

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades
Master of Science (M.Sc)

Konzeptionierung, Vorauslegung und Simulation von Kühlsystemen für NT-PEM- Brennstoffzellen-Flugzeuge

Fakultät:	Maschinenbau
Studiengang:	Maschinenbau
Abgabefrist:	██████████
Betreuerin/Prüferin:	Andreas Lesser
Externe Betreuung:	Raphael Gebhart, DLR, Institut für Systemarchitekturen in der Luftfahrt

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen und Symbole	1
1. Einleitung.....	6
2. Stand der Technik.....	8
2.1 Bestehende Ansätze zur Kühlung von PEMFC-Flugzeugen	8
2.1.1 Kreislaukkühlung mit Batterie während der Bodenbeschleunigung	9
2.1.2 Optimierungspotenzial durch Wärmepumpen für Brennstoffzellenantriebe	10
2.2 Wärmetransportmechanismen.....	11
2.2.1 Zweiphasige Kreislaufgestaltung mit Pumpenbetrieb.....	11
2.2.2 Wärmeabfuhr durch Wärmerohre	12
2.3 Einsatzbedingungen der Brennstoffzellen-Kühlsysteme in der Startphase.....	14
2.4 Konzept des Start- und Standardkreislaufmodells als gekoppelte Systeme	15
2.5 Eignung verschiedener Medien als Kältebadbetriebsmittel unter den Rahmenbedingungen der PEM-Brennstoffzellenkühlung.....	16
2.5.1 Thermodynamische Eignung verschiedener Betriebsmittel.....	16
2.5.2 Technische Rahmenbedingungen für Kältebadbetriebsmittel.....	18
2.6 Anwendung von thermochemischen Wärmesenken und Speichern	19
2.6.1 Reversible thermochemische Prozesse.....	20
2.6.2 Chemische Kühlmechanismen in der Luftfahrt	22
3. Methodik.....	23
3.1 Überblick der Wärmetransporttechnologien	24
3.1.1 Flüssig-gepumpte Kreisläufe	24
3.1.2 Kreislaufaufbau von Zweiphasig-gepumpten Kreisläufen	25
3.1.3 Wärmerohre	26
3.2 Aufbau von Kühlsystemkonzepten	26
3.2.1 Batterie-gestützte Startphase	27
3.2.2 Aktive Luftkühlung	27
3.2.3 Aktive Verdunstungskühlung	28
3.2.4 Behältersieden mit Kompressor	29
3.2.5 Behältersieden mit Ausweichtank	30
3.2.6 Strömungssieden	31
3.2.7 Thermochemische Wärmesenken	31

3.2.8 Kühlkanalkoppelung	33
3.3 Berechnungsverfahren für Kühlsysteme und Parameterauswahl der Untersuchung	34
3.3.1 Standardkreislauf-Dimensionierung.....	34
3.3.2 2P-MPL-Systemuntersuchung.....	37
3.3.3 Wärmerohre	38
3.3.4 Batterie-gestützte Startphase	39
3.3.5 Aktive Luftkühlung	41
3.3.6 Aktive Verdunstungskühlung	46
3.3.7 Behältersieden mit Kompressor	52
3.3.8 Behältersieden mit Ausweichtank.....	56
3.3.9 Strömungssieden.....	57
3.3.10 Thermochemische Wärmesenken	58
3.3.11 Kühlkanalkoppelung.....	59
3.4 Simulationsaufbau und Parametrisierung	60
3.4.1 Flüssig-gepumpte Kreisläufe	61
3.4.2 2P-MPL-Systeme	62
3.4.3 Aktive Luftkühlung	63
3.4.4 Behältersieden mit Ausweichtanks	65
3.4.5 Strömungssieden.....	66
3.4.6 Thermochemische Wärmesenken	68
3.4.7 Kühlkanalkoppelung	69
3.5 Methodik zur Systemskalierung.....	70
3.5.1 Einbezug des Energiebedarfs von Kühlsystemen	71
3.5.2 Skalierung des KM-Luft-HEX in Abhängigkeit der Flughöhe.....	74
4. Ergebnisse	76
4.1 Ergebnisse ohne Skalierung nach Energiebedarf und Betriebszeit.....	77
4.1.1 Flüssig-gepumpte Kreisläufe	77
4.1.2 2P-MPL-Systeme	78
4.1.3 Kapazitäten von Wärmerohren.....	79
4.1.4 Batterie-gestützte Startphase	81
4.1.5 Aktive Luftkühlung	82
4.1.6 Aktive Verdunstungskühlung	83
4.1.7 Behältersieden mit Kompressor	84

4.1.8 Behältersieden mit Ausweichtank	86
4.1.9 Strömungssieden	86
4.1.10 Thermochemische Wärmesenken	87
4.1.11 Kühlkanalkoppelung	88
4.2 Ergebnisse mit Berücksichtigung von Energiebedarf und Betriebszeit	89
4.2.1 Flüssig-gepumpte Kreisläufe	90
4.2.2 2P-MPL-Systeme	90
4.2.3 Batterie-gestützte Startphase	91
4.2.4 Aktive Luftkühlung	92
4.2.5 Aktive Verdunstungskühlung	93
4.2.6 Behältersieden mit Kompressor	94
4.2.7 Strömungssieden	96
4.2.8 Thermochemische Wärmesenken	97
4.2.9 Kühlkanalkoppelung	99
5. Auswertung	100
5.1 Einfluss der Variationsparameter auf die skalierten Ergebnisse	100
5.1.1 Flüssig-gepumpte Kreisläufe	100
5.1.2 2P-MPL-Systeme	101
5.1.3 Wärmerohre	103
5.1.4 Batterie-gestützte Startphase	104
5.1.5 Aktive Luftkühlung	105
5.1.6 Aktive Verdunstungskühlung	107
5.1.7 Behältersieden mit Kompressor	107
5.1.8 Behältersieden mit Ausweichtank	109
5.1.9 Strömungssieden	110
5.1.10 Thermochemische Wärmesenken	111
5.1.11 Kühlkanalkoppelung	111
5.2 Vergleich von Wärmetransportmechanismen	112
5.3 Vergleich von autarken Kühlsystemen	113
5.4 Literaturvergleich	115
6. Zusammenfassung und Ausblick	117
A. Verzeichnisse	118
A.1 Literatur	118

A.2 Abbildungen.....	120
A.3 Tabellen.....	121
A.4 Formeln	124
B Anhang.....	127
B 1 Funktion zur leistungsbasierten Skalierung von Kühlsystemen	127
B 2 OpenModelica-Syntax der Simulationsmodelle	129
B 2.1 Flüssig-gepumpter Kreislauf.....	129
B 2.2 2P-MPL-Systeme	131
B 2.3 Aktive Luftkühlung.....	134
B 2.4 Behältersieden mit Ausweichtank.....	137
B 2.5 Strömungssieden.....	139
B 2.6 Thermochemische Wärmesenken	144
B 2.7 Ideal geregelter Reaktor	146

Abkürzungen und Symbole

Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
2P-MPL	<i>2 phase mechanically pumped loop</i> (deutsch „2 Phasen - mechanisch gepumpter Kreislauf“)
CPL	<i>Capillary Pumped Loop</i> (deutsch „Kapillargepumpte Kreisläufe“)
FC	<i>Fuel Cell</i> (deutsch „2 Phasen - mechanisch gepumpter Kreislauf“)
HEX	<i>Heat Exchanger</i> (deutsch „Wärmetauscher“)
HT	Hochtemperatur
ISA	Internationale Standardatmosphäre
KM	Kühlmedium
LHP	<i>Loop Heat Pipe</i> (deutsch „Kreislaufwärmerohr“)
LWS	Latentwärmespeicher
NT	Niedertemperatur
PCHP	<i>Phase Change Heat Pump</i> (deutsch „Phasenwechsel Wärmepumpe“)
PEM	Polymerelektrolytmembran
SWS	Sensitive Wärmespeicher
TCA	<i>thermo-chemical accumulator</i> (deutsch „Thermochemischer Akkumulator“)
THS	<i>Thermochemical Heat Storage</i> (deutsch „Thermochemische Wärmespeicher“)
TfS	ThermofluidStream

Symbole

Abkürzung	Einheit	Bezeichnung
A	m ²	Fläche
A	-	Korrelationsparameter
C	1/h	Entladungsrate einer Batterie
Abkürzung	Einheit	Bezeichnung

D	m	Durchmesser
H	m	Höhe über Boden
L	m	Länge
M	kg/kmol	Molare Masse
M	kg/(m s ⁴)	Merit Zahl von Arbeitsmedien
P	W	Leistungsbezug
Q	J	Ladung
R	8,31432 J/(mol K)	Universelle Gaskonstante
R	μm	Rauigkeit
T	K	Temperatur
V	m ³	Volumen
X	-	Randwert
a	-	Querteilungsverhältnis
b	-	Längsteilungsverhältnis
b	m	Höhe
c	J/(kg K)	Wärmekapazität
d	m	Dicke
h	kJ/kg	Enthalpie
k	W/(m ² K)	Wärmedurchgangszahl
l	m	Länge
m	kg	Masse
n	-	Anzahl
p	Pa	Druck
q	kg _{Wasser} / kg _{tr. Luft}	Feuchtigkeit
q	kJ/kg	Ladungsdichte
t	s	Zeit
t	m	horizontaler Abstand

Lateinische Symbole

Lateinische Symbole	Einheit	Bezeichnung
Δ	-	Differenz
α	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient
α	°	Neigung
ε	-	Porösität
ζ	-	Widerstandsbeiwert
η	-	Wirkungsgrad
η	Pa s	dynamische Viskosität
θ	°	Benetzungswinkel
λ	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	N/m	Oberflächenspannung

Indizes

Abkürzung	Bezeichnung
a	arithmetisch
A	Austritt
Al	Aluminium
AS	Aufschlag
atm	Umgebung
außen	Außenseitig
Bat	Batterie
bez	Bezug
C	Kühlung
Da-Di	Verhältnis Durchmesser außen zu innen

Abkürzung	Bezeichnung
diskret	diskretisierte Punkte
E	Eintritt
Ersatz	Ersatz
f	flüssig
fg	flüssig-gasförmig
g	gasförmig
ges	Gesamt
innen	Innenseitig
KL	Kreislauf
KM	Kühlmedium
kond	Kondensation
kons	konservativ
log	logarithmisch
M	Mittel
max	maximal
min	minimal
opt	optimal
rel	relativ
Res	Reservoir
R	Rippe
S	Siede
s	Sicherheit
Sim	Simulation
start	Startbetrag
Std	Standard
th	thermisch

