dem Tank kein Wasser zur Verdunstungskühlung entnommen wird. Zum anderen kann bei geringeren Umgebungstemperaturen mehr Wasser gesammelt werden. Nicht nur, weil das System anfangs bei geringerer Temperatur initialisiert ist und deshalb länger aufheizt, sondern auch weil noch bei höheren Geschwindigkeiten die Kühlmiteleintrittstemperatur von 60°C gehalten werden kann. Die geringeren Kühlmitteltemperaturen führen zu einer vermehrten Kondensation des Wassers und damit zu einem volleren Tank am Ende des Fahrzyklus.

In Abbildung 7.12 ist eine Kühlmitteltemperatur von 72 °C als Grenze für die Leistungsreduktion eingezeichnet. Es wird angenommen, dass ab dieser Kühlmiteleintrittstemperatur die Brennstoffzelle von der Regelung in seiner Leistung begrenzt wird, um ein weiteres Ansteigen der Kühlmitteltemperatur zu verhindern. Das System ohne Verdunstungskühlung kann demnach den Fahrzyklus bei Umgebungstemperaturen von über 34 °C nicht ohne Abregelung bestreiten. Das System mit Verdunstungskühlung kann den Fahrzyklus noch bei einer Umgebungstemperatur von 41 °C absolvieren, ohne die maximale Kühlmiteleintrittstemperatur zu erreichen.

## 7.4 Zwischenfazit

Mit der Verdampfungswärme von Wasser kann die Kühlleistung gesteigert werden. Mit Konstantfahrten des Fahrzeugmodells bei verschiedenen Umgebungstemperaturen wurde das Kühlungsdefizit des Brennstoffzellenfahrzeugs dargestellt und der zur Behebung des Defizits notwendige Wassermassenstrom ermittelt. In einem Fahrzyklus konnte dann gezeigt werden, dass das zur Verdunstungskühlung notwendige Wasser im Betrieb gewonnen werden kann. Die maximale Umgebungstemperatur, bei der das Brennstoffzellenfahrzeug den Fahrzyklus ohne Leistungsabregelung absolvieren kann, stieg durch die Verdunstungskühlung von 34 °C auf 41 °C.