Abkürzung	Bezeichnung
verd	Verdampfung
Verweil	Verweilzeit
∞	ungestört

1. Einleitung

Die Luftfahrt steht mit elektrisch angetriebenen Flugzeugen vor der Herausforderung, Abwärme von geringer Qualität abzuführen [1]. Geringe Qualität bedeutet, dass die Wärme von Quellen mit geringer Temperatur erzeugt wird. Zur Stromerzeugung an Bord von Flugzeugen werden Polymer-Elektrolyt-Membran Brennstoffzellen (PEMFC) untersucht [1][2]. Die untersuchten Brennstoffzellen sind der Niedertemperatur (NT) Bauart mit einer Wandtemperatur von 60 bis 80°C [3]. Als besonders kritisch kann die Startphase betrachtet werden, da hier die höchsten Leistungsanforderungen [2] mit der höchsten Umgebungstemperatur aufeinandertreffen [4]. Für den Fall, dass nur die Umgebungsluft zur Wärmeabfuhr genutzt wird, tritt bei konstanter Betriebstemperatur der PEMFC deswegen am Boden die geringste Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und der Wärmesenke auf. Bei ansonst gleichen Parametern bestimmt diese Temperaturdifferenz den übertragenen Wärmestrom [5]. Zur Kühlung der Energiequelle müssten die Wärmeübertrager (HEX) flächenmäßig auf diese Bedingungen ausgelegt werden [5]. Da das Flugzeug beim Start zunächst steht, ist eine Zwangsströmung durch Gebläse erforderlich, um eine konvektive Kühlung der Wärmeübertrager zu gewährleisten. Die Problematik besteht darin, dass das Kühlsystem für die kurzzeitige Maximalbelastung beim Start ausgelegt sein muss, seine Masse jedoch während des gesamten Fluges eine ineffiziente Last darstellt [2].

Ziel der Arbeit ist deshalb die Ermittlung des leichtesten Kühlsystemkonzepts sowie Wärmetransportmechanismus. Unter Kühlsystemkonzept ist die technische Lösung zur Kühlung der Brennstoffzellen zu verstehen. Wärmetransportmechanismen verbinden die Wärmequelle mit einer Wärmesenke. Zur Beantwortung der Forschungsfrage wird eine Parametervariation bei verschiedenen Wärmetransportmechanismen und Kühlkonzepten vollzogen. Die Kühlsystemkonzepte werden für NT-PEMFC abgestimmt. Wärmetransportkonfigurationen für Hochtemperatur-PEMFC (HT-PEM) werden als Vergleichsgegenstand eingesetzt. Als Vergleich dient ein Referenzsystem aus einer Arbeit zur optimalen Systemarchitektur von PEMFC-Flugzeugen, bei dem der Start gestützt durch eine Batterie erfolgt [2]. Es wird ein Abwärmestrom von 20 MW angenommen. Der Leistungsbedarf für Kühlsysteme wird berücksichtigt und wird als systematische Herausforderung behandelt. Ein autarker Betrieb der Kühlsysteme durch die Brennstoffzellen an Bord von Flugzeugen wird angestrebt.

Die vorliegende Arbeit ist in sechs Kapitel gegliedert. Nach der Einleitung wird in Kapitel 2 der Stand der Technik dargelegt. Dabei wird auf aktuelle Ansätze für Kühlsysteme für PEMFC und Wärmetransportmechanismen eingegangen. Zusätzlich werden die Einsatzbedingungen beim Start und genutzte Optionen von Wärmesenken vorgestellt. Das Kapitel 3 zeigt die Methodik die erstellten Kühlkonzepte sowie die Ansätze zu deren Auslegung und Simulation. Der letzte Abschnitt der Methodik widmet sich der Verarbeitung der Ergebnisse, die sich für einen Nennwert eines Abwärmestroms ergeben. In Kapitel 4 werden die Resultate präsentiert. Die Ergebnisse der Parametervariation werden getrennt in Systemmasse und Energiebedarf dargestellt. Der darauffolgende Abschnitt präsentiert die Resultate für eine Skalierung des Systems. Das fünfte Kapitel widmet sich der Analyse von Wärmetransportmechanismen und Kühlkonzepten. Kapitel 6 enthält eine Zusammenfassung der Arbeit.

2. Stand der Technik

Für die Entwicklung von Kühlsystemen für NTPEMFC in der Luftfahrt ist eine Analyse des aktuellen Stands der Technik sowie eine Untersuchung der thermodynamischen, regelungstechnischen sowie systemarchitektonischen Rahmenbedingungen notwendig. Dieses Kapitel hat zum Ziel, zunächst bestehende Ansätze in dieser technischen Herausforderung zu betrachten und zentrale Herausforderungen bei der thermischen Kontrolle von FC-Systemen in der Luftfahrt zu identifizieren.

Zunächst werden bestehende Ansätze zur Kühlung von FC-Flugzeugen vorgestellt.

Neben Pumpkreisläufen werden auch alternative Technologien mit einer potenziellen Verbesserung des Wärmetransports zwischen Brennstoffzellen Stacks und einer beliebigen Wärmesenke betrachtet. Aufgeführt werden von diesen Alternativen Wärmerohre (Heat Pipes) und zweiphasige, mechanische gepumpte Kreisläufe (2P-MCL).

Ein weiterer Schwerpunkt liegt auf der Modellierung des Kühlkreislaufs. Dabei wird Systemkoppelung von verschiedenen Kreisläufen als Optimierungsstrategie analysiert. Das Konzept der Nutzung eines Start- und Standardkreislaufs wird vorgestellt. Anschließend werden verschiedene Medien hinsichtlich ihrer Eignung als Kältebadbetriebsstoff analysiert. Dies erfolgt unter den Rahmenbedingungen der Kühlung von PEM-Brennstoffstellen. Zusätzlich zu den Kältebadmitteln, bestehen auch Untersuchungen, welche Stoffumwandlungsprozesse nutzen, indem sie der Wärmequelle als Senke zur Verfügung zu stehen. Diese Methode und Rahmenbedingungen zum Einsatz zur Flugkörperkühlung werden ebenfalls erläutert und mit den Bedingungen der NTPEMFC-Flugzeuge verglichen.

Mit diesen Grundlagen werden Vergleichsgegenstände vorgelegt, anhand derer relativiert werden kann, ob die Verwendung alternativer Wärmesenken und Wärmetransportmechanismen oder Kreislaufdesigns aus technischer Sicht sinnvoll ist.

2.1 Bestehende Ansätze zur Kühlung von PEMFC-Flugzeugen

Zum aktuellen Zeitpunkt liegen bereits Ansätze vor, wie PEMFC-Flugzeuge gestaltet sein können und was eine optimale Systemarchitektur für dieses Antriebssystem ist. Dabei werden unter anderem Ansätze für die Betriebsweise während der Startphase

erörtert. Während der Startphase eines Flugzeugs treten hier die niedrigste Bodengeschwindigkeit, die höchste Leistungsabgabe des Antriebs sowie die höchste Temperatur der Umgebungsluft auf [4] [2].

2.1.1 Kreislaukühlung mit Batterie während der Bodenbeschleunigung

Ein Ansatz wird in [2] von Schröder et al. beschrieben. Dabei wird der Leistungsbedarf für den elektrischen Antrieb bis zu einer Geschwindigkeit von 70 m/s am Diffusoreintritt aus einer Batterie erwähnt. Während der Batterienutzungszeit würden die Brennstoffzellen-Stacks im Leerlauf betrieben werden. Das geschilderte System ist als passives Kühlsystem konzipiert und kommt ohne zusätzliches Gebläse aus. Wie in Abbildung 2.1 dargestellt, wird der Luftstrom direkt nach dem Diffusoreintritt als Wärmesenke für die Brennstoffzellen-Stacks herangezogen. Dabei wird ein durch eine Pumpe getriebener Kreislauf als Wärmetransportmechanismus eingesetzt. Als zirkulierendes Kältemittel ist das Gemisch 50-50-Ethylen-Glykol-Wasser vorgesehen [2]. In dieser Arbeit ist das Leistungsgewicht der Brennstoffzellen mit 3 kW/kg [2] angegeben. In [2, Tbl. 9] gibt es zudem Spezifikationen zu dem untersuchten Wärmetauscher.

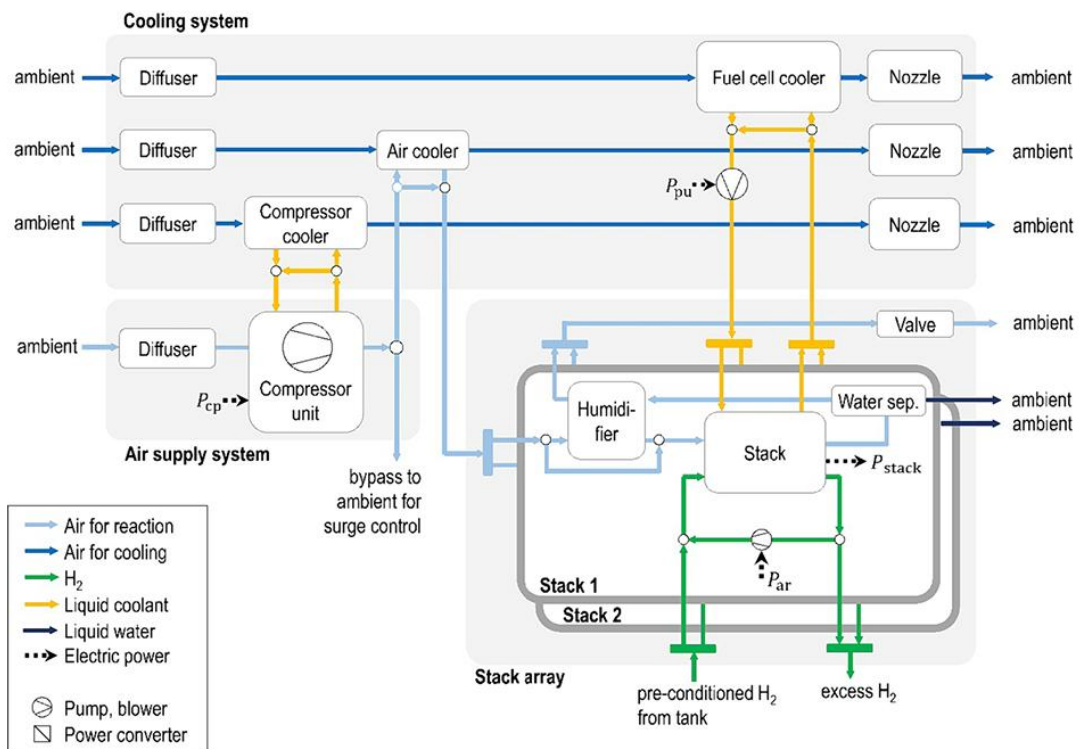


Abbildung 2.1: Brennstoffzellensystem einer Antriebseinheit [2].

Bezüglich der technischen Auswirkungen dieses Aufbaus wurde festgehalten, dass der Einfluss des Kühlsystems zwar gering ist, aber dass der Luftwiderstand signifikant die Leistung des Flugzeugs beeinflusst [2]. Der verbaute Rippenwärmetauscher ist mit sog. „herringbone fins“ ausgestattet und erreicht bei einer Effektivität von 0,4 und einem Leergewicht von unter 10 kg eine Nennleistung von 63 kW. Diese Masse ergibt sich durch den Einsatz von Aluminium als Material von Lamellen-Rippen und Rohren [2].

Es wurden jedoch keine Angaben weder zur exakten Endladungsgeschwindigkeit noch zur Einsatzzeit der Batterie oder der Batteriekapazität getroffen. Ebenso wurde nicht die Masse von Rohren, deren Inhalt und der des Reservoirs für das zirkulierende Fluid beschrieben. Somit müssen für eine Analyse, die dieses Kühlsystem als Vergleichsgegenstand heranzieht, in einem späteren Abschnitt Annahmen getroffen werden.

2.1.2 Optimierungspotenzial durch Wärmepumpen für Brennstoffzellenantriebe

Kösters et al. [6] schlagen den Einsatz von Wärmepumpen vor, sodass im Kreislauf zur Wärmesenke ein Phasenwechsel vorliegt. Das Konzept schlägt vor, Wasser bei 0,2 bar in der Brennstoffzelle verdampfen zu lassen und anschließend mit einem Kompressor auf 5 bar zu verdichten [6]. Versuchsgegenstand war dabei ein NTPMFC-Nachverbrennungs-Jet-Hybridtriebwerk, das für einen A320-200 des Hersteller Airbus dimensioniert wurde [6]. Somit wird die Pumpe der flüssigen Kreisläufe durch einen Kompressor und eine Drossel ersetzt.

Das Wasser wird im Kreislauf in dieser Auslegung mit einem Dampfgehalt von 0,153 in die Stacks eingeführt und verlässt diese mit einem Dampfgehalt von 0,95 [6]. Durch die Kompression und den damit einhergehenden Temperaturanstieg auf 324 °C steigt der Dampfgehalt auf 1,00 [6]. Als Vergleichsgegenstand wird in dieser Arbeit ein einphasiger, rein flüssiger Kreislauf verwendet, bei dem das Kältemittel mit nur 56,4 °C den Eingang des Kühlmedium-Luft-Wärmeübertragers erreicht [6]. Aufgrund dieser Verhältnisse kommen Kösters et al. zu dem Ergebnis, dass der Wärmeübertrager beim beschriebenen umgekehrten Rankine Kreislauf nur etwa ein Fünftel der Oberfläche im Vergleich zum rein-flüssigen Kältekreislauf benötigt, wenn alle anderen Variablen gleich sind [6]. Des Weiteren wurde in [6] die Auswirkung des Staustahleffekts auf den

Luftwiderstand verglichen. Dabei wird von Kösters et al. angeführt, dass zwar der Wärmepumpenkreislauf eine höhere Anströmfläche für seinen Wärmeübertrager benötigt, jedoch der Staustrahleffekt 96,8 % ausgleichen kann [6]. Bei der rein flüssigen Kühlung bemisst sich die Ausgleichswirkung nur auf 53,2 % [6]. Abschließend kommen die Autoren zum Ergebnis, dass im Vergleich zur herkömmlichen Flüssigkeitskühlung eine Phasen-Wechsel-Wärmepumpe (PCHP) eine 26,5 % höhere Leistungsdichte der Brennstoffzellen ermöglicht, den Gesamtleistungsbedarf um 23 % senkt und den Luftwiderstand des Wärmetauschers um 98,7 % reduziert [6].

2.2 Wärmetransportmechanismen

Dieser Abschnitt zeigt bestehende Ansätze für Wärmetransportmechanismen neben einphasig-gepumpten Kreisläufen. Die Betriebsweise sowie der schematische Aufbau werden für die Zweiphasig-gepumpten Kreisläufe (2P-MPL) -Technologie sowie für Wärmerohre geschildert.

2.2.1 Zweiphasige Kreislaufgestaltung mit Pumpenbetrieb

In [7] beschreiben Zhang et al. die teilweise Verdampfung des Kältemittels in der Wärmequelle als Möglichkeit zum Erreichen eines geringeren Massenstroms in einem Kreislauf als bei einem rein flüssig geführten.

Der Kreislauf stützt sich wie in Abbildung 2.2 gezeigt auf eine Pumpe sowie die Komponenten Verdampfer, Kondensator, Vorwärmer, Wärmeübertrager und letztlich ein Reservoir. Das Kältemittel liegt zwischen Verdampfer, Wärmeübertrager und Kondensator zweiphasig vor, im Rest flüssig und rein einphasig.

Die Autoren stellen in [7] in Aussicht, dass 2P-MPL-Kühltechnologien die Nachteile von Kreislaufwärmerohren (LHP) und kapillargepumpte Kreisläufe (CPL) kompensiert, wie z. B. kurze Übertragungsdistanz oder unzureichende Antriebskraft. Des Weiteren sei sie die beste Wahl für Komponenten und Geräte mit großer Wärmestromdichte [7].

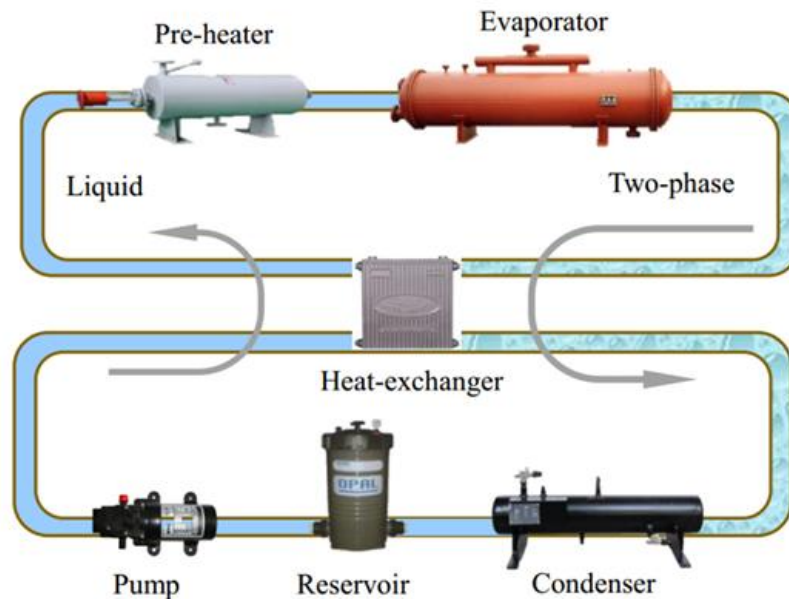


Abbildung 2.2: 2P-MPL Prinzip mit einem Wärmetauscher [7].

2.2.2 Wärmeabfuhr durch Wärmerohre

Wärmerohre sind Wärmeübertrager, die Wärme durch Verdampfung und Kondensation eines Fluids transportieren [8]. Ein geschlossenes Rohr enthält ein Arbeitsmedium im Sättigungszustand sowie eine Kapillarstruktur an der Innenwand [8].

Beim Erhitzen eines Rohrendes verdampft das Fluid, und der Dampf strömt zum kühleren Rohrende, wo es kondensiert und dabei Wärme abgibt [8]. Die Kapillarstruktur sorgt dafür, dass das Kondensat durch Kapillarkräfte zurück zum Verdampfer transportiert wird [8]. Zwischen Verdampfer und Kondensator befindet sich eine adiabate Transportzone [8].

Der Anwendungsbereich für Wärmerohre liegt im Temperaturintervall von 5 K bis 2200 K, jedoch können Fluide für einen Anwendungsfall über die Merit Zahl M bezüglich ihrer Eigenschaften zusammengefasst werden. Die Merit-Zahl M kann mit Formel 2.1 berechnet werden [8].

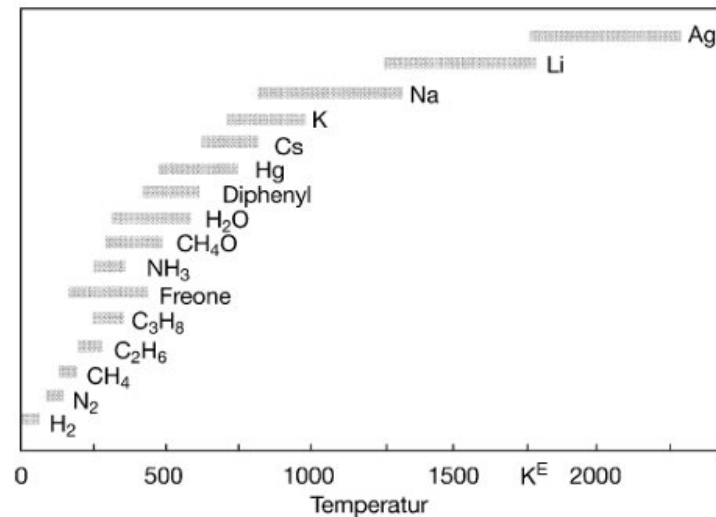


Abbildung 2.3: Wärmerohr-Arbeitsmedien für verschiedene Temperaturbereiche [8].

$$M = \frac{\sigma \Delta h_{fg}}{v_1}$$

Formel 2.1: Merit-Zahl für Wärmerohranwendungen [8]. Dabei ist σ die Oberflächenspannung, Δh_{fg} die Verdampfungsenthalpie und v_1 die Viskosität eines Arbeitsmediums

In Abbildung 2.3 werden für den Temperaturbereich von 60 °C bis 80 °C unter anderem die Fluide Methanol, Ammoniak, Wasser und Freons als Arbeitsmedien dargestellt. Abbildung 4 zeigt den Verlauf der Meritzahl M im Bereich von 250 K bis 500 K, dass Ammoniak die höchsten Werte im Intervall von NT-PEMFC Wandtemperaturen von 60 °C bis 80 °C aufweist. Die Werte wurden mit Formel 1 in CoolProp® (Python Wrapper, Version 6.5.0) berechnet

Für Ammoniak haben sich die Werkstoffe Aluminium, Baustahl, Edelstahl und Nickel als üblich erwiesen [8]. Die Rohrrinnenseite kann mit verschiedenen Formen ausgestattet sein, darunter Netzstruktur, Sinterstruktur oder offene Axialrillen [8, Abb. 4].