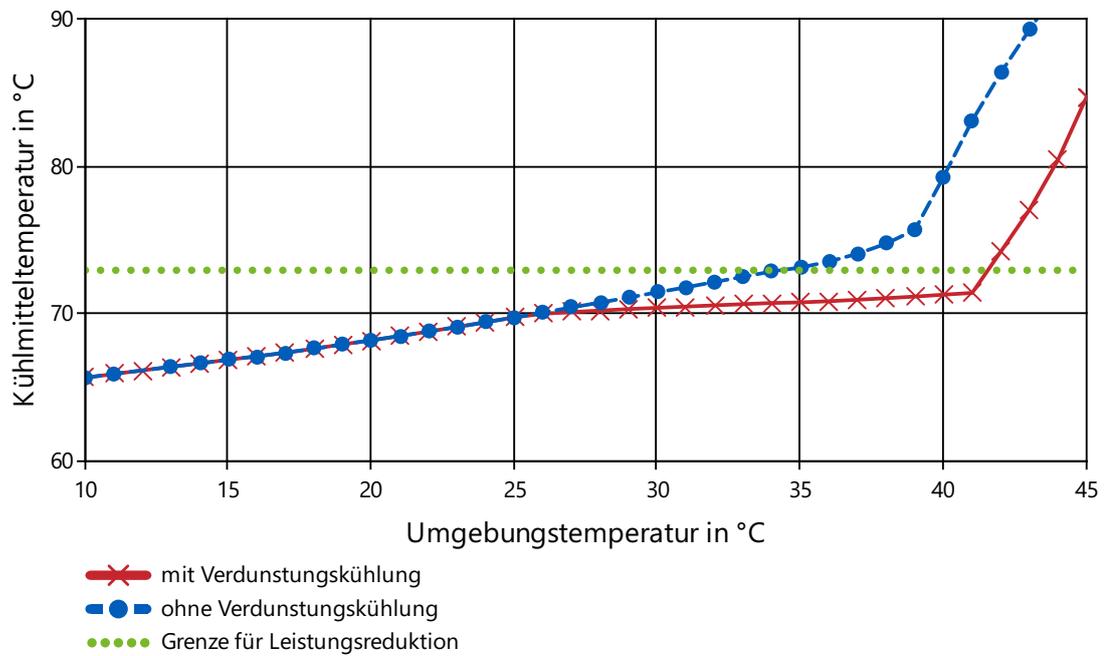


Abbildung 7.12: Maximale Kühlmiteleintrittstemperatur im Zeitverlauf des Fahrzyklus für das System mit und ohne Verdunstungskühlung in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur. Die Grenze für die Leistungsreduktion gibt an, ab welcher Kühlmiteleintrittstemperatur von einer Abregelung ausgegangen wird. Der Fahrzyklus wurde ohne Abregelung absolviert.

# 8 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde gezeigt, dass die Verdunstungskühlung ein geeignetes Mittel darstellt, um die Kühlleistung eines Brennstoffzellenfahrzeuges zu steigern. Dabei kann das dafür notwendige Wasser On-Board gewonnen werden, indem das Wasser aus dem Abgas entnommen wird, welches die Brennstoffzelle durch die Oxidation des Wasserstoffs selbst erzeugt. Das Wasser wird in einem zusätzlichen Tank gesammelt und in kritischen Kühlsituationen auf den Vorderwagenkühler aufgebracht.

Für die Untersuchung wurde ein Simulationsmodell aufgebaut und mit Literaturdaten parametrisiert. Das Modell umfasst neben dem Brennstoffzellensystem auch ein Fahrzeugmodell. Besonderes Augenmerk wurde dabei auf das Modell des Luft-Kühlmittel-Wärmeübertragers gelegt. Da das Potenzial der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung als größer im Vergleich zur adiabaten Verdunstungskühlung eingeschätzt werden konnte, wurde diese für den Wärmeübertrager implementiert. Dieser kann die nicht-adiabate Verdunstungskühlung abbilden, indem ein Wasserfilm auf den luftseitigen Lamellen modelliert ist. Das Aufbringen von Wasser kann zur Verdunstung führen und damit die Kühlleistung steigern. Nachdem verschiedene Methoden zur On-Board-Wassergewinnung aus der Literatur diskutiert und anhand theoretischer Vorüberlegungen die Wassergewinnung aus Abgaskondensat als vielversprechendste identifiziert wurde, konnte anhand der simulativen Untersuchung die Flüssigwassermenge an Anoden- und Kathodenaustritt abgeschätzt werden. Dabei wurde der starke Einfluss der Betriebsbedingungen des Brennstoffzellensystems auf den flüssigen Anteil des produzierten Wassers dargestellt. Insbesondere eine geringe Kühlmitteltemperatur, eine verringerte Kathodenstöchiometrie und ein erhöhter Systemdruck können die Ausbeute an flüssigem Wasser erhöhen. Durch eine zusätzliche Abkühlung des Abgases kann die Menge an flüssigem Wasser weiter erhöht werden. Die Veränderung der Betriebsbedingungen für mehr Flüssigwasser oder die Kühlung des Abgases ist dabei lediglich in Situationen sinnvoll, in denen die Kühlung unkritisch ist, da durch die Kondensationswärme die Kühlung zusätzlich erschwert wird. Für verschiedene stationäre Fahrten wurde gezeigt, dass die Verdunstungskühlung die ausreichende Kühlung auch bei hohen Umgebungstemperaturen und hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten sicherstellen kann. In einem Fahrzyklus konnte abschließend gezeigt werden, wie die Kühlleistung durch die Verdunstungskühlung nur mit Hilfe des im Fahrzyklus gesammelten Wassers gesteigert werden kann. Dabei konnte insbesondere in der Aufheizphase des Brennstoffzellensystems Wasser gesammelt werden, da durch die geringe Kühlmitteltemperatur vermehrt flüssiges Wasser auftritt. Innerhalb der ersten 25 Minuten konnte über 1 Liter Wasser gesammelt werden, der dann im Hochgeschwindigkeitsabschnitt auf den Hauptwasserkühler aufgebracht wurde. Durch die Verdunstungskühlung konnte der Fahrzyklus noch mit einer Umgebungstemperatur von 41 °C befahren werden, ohne dass die Kühlmitteltemperatur über die gewählte Grenze der Leistungsreduktion anstieg. Für das System ohne Verdunstungskühlung war dies nur bis zu einer Temperatur

von 34 °C möglich, was einer Steigerung von 7 K entspricht.