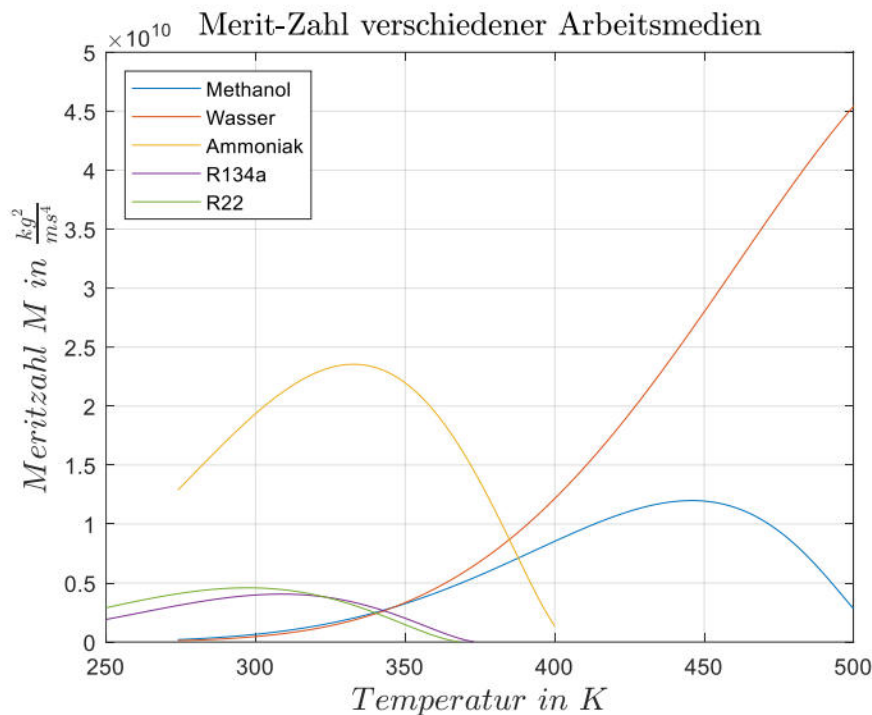


Abbildung 2.4: Merit-Zahl ausgewählter Fluide für Wärmerohre.

2.3 Einsatzbedingungen der Brennstoffzellen-Kühlsysteme in der Startphase

Die Konzipierung und Auslegung von Kühlsystemen für NTPEMFCs für die Startphase von Flugzeugen erfolgt im Rahmen erfasster Parameter, die die Umweltbedingungen und den technischen Betrieb widerspiegeln. Die Luft- und Umweltbedingungen beim Start werden nach der Aufgabenstellung formuliert. Dementsprechend sei die Temperatur der Luft 45 °C oder 318,15 K. Dies ist eine höhere Umgebungstemperatur als in [2] sowie [9] und der Auslegungsfall auf Reiseflughöhe in [6]. Damit werden extremere Konditionen angenommen als bisher in Literatur für Kühlsysteme für NT-PEMFC-Flugzeuge. Gemäß den ISA-Konditionen [4] ist der Temperaturgradient -6,5 K/km. Die Temperatur ist am Boden der Flugmission maximal. Der Luftdruck ist nach ISA-Konditionen 101,325 kPa am Boden.

Im untersuchten Fall ist die relative Luftfeuchtigkeit 100 %, um die Möglichkeit der Verdunstungskühlung unter extremen Bedingungen zu untersuchen.

Die zweite systematische Komponente ist der Betrieb des PEMFC Antriebssystems, für welches näherungsweise angenommen wird, dass die Leistungsanforderung phasenweise mit Literaturwerten übereinstimmt. Aus dieser Bedingung folgt für den

Start, dass die Antriebsleistung maximal und die Anströmgeschwindigkeit der Luft minimal ist [2].

Es wird angenommen, dass der Wirkungsgrad η_{th} der Brennstoffzelle konstant einen Wert von 0,5 beträgt.

Die Angaben aus [4] zum ISA-Temperaturgradienten und die Höhe der Antriebsleistung am Boden gemäß [2] bedeuten, dass beim Start eines PEMFC angetriebenen Flugzeugs der Abwärmestrom und die Temperatur der Umgebungsluft maximal sind.

2.4 Konzept des Start- und Standardkreislaufmodells als gekoppelte Systeme

Die Start- und Aufstiegsphase wird als Zeitspanne betrachtet, in welcher die Leistungsabgabe der Brennstoffzellen maximal ist, und in der übrigen Flugzeit reduziert ist. HEX, die die Abwärme an Luft als designierte Wärmesenken abgeben, könnten in reduzierter Fläche und Masse ausgeführt werden, wenn während dieser Zeit auch alternative Wärmesenken zur Verfügung stehen. Andernfalls müssten die Bestandteile der luftgeführten Kühlung für die entsprechende Lasten ausgelegt sein.

Canders et al. beschreiben in [9] die Kombination eines leichten Standardkühlsystems mit einem Zusatz-System für den Start und Aufstieg in tropischen Umgebungen durch die Abwärmenutzung zur Verdampfung von Wasser. Das in [9] vorgeschlagene Schema für ein Zusatz-System wird in Abbildung 2.5 dargestellt.

Als solches Start-System wird das Strömungssieden von Wasser vorgestellt [9]. Dabei wird aus einem Tank in dem Umgebungsdruck herrscht Wasser gespeist, über eine Drossel expandiert und beim Durchgang durch die elektrische Maschine verdampft. Danach wird der Wasserdampf durch einen Kompressor auf Umgebungsdruck verdichtet [9]. Mit dieser Technik wird der KM-Luft-HEX während der Nutzungsdauer eines Start-Systems unterstützt, wodurch es möglich wird, die Komponenten des luftgeführten Kühlsystems für geringere Lasten auszulegen, wie sie nach der Betriebszeit des Start-Systems zu erwarten sind.

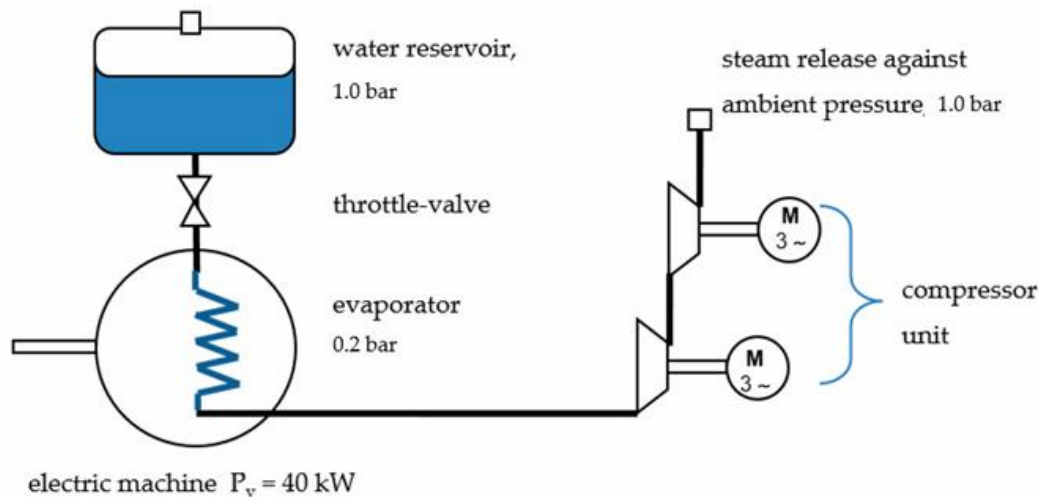


Abbildung 2.5: Boost-System mit Wassertank als Schema-Zeichnung [9].

2.5 Eignung verschiedener Medien als Kältebadbetriebsmittel unter den Rahmenbedingungen der PEM-Brennstoffzellenkühlung

Kältemittel lassen sich nach ihrer gravimetrischen Energiedichte in J/kg und volumetrischen Energiedichte in J/m^3 unterscheiden. Das Ziel ist, dass der Stoff für eine Energiemenge möglichst wenig Masse und Volumen in Anspruch nimmt. Die Peripherie zum Umgang und Speicherung der Stoffe wird analysiert. Neben der Energiedichte müssen der Druck im Speicher, der Isolationsbedarf gegenüber der Umgebung und die Prozessführungsschritte verglichen werden.

2.5.1 Thermodynamische Eignung verschiedener Betriebsmittel

In einem Vergleich wird dargestellt, welche Wärmemenge massenbezogen in einer üblichen oder potenziellen Temperaturspanne zuführbar ist. Als obere Grenze dient hier eine gemeinsame Temperatur von 60°C , die jedes Fluid erreichen kann. Diese Temperatur ist jedoch ein reiner Überlegungswert und soll nur die Grenztemperatur darstellen, bis zu welcher eine Sole die Stoffe erhitzen kann. Die Grenze dieser Temperatur ist bis zu einer üblichen Wandtemperatur der Brennstoffzellen von 80°C denkbar [3]. Tabelle 2.1 zeigt die spezifische Enthalpiedifferenz möglicher Kältebadbetriebsmittel.

Umgebungsluft, n-Docosan, Wasser, Ethanol, Methanol, Tetrafluormethan, Ammoniak, Methan und Wasserstoff werden im Vergleich betrachtet. n Docosan wird als Vertreter der Phasenwechselmaterialien als Energiespeicher in der Literatur beschrieben [10]. Die Differenzenthalpie, welche deshalb für diesen Stoff in den Vergleich eingebracht wird, ist dessen Verflüssigungsenthalpie von 249 kJ/kg [10]. Wasser wird in zwei Optionen in den Vergleich eingesetzt. Einerseits wird die reine Erwärmung von 5°C zur Grenztemperatur, andererseits die Verdampfung bei 17,5 kPa. Ausgangstemperatur sind ebenfalls 5°C. Ethanol, Methanol und Tetrafluormethan werden in dem Vergleich einphasig erwärmt. Sie werden dem Vergleich hinzugefügt, da sie in der Literatur bereits als Betriebsstoffe für Kältebäder geführt werden [11]. Die untere Anwendungstemperatur für Ethanol ist -100°C, für Methanol -90°C und für Tetrafluormethan -20°C [11]. Wasserstoff wird unter den Bedingungen einer flüssigen Lagerung eingesetzt, was eine untere Temperaturgrenze von -253°C und einen Lagerdruck von 5 bar bedeuten kann [12]. Hinzu kommen Ammoniak und Methan als in [13] übliche Kältemittel, deren Verdampfungsenthalpie genutzt werden kann.

Tabelle 2.1: Differenzenthalpien verschiedener Kühlmedien.