Die simulativen Untersuchungen sind als Abschätzung des Potenzials der Verdunstungskühlung und der On-Board-Wassergewinnung zu begreifen. Für weitere Untersuchungen ist zunächst ein detaillierteres Modell des Wärmeübertragers wünschenswert. Die Diskretisierung des Luftpfades sowie die Implementierung von Zusammenhängen für die gleichzeitige Wärme- und Stoffübertragung sind zu empfehlen. Das vereinfachte Modell sorgt bei vielen Randbedingungen dazu, dass der gesamte auf den Kühler aufgebrachte Wassermassenstrom verdunstet. Hier wären experimentelle oder orts aufgelöste simulative Untersuchungen wichtig, um mehr über die nicht-adiabate Verdunstungskühlung im Vorderwagen zu erfahren.

# Literaturverzeichnis

- [Adamy, 2018] Adamy, J. (2018). *Nichtlineare Systeme und Regelungen*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.
- [Awad und Muzychka, 2008] Awad, M. M. und Muzychka, Y. S. (2008). Effective property models for homogeneous two-phase flows. *Experimental Thermal and Fluid Science*.
- [Backofen et al., 2019] Backofen, D., Jünemann, D., Bertram, C., und Wascheck, R. (2019). Modellbasierte Auslegung eines Brennstoffzellen-Antriebsstranges für Nutzfahrzeuganwendungen. In ITS mobility e.V., editor, *Hybrid and Electric Vehicles*, pages 230–253.
- [Baehr und Kabelac, 2009] Baehr, H. D. und Kabelac, S. (2009). *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen*. Springer-Lehrbuch. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 14. Aufl. edition.
- [Barbir, 2013] Barbir, F. (2013). *PEM fuel cells: Theory and practice*. Elsevier/Academic Press, Amsterdam and Boston, 2nd ed. edition.
- [Bayrische Motoren Werke, 2015] Bayrische Motoren Werke (2015). Der neue BMW M4 GTS: Medieninformation.
- [Berger, 2009] Berger, O. (2009). *Thermodynamische Analyse eines Brennstoffzellensystems zum Antrieb von Kraftfahrzeugen: Dissertation*.
- [Böhm et al., 2016a] Böhm, M., Durst, B., Unterweger, G., und Rubbert, S. (2016a). Ansätze zur Onboard-Wassergewinnung für eine Wassereinspritzung. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 118(1):54–59.
- [Böhm et al., 2016b] Böhm, M., Mährle, W., Bartelt, H.-C., und Rubbert, S. (2016b). Funktionale Integration einer Wassereinspritzung in den Ottomotor. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 77(1):38–43.
- [Braess und Seiffert, 2013] Braess, H.-H. und Seiffert, U. (2013). *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden.
- [Brandau, 2012] Brandau, N. (2012). *Analyse zur Zellinternen Befeuchtung eines Polymerelektrolytmembran-Brennstoffzellenstapels: Dissertation*.
- [Bruggemann, 1965] Bruggemann, D. A. (1965). Effective medium approximation. *Ann. Phys.(Leipzig)*, 24:636.
- [Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung, 2019] Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung (2019). (Titelbild dieser Studienarbeit). <https://www.bam.de/Navigation/DE/Themen/Energie/Dossier-Wasserstoff/dossier-wasserstoff.html>.

- [Chang und Wang, 1997] Chang, Y.-J. und Wang, C.-C. (1997). A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(3):533–544.
- [Cicchitti et al., 1959] Cicchitti, A., Lombardi, C., Silvestri, M., Soldaini, G., und Zavattarelli, R. (1959). Two-phase cooling experiments: pressure drop, heat transfer and burnout measurements. *Energia Nucleare*, 6(7):407–425.
- [Europäische Union, 2009] Europäische Union (18.06.2009). Verordnung (EG) Nr. 595/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates.
- [Fandi, 1996] Fandi, T. (1996). *Beiträge zur Sicherung der funktionellen Austauschbarkeit von Kfz-Kühlmittelpumpen: Dissertation*. Chemnitz-Zwickau.
- [Fly, 2015] Fly, A. (2015). *Thermal and water management of evaporatively cooled fuel cell vehicles: Doctoral Thesis*.
- [Frank, 2018] Frank, G. (2018). Brennstoffzellentechnik bei Daimler: Vortrag an der Hochschule Karlsruhe.
- [Franzke et al., 2019] Franzke, B., Voßhall, T., Adomeit, P., und Müller, A. (2019). Wassereinspritzung zur Erfüllung zukünftiger RDE-Anforderungen für Turbo-Ottomotoren. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 80(3):32–41.
- [Gonzalez et al., 2017] Gonzalez, N. G., Baar, R., Drueckhammer, J., und Kaepfner, C. (2017). The Thermodynamics of Exhaust Gas Condensation. *SAE International Journal of Engines*, 10(4):1411–1421.
- [Gräber et al., 2010] Gräber, M., Kosowski, K., Richter, C., und Tegethoff, W. (2010). Modelling of heat pumps with an object-oriented model library for thermodynamic systems. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, 16(3):195–209.
- [Großmann, 2013] Großmann, H. (2013). *Pkw-Klimatisierung: Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung*. VDI-Buch. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg and s.l., 2. Aufl. 2013 edition.
- [Hashin und Shtrikman, 1962] Hashin, Z. und Shtrikman, S. (1962). A Variational Approach to the Theory of the Effective Magnetic Permeability of Multiphase Materials. *Journal of Applied Physics*, 33(10):3125–3131.
- [Hyundai, 2018] Hyundai (2018). Pressemappe Hyundai Nexö.
- [James et al., 2016] James, B., Huya-Kouadio, J., Houchins, C., und DeSantis, D. (2016). *Multi-Year Research, Development, and Demonstration Plan*.
- [Kandlikar, 2006] Kandlikar, S. G. (2006). *Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels*. Elsevier, Amsterdam [u.a.], 1. ed. edition.
- [Käppner et al., 2017] Käppner, C., Garrido Gonzalez, N., Drückhammer, J., Lange, H., Fritzsche, J., und Henn, M. (2017). On board water recovery for water injection in high efficiency gasoline engines. In Bargende, M., Reuss, H.-C., und Wiedemann, J., editors, *17. Internationales Stuttgarter Symposium*, Proceedings, pages 867–887. Springer Vieweg, Wiesbaden.