Stoff	p_{Lager} in bar	T_{min} in °C	T_{max} in °C	T_s in °C	Δh in MJ/kg
Ammoniak	2,91	-20,0	60,0	-10,0	1,51
Ethanol	1,01	-100	60,0	/	0,353
Luft	1,01	45,0	60,0	/	0,015
Methan	9,56	-150	60,0	148	0,941
Methanol	1,01	-90,0	60,0	/	0,358
n-Docosan	1,01	44,0	44,0	/	0,249
Tetrafluormethan	1,01	-20,0	60,0	/	0,055
Wasser	1,01	5,00	60,0	/	0,230
Wasser	0,175	5,00	60,0	330	2,59
Wasserstoff	5,00	-260	60,0	300	4,44

In Tabelle 2.1 gibt p_{Lager} den konstanten Druck an, bei welchem die Wärme zwischen der unteren Temperaturgrenze T_{min} und der oberen Temperaturgrenze T_{max} vom Stoff aufgenommen wird.

Wasserstoff selbst hat das größte Kühlpotenzial und Luft wäre mit dem höchsten Kühlmittelmassenstrom verbunden. Die Verdampfung von Wasser hat das zweitmeiste Kühlpotenzial, gefolgt von Ammoniak.

In Tabelle 2.2 gibt die spezifische Enthalpiedifferenz gegenüber der Umgebungsluft als Faktor wieder. Es wird gezeigt, dass die spezifische Enthalpiedifferenz von Wasser bei der Verdampfung 170-mal so groß ist als die von Luft. Damit ist es massenspezifisch nach dem Treibstoff die beste Wärmesenke.

Tabelle 2.2: Kühlpotenzial gegenüber der Umgebungsluft.

Stoff	Δh in MJ/kg	$\Delta h_{\text{Stoff}}/\Delta h_{\text{Luft}}$
Ammoniak	1,51	99,6
Ethanol	0,353	23,3
Luft	0,015	1,00
Methan	0,941	62,3
Methanol	0,358	23,7
n-Docosan	0,249	16,5
Tetrafluormethan	0,55	3,64
Wasser	230	15,2
Wasser	2588	170
Wasserstoff	4435	293

Die Stoffeigenschaften in Tabelle 2.1 und Tabelle 2.2 wurden abgesehen von n Docosan in CoolProp® (Python Wrapper, Version 6.5.0) berechnet.

2.5.2 Technische Rahmenbedingungen für Kältebadbetriebsmittel

Es werden konstruktive Anforderungen an die Lagerbehälter wie Isolation, Druckfestigkeit und geringe Permeabilität gestellt. Tabelle 2.3 zeigt die Differenz der mittleren Lagertemperatur der Stoffe zur Umgebungstemperatur von 45°C. Die mittlere Lagertemperatur wird als Durchschnittswert der Temperaturgrenzen berechnet. Des Weiteren wird eine relative Diffusionsgeschwindigkeit zum Wasserstoff erfasst. Diese wird mit Grahams Law of Diffusion gemäß Formel 2.2 bestimmt.

Damit wird die Permeabilität einer Behälterwand approximiert, da von der Diffusionsrate und dem Partialdruck eines Moleküls der Fluss dieses Moleküls zur Oberfläche abhängt [14].

$$\frac{\text{Diffusionsrate von Gas A}}{\text{Diffusionsrate von Gas B}} = \sqrt{\frac{\text{Molare Masse von Gas B}}{\text{Molare Masse von Gas A}}}$$

Formel 2.2: Grahams Law of Diffusion [14].

Tabelle 2.3: Randdaten zu Temperaturdifferenzen und relativen Diffusionsraten.

Stoff	ΔT_M zur Umwelt in K	M in kg/kmol	Relative Diffusionsrate
Ammoniak	25	17,0	0,344
Ethanol	65	46,1	/
Luft	/	/	/
Methan	90	16,0	0,354
Methanol	60	32,0	/
n-Docosan	1	/	/
Tetrafluormethan	25	88,0	0,151
Wasser	13	18,	/
Wasserstoff	145	2,02	1,00

In Tabelle 2.3 wird gezeigt, dass n-Docosan als Kältemittel den geringsten Temperaturunterschied zur Umgebung hat, wogegen bei Wasserstoff dieser Wert maximal ist. Da die Temperaturdifferenz den Wärmestrom an die Umgebung bestimmt [5, Eq. 1.68], muss bei ansonst gleichen Parametern die Isolation bei Wasserstoffbehältern maximal sein. n-Docosan kann unter diesen Umständen am geringsten isoliert werden. Wassertanks weisen unter diesen Bedingungen den zweitgeringsten Isolationsbedarf auf. In Tabelle 2.3 ist die relative Diffusionsrate der Gase beim Wasserstoff am höchsten. Damit besteht beim Wasserstoff der größte Absicherungsbedarf [14].

2.6 Anwendung von thermochemischen Wärmesenken und Speichern

Alternativ zu Kältebädern mit homogener Stoffzusammensetzung sind thermochemische Wärmespeicher (THS), die Wärmeenergie zur Stoffumwandlung oder zur lokalen Änderung der Zusammensetzung nutzen. Dazu zählen endotherme Reaktionen und Sorptionsprozesse. Durch die Verwendung von THS können Vorteile gegenüber der Verwendung von latenten Wärmespeichern (LWS) und sensiblen Wärmespeichern (SWS) ausgeschöpft werden, wie in [15] beschrieben. Jarimi et al. geben an, dass THS eine 8–10-mal höhere Energiespeicherdichte aufweisen als SWS und die doppelte Speicherkapazität im Vergleich zu LWS-Materialien [15].

2.6.1 Reversible thermochemische Prozesse

Abbildung 2.6 zeigt ein Beispiel eines Sorptionsprozesses, wobei zwischen „Final State“ (deutsch „Endzustand“) und „Initial State“ (deutsch „Anfangszustand“) Wärme zugeführt wird. Dies wird von der Lösung von eingelagertem Wasser begleitet, was eine lokale Änderung der stofflichen Zusammensetzung bedeutet. In geschlossenen Sorptionswärmespeichern wird die Wärmezuführung in das System auch als Beladen (englisch „Charging“) bezeichnet [16]. Der Sorptionsprozess in Abbildung 2.6 ist als Kreislauf zu verstehen. Nach der Desorption erfolgt die Einlagerung von Wasser in das Sorbens unter der Abfuhr von Wärme. Das bedeutet, dass die Wärme dem Sorptionsreaktor wieder entzogen werden muss, um einen neuen Ladeprozess starten zu können.

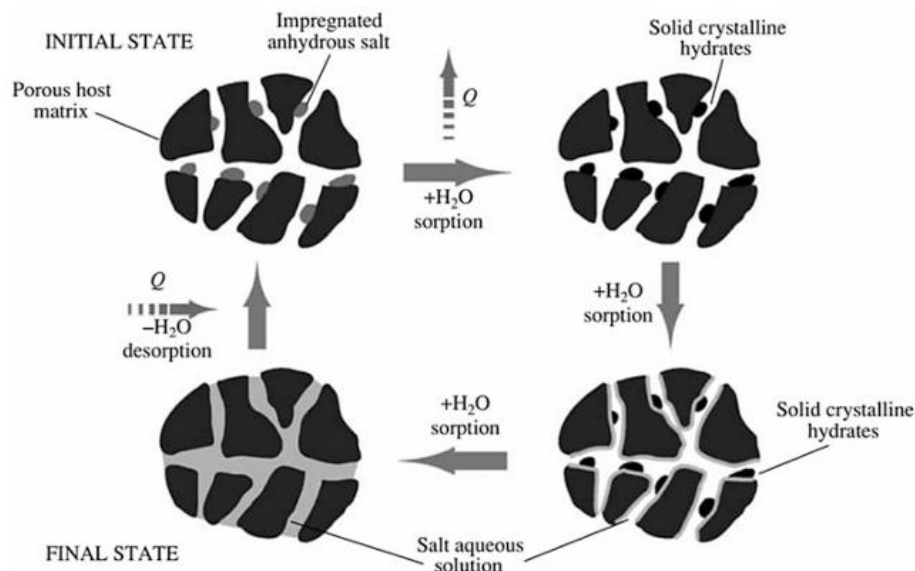


Abbildung 2.6: Sorptionsprozess von Wasser [16].

In [16] werden verschiedene Stoffkombinationen für Sorptionsprozesse und chemische Reaktionen angegeben. In Tabelle 2.4 und Tabelle 2.5 werden Verfahren dargestellt, deren Wärmeaufnahme bei unter 80 °C und somit unterhalb der Wandtemperatur von NT-PEMFC liegt.

Tabelle 2.4: Sorptionsprozesse auf Ammoniakbasis [16].

Desorptionsreaktion	T _{Lade} in °C	Δh in MJ/kg	Δh in GJ/m ³
NH ₄ Cl + 3NH ₃ → NH ₄ Cl	48,0	1,65	1,26
NaBr + 5.25NH ₃ → NaBr	51,0	1,80	2,89
BaCl ₂ + 8NH ₃ → BaCl ₂	56,0	1,47	2,83

Tabelle 2.5: Sorptionsprozesse auf Wasserbasis [16].

Stoffkombination	T _{Lade} in °C	Δh in MJ/kg	Δh in GJ/m ³
CaCl ₂ (Lösung)/H ₂ O	44,8	0,914	0,428
KOH (Lösung)/H ₂ O	63,0	2,62	1,13
LiBr (Lösung)/H ₂ O	72,0	2,02	1,13
LiCl (Lösung)/H ₂ O	65,6	4,39	1,44
NaOH (Lösung)/H ₂ O	50,0	1,56	0,554

Tabelle 2.4 und Tabelle 2.5 zeigen, dass unterhalb der Wandtemperatur von Brennstoffzellen die Sorptionsprozesse auf Wasserbasis eine höhere Speicherdichte haben können, was in diesen Fällen allerdings von höheren Ladetemperaturen begleitet wird. Werden diese Prozesse als Wärmesenke eingesetzt, ist bei der gleichen Temperaturdifferenz vom Kühlmedium zu den Sorptionsstoffen die Rücklauftemperatur des Kühlmediums erhöht.

Die Gesamtmasse von Sorptionsmedien und Behälter wird für zwei Beispiele in [17] dargestellt. Für diese wird der Aufschlag durch die Masse verbauter Materialien in Tabelle 2.6 dargestellt. Für den Massenaufschlag durch Baumaterialien in Tabelle 2.6 wurde das Gewicht von Stahl und Kupfer jeweils auf die Masse der Sorptionsmaterialien bezogen.

Tabelle 2.6: Massenbilanz verschiedener Sorptionsaufbauten.

Eingesetzte Materialmassen	bei TCA in kg	bei Modestore in kg
Wasser	117	30
Lithium-Chlorid	54	0
Silica	0	200
Stahl	47	100
Kupfer	0	50
Masse Sorptionsmaterialien	171	230
Sonstige Materialien	47	150
Massenaufschlagsfaktor	0,275	0,652

2.6.2 Chemische Kühlmechanismen in der Luftfahrt

Für nichtelektrisch betriebene Systeme wird von Zhou et al angegeben, dass Kraftstoff als primäres Kühlmittel verwendet werden muss, um die Antriebe zu kühlen, wenn die Fluggeschwindigkeit auf Überschall- und Hyperschallniveau ansteigt [18]. Dabei betrachten die Autoren die Pyrolyse von n-Dekanen, wobei die Hauptprodukte Ethylen und Propylen sind [18]. In Bezug auf die Nutzung der Treibstoffpyrolyse als Wärmesenke für die PEMFC-Kühlung besteht die Einschränkung, dass die Umsetzung erst ab einer Temperatur von circa 770 K einsetzt [18]. Diese Problematik zeigt sich in Abbildung 2.7 unter der Beachtung des Reaktionsdrucks. Somit ist dieser Stoff keine Option zur Kühlung.

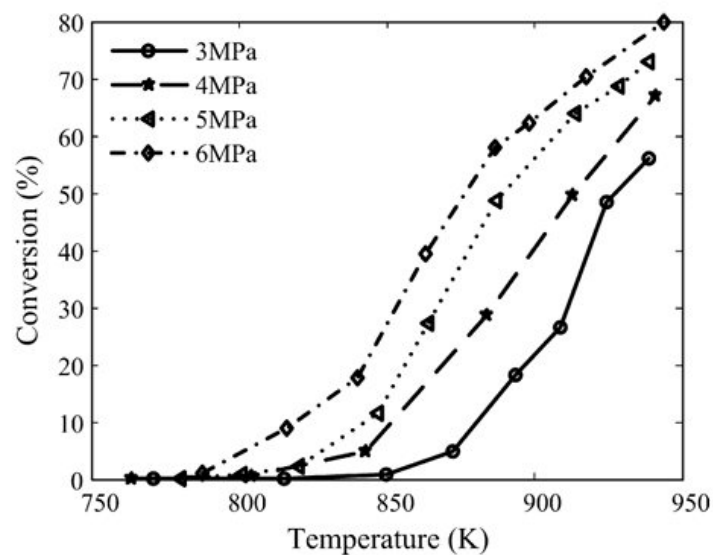


Abbildung 2.7: Prozentsatz der n-Dekan-Umsetzung [18].

Gleichermaßen wurde von Zhong et al die Spaltung von Kerosin untersucht, aber nur im Temperaturbereich zwischen 780 bis 1050 K [18]. Die Autoren konnten wie Zhou et al eine Kühlwirkung von bis zu 0,5 MJ/kg und einer Umsetzungsrate von 45% des eingesetzten Treibstoffs feststellen.

Für eine chemische Wärmesenke, die unter der oberen Wandtemperatur von 80°C angewendet wird, konnten keine Beispiele ausfindig gemacht werden.

3. Methodik

Die Darstellung der Methodik gestaltet sich in Stufen. Es werden die Systeme dargestellt, Berechnungsabläufe und Simulationsmodelle vorgestellt. Daran gebunden sind Abschnitte in denen beschrieben wird, wie die Systeme für einen Nennwert eines Wärmestroms angepasst werden müssen und welche Berechnungen getroffen werden, um verschiedene Kühlsystemvorschläge über eine Flugzeit zu dimensionieren.

In den Abschnitten 3.1 und 3.2 werden die Wärmetransportmechanismen und Kühlsystemkonzepte vorgestellt. Dazu werden das Betriebsschema und die Systemkomponenten aufgezeigt.

Im Abschnitt 3.3 wird für jedes untersuchte System die Berechnungsweise und Annahmen beschrieben. Die Unterabschnitte enthalten die Angaben zu den variierten und konstanten Parametern. Es werden die Formeln und analytischen Modelle vorgestellt, die genutzt werden, um Aussagen zu Masse und Leistungsbedarf beim Nennwert eines abzuführenden Wärmestroms.

Der Abschnitt 3.4 zum Simulationsaufbau zeigt in seinen Unterabschnitten, wie bestimmte Wärmetransportmechanismen und Wärmesenken in Simulationen aufgebaut werden können. Es wird gezeigt mittels welcher Komponenten Kreislaufsimulationen und zugehörige Regelungssysteme zusammengesetzt werden können. Die eingesetzte Simulationssoftware ist OpenModelica. Die ThermofluidStream-Bibliothek wird zur Modellierung der Stoffströme eingesetzt. Die Simulationsmodelle werden in Teilen zur Ergebnisgenerierung angewendet. In diesem Rahmen werden Simulationsparameter angegeben.

Der Abschnitt 3.5 richtet sich der Aufgabe die Vorschläge für Kühlsysteme und Leistungsquelle so zu skalieren, dass der Leistungsbedarf für Kühlung und seine Rückwirkung auf die Höhe des Wärmestroms abgestimmt sind. Ziel ist es zu bestimmen, welche Kühlsysteme autark durch die eingesetzten Brennstoffzellen betrieben werden können und wie sich daraus die Masseentwicklung ableiten lässt.

Es werden Kühlsysteme vorgestellt, die über unterschiedliche Zeiträume hinweg Abwärme ohne Anbindung an die Umgebungsluft ableiten können. Da diese Betriebsweise jedoch nur für begrenzte Zeit möglich ist, müssen die Systeme nach

Ablauf ihrer Betriebszeit auf eine Luftkühlung umgestellt werden. Dazu wird erläutert, wie die Ergebnisse dieser Konzepte unter Einbeziehung ihrer Betriebsdauer erweitert werden.

Soweit nicht anders angegeben, werden Stoffwerte mit CoolProp® (Python Wrapper, Version 6.5.0) berechnet. Die Fluidkreisläufe werden mithilfe von OpenModelica, insbesondere der ThermoFluidStream-Bibliothek (Version 1.1.0), modelliert.

3.1 Überblick der Wärmetransporttechnologien

Die Wärmetransportmechanismen werden isoliert betrachtet. In diesem Abschnitt werden weder die Wärmequelle die Wärmesenke detailliert beschrieben. Ziel ist es, die schematische Struktur der verwendeten Technologien darzustellen, die später in den Abschnitten zur Berechnungsabfolge und zum Simulationsaufbau aufgegriffen werden. Der Fokus liegt auf der Beschreibung der Systeme, einschließlich ihrer Komponenten, ihrer Betriebsweise und der Parameter, unter denen die Technologien zum Wärmetransport untersucht werden.

3.1.1 Flüssig-gepumpte Kreisläufe

Einphasig gepumpte Kreisläufe werden vereinfacht aus einer Pumpe, einem Kreislaufreservoir und Rohren aufgebaut. Zu allen Zeitpunkten liegt das zirkulierende Fluid im flüssigen Zustand vor. Das zirkulierende Fluid ist in allen untersuchten Fällen flüssiges Wasser.

Abbildung 3.1 zeigt einen den flüssig-gepumpten Kreislauf als Schema mit einem elektrischen Gerät als Wärmequelle und einer nicht näher definierten Wärmesenke abgebildet. Dieser Kreislauftyp wird für unterschiedliche Massenströme untersucht. Sowohl die Masse des Kreislaufreservoirs als auch die Entwicklung der Rohr- und Füllmasse des Kreislaufs werden berücksichtigt.

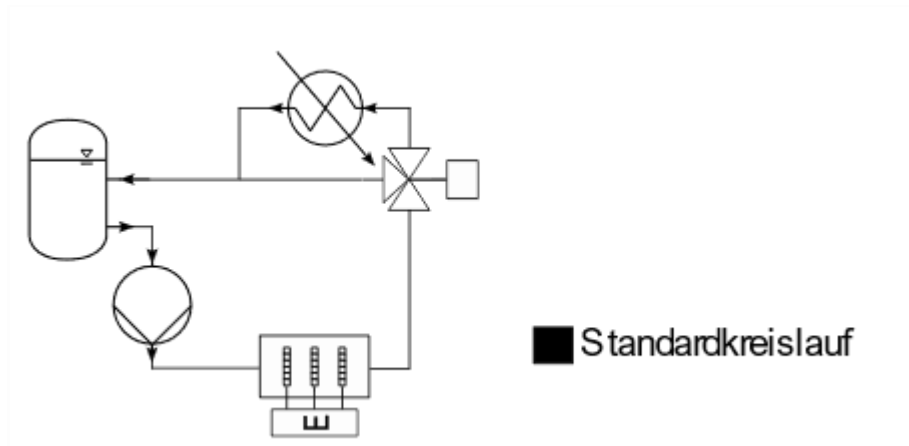


Abbildung 3.1: Schema eines flüssig-gepumpten Kreislafs.

3.1.2 Kreislaufaufbau von Zweiphasig-gepumpten Kreisläufen

Zweiphasig gepumpte Kreisläufe bestehen aus denselben grundlegenden Komponenten wie einphasig gepumpte Kreisläufe, mit einer zusätzlichen Komponente in Form einer Drossel. Diese Drossel wird eingesetzt, um den Druck des Fluids während der teilweisen Verdampfung in der Wärmequelle zu regulieren. Der schematische Aufbau des verwendeten 2P-MPL-Systems wird in Abbildung 3.2 dargestellt.

Durch Simulation wird der Leistungsbedarf der eingesetzten Pumpe ermittelt. Die Drossel stellt dabei unterschiedliche Druckniveaus zur teilweisen Verdampfung des Mediums ein. Die notwendige Masse wird mit den gleichen Rahmenbedingungen beim einphasig gepumpten Kreislauf analytisch ermittelt.

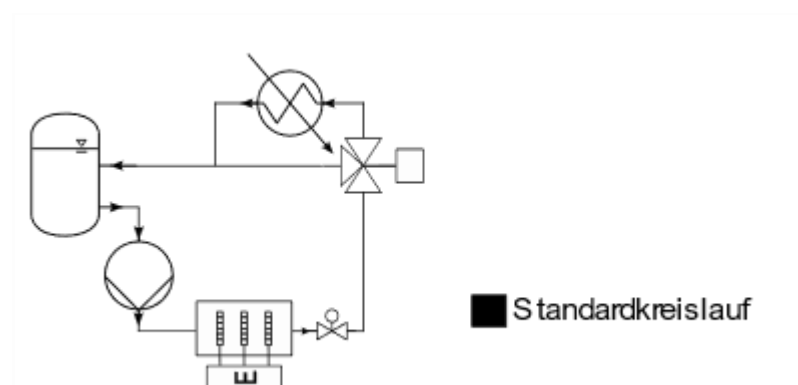


Abbildung 3.2: Schema eines 2P-MPL-Systems.

Abbildung 3.2 zeigt den Kreislauf mit teilweiser Verdampfung, wobei ein elektrisches Gerät als Wärmequelle und eine nicht näher definierte Wärmesenke verwendet werden.