- [Kim und Mench, 2009] Kim, S. und Mench, M. M. (2009). Investigation of Temperature-Driven Water Transport in Polymer Electrolyte Fuel Cell: Phase-Change-Induced Flow. *Journal of The Electrochemical Society*, 3(156):B353–B362.
- [Köhler, 2019] Köhler, J. (2019). Skriptum zur Vorlesung Wärme- und Stoffübertragung.
- [Kraft, 1988] Kraft, D. (1988). A Software Package for Sequential Quadratic Programming. *Forschungsbericht. Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt, DFVLR*, 28(88).
- [Kurzweil und Scheipers, 2012] Kurzweil, P. und Scheipers, P. (2012). *Chemie: Grundlagen, Aufbauwissen, Anwendungen und Experimente*. Naturwissenschaftliche Grundlagen. Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 9., erw. aufl. edition.
- [Laue, 2007] Laue, C. (2007). *Optimierung des ökologischen und ökonomischen Aufwands der Kälteerzeugung zur Gebäudeklimatisierung*. Technik. Diplom.de, Hamburg.
- [Law, 2013] Law, B. (17.09.2013). The Airbus Fuel Cell Approach: Vortrag CUTEC.
- [Lienhard, 1987] Lienhard, J. H. (1987). *A heat transfer textbook*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 2. ed. edition.
- [McAdams et al., 1942] McAdams, W. H., Woods, W. K., und Heroman, L. C. (1942). Vaporization inside horizontal tubes II-benzene-oil mixtures. In *Trans. ASME*, volume 64 (3), pages 193–200.
- [Menken, 2016] Menken, J. C. (2016). *Thermomanagement im batteriebetriebenen Pkw unter Nutzung eines Kaltdampfprozesses mit Sekundärkreislaufsystem: Dissertation*, volume v.115 of Audi Dissertationsreihe. Cuvillier Verlag, Göttingen, 1st ed. edition.
- [Mohr, 2018] Mohr, P. (2018). *Optimierung von Brennstoffzellen-Bipolarplatten für die automobile Anwendung: Dissertation*.
- [Motupally et al., 2000] Motupally, S., Becker, A. J., und Weidner, J. W. (2000). Diffusion of Water in Nafion 115 Membranes. *Journal of The Electrochemical Society*, 147(9):3171.
- [Neyerlin et al., 2007] Neyerlin, Gu, Jorne, Clark, und Gasteiger (2007). Cathode Catalyst Utilization for the ORR in a PEMFC: Analytical Model and Experimental Validation. *Journal of The Electrochemical Society*, 2(154):B279–B287.
- [Neyerlin et al., 2006] Neyerlin, Gu, Jorne, und Gasteiger (2006). Determination of Catalyst Unique Parameters for the Oxygen Reduction Reaction in a PEMFC. *Journal of The Electrochemical Society*, 10(153):A1955–A1963.
- [Pischinger und Seiffert, 2016] Pischinger, S. und Seiffert, U., editors (2016). *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. ATZ / MTZ-Fachbuch. Springer Vieweg, Wiesbaden, 8., aktualisierte und erweiterte auflage edition.
- [Porsche AG, 2017] Porsche AG (2017). Der neue Porsche 911 GT2 RS: Pressemappe.
- [Renouard-Vallet et al., 2012] Renouard-Vallet, G., Saballus, M., Schumann, P., Kallo, J., Friedrich, K. A., und Müller-Steinhagen, H. (2012). Fuel cells for civil aircraft application: On-board production of power, water and inert gas. *Chemical Engineering Research and Design*, 90(1):3–10.

- [Reuschel, 2001] Reuschel, G. (2001). Brennstoffzelle – Eine Chance für die Saarländische Industrie: ZES-Workshop Frankfurt.
- [Schulz, 2015] Schulz, D., editor (2015). *Nachhaltige Energieversorgung und Integration von Speichern: Tagungsband zur NEIS 2015*. Springer Vieweg, Wiesbaden.
- [Schulze, 2015] Schulze, T. (2015). *Gleichungsorientierte Modellierung der Wärme- und Stoffübertragungsprozesse in Verdunstungskühltürmen: Dissertation*.
- [Sigloch, 2013] Sigloch, H. (2013). *Strömungsmaschinen: Grundlagen und Anwendungen*. Carl Hanser Verlag, München, 5., aktualisierte auflage edition.
- [Springer et al., 1991] Springer, T. E., Zawodzinski, T. A., und Gottesfeld, S. (1991). Polymer Electrolyte Fuel Cell Model: T. E. Springer, T. A. Zawodzinski, and S. Gottesfeld, “Polymer Electrolyte Fuel Cell Model,” *J. Electrochem. Soc.*, vol. 138, no. 8, p. 2334, 1991. *Journal of The Electrochemical Society*, 138(8):2334–2342.
- [Springer-Verlag GmbH, 2013] Springer-Verlag GmbH (2013). *VDI-Wärmeatlas*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.
- [Staeck, 2014] Staeck, R. (2014). *Optimierung des Wasserhaushalts eines PEM-Brennstoffzellenaggregats: Dissertation*. Cuvillier Verlag, Göttingen, 1st ed. edition.
- [Strupp, 2011] Strupp, N. C. (2011). *Betriebsverhalten von Verflüssigern in automobilen Kältekreisläufen: Dissertation*.
- [Summerer, 2012] Summerer, F. (2012). Vergleich von adiabater Luftabkühlung mit befeuchteten Wärmeübertragern: DKV-Tagung.
- [Tang, 2015] Tang, T. (2015). *Analyse der Energieeffizienz eines Brennstoffzellenstapels im Kaltstartbetrieb: Dissertation*.
- [Tang et al., 2017] Tang, T., Heinke, S., Thüring, A., Tegethoff, W., und Köhler, J. (2017). A spatially resolved fuel cell stack model with gas–liquid slip phenomena for cold start simulations. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(22):15328–15346.
- [Thewes et al., 2016] Thewes, M., Baumgarten, H., Scharf, J. S., Birmes, G., Balazs, A., Lehrheuer, B., und Hoppe, F. (2016). Water injection - high power and high efficiency combined; 1st edition. In *Automobile and engine technology*, pages 345–380, Aachen. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Institute for Combustion Engines, RWTH Aachen and Institut für Kraftfahrzeuge, Institute for Automotive Engineering, RWTH Aachen University.
- [Thompson et al., 2008] Thompson, Jorne, Gu, und Gasteiger (2008). PEM Fuel Cell Operation at  $-20^{\circ}\text{C}$ . II. Ice Formation Dynamics, Current Distribution, and Voltage Losses within Electrodes. *Journal of The Electrochemical Society*, 9(155):B887–B896.
- [Tjaden et al., 2016] Tjaden, B., Cooper, S. J., Brett, D. J. L., Kramer, D., und Shearing, P. R. (2016). On the origin and application of the Bruggeman correlation for analysing transport phenomena in electrochemical systems. *Current Opinion in Chemical Engineering*, 12:44–51.