Die Untersuchung erfolgt für einen Temperaturbereich der Wärmequelle oberhalb der Wandtemperatur von NT-PEM-Brennstoffzellen.

3.1.3 Wärmerohre

Wärmerohre werden als horizontal liegend angenommen. Als Kapillarstruktur wird eine offene, rechteckige Axialrinne als Vergleichsparameter definiert, wie in Abbildung 3.3 dargestellt. Die Untersuchung der Kapazitäten von Wärmerohren erfolgt in zwei Temperaturbereichen und unter Verwendung der zwei Arbeitsmedien Ammoniak und Wasser. Die Kapazität wird als gewichtsbezogene Fähigkeit zum Wärmetransport in W/kg definiert. Beide Medien werden in Wärmerohren gleicher Bauart bei verschiedenen Temperaturen betrachtet, um die Gesamtmasse des Systems zu berechnen. Die Art der Wärmezufuhr und -abfuhr wird in dieser Untersuchung nicht weiter berücksichtigt.

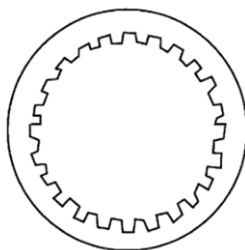


Abbildung 3.3: Querschnitt eines Wärmerohrs mit rechteckigen Axialrillen [8].

3.2 Aufbau von Kühlsystemkonzepten

Die vorgestellten Kühlsystemkonzepte stellen den Ausgangspunkt für die thermische Auslegung dar und werden speziell für den Betrieb unter maximalen Umgebungstemperaturen sowie minimaler Bewegungsgeschwindigkeit konzipiert. Ziel ist es, die Kühlung unter diesen anspruchsvollsten Bedingungen zu gewährleisten.

Es wird der schematische Aufbau der Systeme beschrieben und die wesentlichen Komponenten benannt. Allen Konzepten liegt ein einphasig gepumpter Kreislauf als Wärmetransportmechanismus zugrunde, der die Wärme von der Quelle abführt. Für die Untersuchung werden einheitliche Rahmenbedingungen festgelegt, und die Konzepte werden anhand definierter Anforderungen skaliert. Dabei wird besonders auf die Auswirkungen dieser Skalierung auf die Dimensionierung des Kreislaufs geachtet.

Zudem wird die Betriebsweise der Systeme im Zeitverlauf betrachtet. Abschließend werden die relevanten Parameter vorgestellt, anhand derer die Kühlsysteme analysiert und verglichen werden.

3.2.1 Batterie-gestützte Startphase

Batterieunterstützte Startphasen werden ohne Simulation untersucht. Ausgangspunkt ist das von Schröder et al. in [2] beschriebene Betriebsschema, in dem die Batterie als primäre Energiequelle bis zum Erreichen einer Geschwindigkeit von 70 m/s genutzt wird. Dieser Ansatz wird hier nicht übernommen. Stattdessen wird ein alternatives System vorgeschlagen, bei dem die Brennstoffzellen erst dann als Energiequelle für den Antrieb eingesetzt werden, wenn die Batterien vollständig entladen sind. Dieses Startkonzept wird unter verschiedenen Entladeszenarien analysiert. Nach vollständiger Entladung der Batterien erfolgt der Übergang auf passive Luftkühlung sowie die Nutzung der Brennstoffzellen zur Kühlung und Energieerzeugung. Für die Berechnungsmethodik wird der Standardkreislauf mit Ersatzwerten definiert.

3.2.2 Aktive Luftkühlung

Abbildung 3.4 zeigt den Kreislauf mit aktiver Luftkühlung. Im Vergleich zum Standardkreislauf wird dieser durch ein Gebläse hinter dem Wärmeübertrager ergänzt. Das Gebläse dient dazu, eine ausreichende Luftströmung zur Kühlung zu erzeugen.

Dieses Konzept wird hinsichtlich der ungestörten Anströmgeschwindigkeit der Luft vor dem Wärmeübertrager sowie des Temperaturverhältnisses zwischen erreichter und maximaler Temperaturerhöhung auf der Luftseite analysiert. Dieses Verhältnis wird als Effektivität in Formel 3.19 definiert.

Das Wasser wird am Eingang des Wärmeübertragers in den Luftkanal eingesprüht, wodurch sich eine dünne Wasserhaut auf der Oberfläche des Wärmeübertragers bildet und durch Verdunstung Wärme abgeführt wird. Die Untersuchung dieses Konzepts erfolgt unter den gleichen Rahmenbedingungen und variierten Parametern wie bei der aktiven Luftkühlung. Der Wärmeübertrager entspricht dabei der gleichen Bauart.

3.2.4 Behältersieden mit Kompressor

Das Behältersieden stellt ein Wärmesenkenkonzept dar, das die Phasenwechselenthalpie von Wasser zur Wärmeabfuhr nutzt. In Abbildung 3.6 wird das Schema dargestellt.

Eine Rohrführung wird an den Standardkreislauf angebunden, die einen Wärmeübertrager mit einem mit Wasser gefüllten Behälter durchströmt. Die Wärme des zirkulierenden Kältemittels bewirkt die Verdampfung des Wassers. Zur Wärmeübertragung kommen Rohrbündelwärmeübertrager zum Einsatz.

Der Siededruck im Behälter liegt unterhalb des atmosphärischen Drucks am Boden, sodass ein Verdichter den entstehenden Dampf auf mindestens Atmosphärendruck komprimieren muss. Dabei übernimmt der Verdichter sowohl die Dampfabführung als auch die Druckregelung.

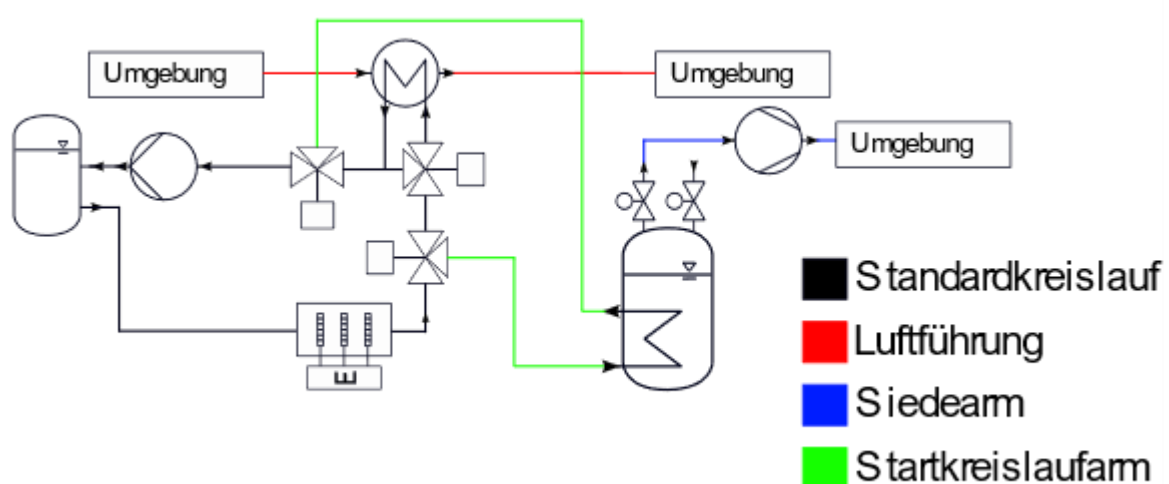


Abbildung 3.6: Schema der Nutzung von Behältersieden mit Kompressor.

Das System wird hinsichtlich des eingestellten Siededrucks im Behälter sowie des Verhältnisses zwischen der angestrebten und der maximal möglichen

Temperaturdifferenz zwischen KM und Siedetemperatur untersucht. Da die Nutzungsdauer des Behältersiedens ausschließlich durch die verfügbare Wassermenge für die Verdampfung begrenzt ist, wird untersucht, inwiefern die Betriebszeit bis zu einer vorgegebenen maximalen Höhe die Gesamtmasse des Systems beeinflusst.

3.2.5 Behältersieden mit Ausweichtank

Ein alternatives Behältersiedemodell wird vorgeschlagen, das auf einen Verdichter verzichtet und stattdessen einen Ausweichtank für den erzeugten Dampf nutzt. Die schematische Darstellung dieses Systems ist in Abbildung 3.7 zu sehen. Der grundlegende Aufbau entspricht dem in Abbildung 3.6 gezeigten Konzept, jedoch entfällt der Kompressor. Stattdessen wird das System um einen Druckausgleichsarm mit einem zweiten Behälter erweitert.

Der zweite Behälter (Abbildung 3.7, rechts) ist vor Beginn des Siedeprozesses mit Luft gefüllt und weist ein Druckniveau auf, das unter dem Siededruck im ersten Behälter liegt. Ein Ventil zwischen den Behältern reguliert den Druck im Siedebehälter, indem es den erzeugten Dampf in den Ausweichtank ablässt.

Für dieses System wird untersucht, wie sich der Raumbedarf in Abhängigkeit von der Betriebsdauer entwickelt. Zudem wird analysiert, wie lange der Siedevorgang aufrechterhalten werden kann, wenn das Druckverhältnis zwischen dem Siedebehälter und dem Ausweichtank einen bestimmten maximalen Wert nicht überschreiten darf.

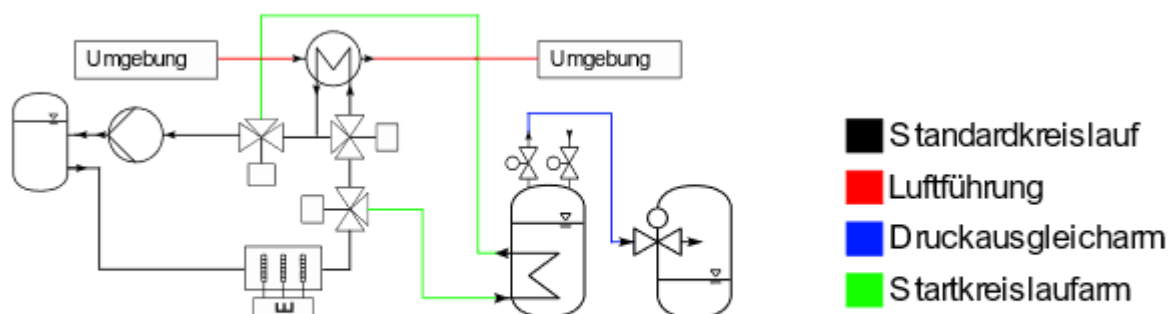


Abbildung 3.7: Schema der Nutzung von Behältersieden mit Ausweichtank.