- [TLK-Thermo GmbH, 2019] TLK-Thermo GmbH (2019). TIL: TLK IfT Library for Thermal Systems.
- [Weigand et al., 2016] Weigand, B., Köhler, J., und von Wolfersdorf, J. (2016). *Thermodynamik kompakt*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.
- [Weustenfeld, 2017] Weustenfeld, T. (2017). *Heiz- und Kühlkonzept für ein batterieelektrisches Fahrzeug basierend auf Sekundärkreisläufen: Dissertation*, volume v.122 of *Audi Dissertationsreihe*. Cuvillier Verlag, Göttingen, 1st ed. edition.
- [Zhou et al., 2014] Zhou, Y., Luo, Y., Yu, S., und Jiao, K. (2014). Modeling of cold start processes and performance optimization for proton exchange membrane fuel cell stacks. *Journal of Power Sources*, 247:738–748.

# Anhang

Tabelle A.1: Stützstellen für die Betriebsbedingungen in Abhängigkeit des Lastpunkts [Backofen et al., 2019].

$i_{\text{Stack}}$	$p_{\text{Anode,in}}$	$\lambda_{\text{Anode}}$	$p_{\text{Cathode,in}}$	$\lambda_{\text{Cathode}}$	$\text{RH}_{\text{Cathode,in}}$	$T_{\text{cool,in}}$	$dT_{\text{cool}}$
$\frac{\text{A}}{\text{cm}^2}$	Pa	—	Pa	—	%	K	K
0,0125	129000	7	109000	11,74	93	343,15	0,47
0,05	129000	2,08	109000	3,23	69	343,15	0,69
0,0875	130000	1,65	110000	2,72	63	343,15	1,01
0,15	135000	1,55	115000	2,46	58	343,15	1,59
0,3	148000	1,55	128000	2,01	48	343,15	2,93
0,45	159000	1,55	139000	1,93	45	343,15	4,24
0,6	170000	1,55	150000	1,81	42	343,15	5,56
0,75	183000	1,55	163000	1,75	39	343,15	6,89
0,9	194000	1,55	174000	1,72	38	343,15	8,24
1,05	205000	1,55	185000	1,58	36	343,15	9,58
1,2	216000	1,55	196000	1,55	36	343,15	10,51
1,35	228000	1,55	208000	1,55	35	343,15	11,26
1,5	239000	1,55	219000	1,55	35	343,15	12,01



Technische Universität Braunschweig  
Institut für Thermodynamik  
Hans-Sommer-Strasse 5  
38106 Braunschweig