3.2.6 Strömungssieden

Abbildung 3.8 zeigt ein weiteres Konzept, das für eine begrenzte Zeit die Verdampfungsenthalpie von Wasser nutzt. Die Verdampfung erfolgt bei strömenden Fluiden auf beiden Seiten des Wärmeübertragers.

Das Wasser wird zunächst in einer Drossel entspannt und anschließend in einem Wärmeübertrager verdampft. Der entstehende Dampf wird durch einen Verdichter an die Umgebung abgeführt.

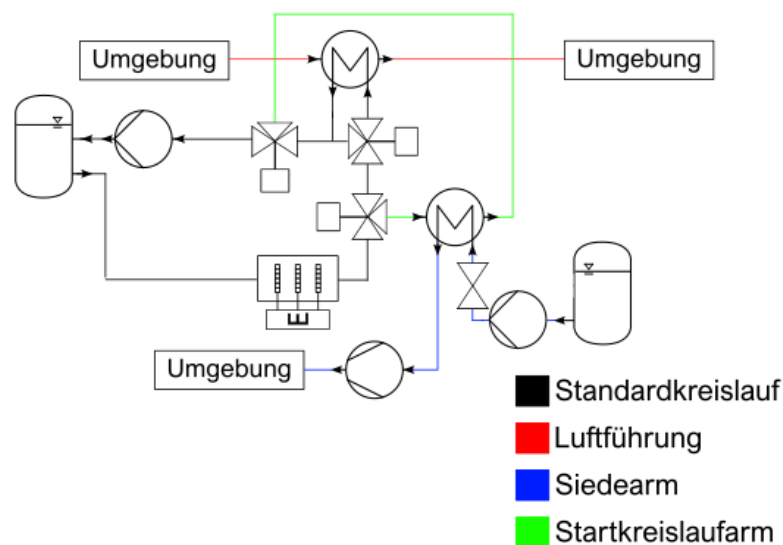


Abbildung 3.8: Schema der Nutzung von Strömungssieden.

Für den Siedevorgang wird ein Plattenwärmeübertrager (Platten-HEX) untersucht. Die Analyse umfasst die Masse und den Energiebedarf bei verschiedenen Siededruckniveaus. Zudem werden die Masse und der Energiebedarf des Standardkreislaufs berücksichtigt. Abschließend wird die Masse des KM-Luft-Wärmeübertragers für die Wärmeabfuhr nach dem Strömungssieden in Abhängigkeit von der Nutzungsdauer analysiert.

3.2.7 Thermochemische Wärmesenken

Zur Nutzung des Kühlpotenzials thermochemischer Prozesse wird das in Abbildung 3.9 dargestellte Schema vorgeschlagen. Hierbei dient ein Sorptionsprozess als Wärmesenke innerhalb eines Kältekreislaufs. Für die Untersuchung werden

Sorptionsreaktionen mit bekannten Speicherdichten und Betriebstemperaturen herangezogen. Die verwendeten Stoffkombinationen sind in Tabelle 3.1 aufgeführt.

Tabelle 3.1: Untersuchte Sorptionsreaktionen bei der thermochemischen Kühlung [16].

Reaktant 1	Reaktant 2	Speicherdichte Δh in MJ/kg	T_{Lade} in °C
NH ₄ Cl	NH ₃	1,65	48
NaBr	NH ₃	1,80	51
CaCl ₂	H ₂ O	0,914	44,8
KOH	H ₂ O	2,62	63
LiCl	H ₂ O	4,39	65,8
NaOH	H ₂ O	1,56	50

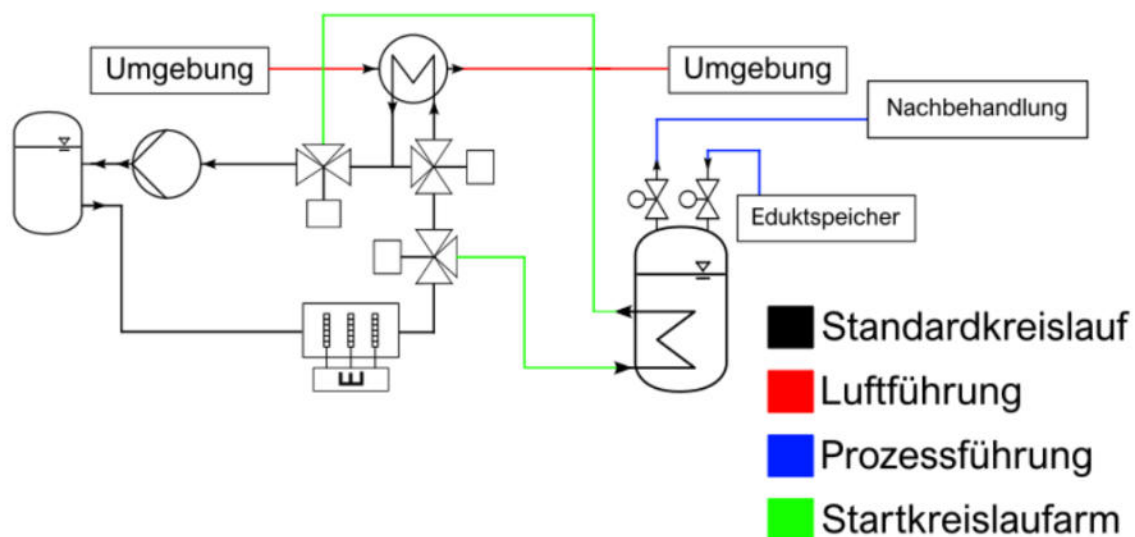


Abbildung 3.9: System-Schema eines Kühlkreislaufs mit Anbindung zu einem Sorptionsprozess.

Die maßgeblichen Parameter zur Charakterisierung der Sorption sind die thermische Speicherdichte Δh und die Ladetemperatur T_{Lade} . Zur Ergebniserzeugung wird für alle Sorptionsprozesse eine konstante Masse der Sorptionsreaktanten vorgegeben. Durch die Simulation des Kreislaufs bei unterschiedlichen Ladetemperaturen erfolgt die Dimensionierung der Standardkreisläufe hinsichtlich Masse und Energieverbrauch.

Die maximale Betriebszeit wird durch die eingesetzte Masse und die thermische Speicherdichte bestimmt. Zudem wird die erforderliche Masse eines KM-Luft-Wärmeübertragers für die anschließende passive Luftkühlung auf Basis der Umgebungstemperatur zum Zeitpunkt des Übergangs auf die Luftkühlung ermittelt.

3.2.8 Kühlkanalkoppelung

Für die Kühlung durch Kühlkanalkoppelung wird ein System untersucht, das in der Startphase Wasser aus einem Tank nutzt, um die Abwärme der Brennstoffzellen aufzunehmen. Nach dem Verbrauch des Wassers erfolgt die Wärmeabfuhr über einen einphasig gepumpten Kreislauf, der die Wärme durch passive Luftkühlung an die Umgebung abgibt. Während der Umstellung von Wasser- auf Luftkühlung bleibt das Wärmeträgerfluid im gleichen Leitungssystem, wodurch die Kühlkanäle für beide Betriebsphasen genutzt werden. Das Schema dieses Systems ist in Abbildung 3.10 dargestellt.

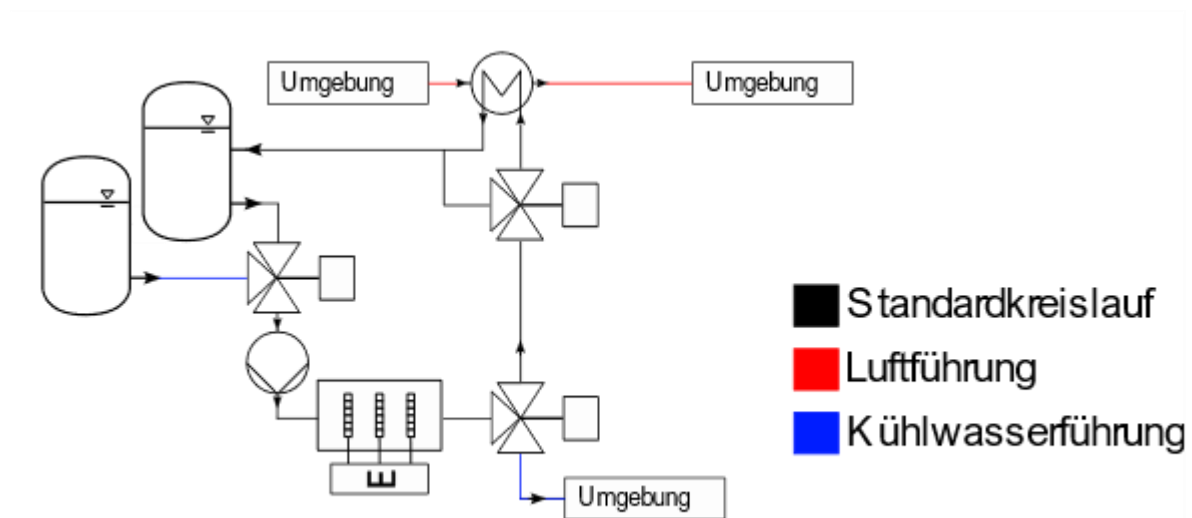


Abbildung 3.10: System-Schema zur Kühlkanalkoppelung als alternative Wärmesenke.

Die Analyse erfolgt der Systemmasse in Abhängigkeit der Nutzungsdauer des Kühlwassers aus dem Tank. Ein Standardkreislauf mit Ersatzwerten wird definiert, wobei der Massenstrom des Kältemittels unabhängig von der Umgebungstemperatur konstantgehalten wird. Zur Bestimmung der optimalen Betriebszeit werden die Masse des Flüssig-Luft-Wärmeübertragers und die Startmasse des Wassertanks gegeneinander abgewogen. Dadurch wird eine quantitative Aussage über die Systemmasse und den Energieverbrauch in Abhängigkeit von der Betriebszeit getroffen.

3.3 Berechnungsverfahren für Kühlsysteme und Parameterauswahl der Untersuchung

Zur Bilanzierung von Massen und Leistungsbedarf der Kühlsysteme werden unterschiedliche Rechnungswege verfolgt. Wird auf Ergebnisse von Simulationen zurückgegriffen um eine Bilanz zu erstellen, werden die übernommenen Größen im Abschnitt der Wärmesenke festgehalten.

Zuerst werden die Komponenten für einen Abwärmestrom von 20 MW dimensioniert. Dabei wird weder die Masse der Maschinen noch die Energiequelle zum Betrieb der Kühlsysteme beachtet. Anschließend erfolgt eine Skalierung der Systeme unter Berücksichtigung des Leistungsbedarfs.

Für die untersuchten Kühlsysteme, die einen von der Umgebungsluft getrennten Startprozess wie Behältersieden durchführen, wird abhängig von der Betriebszeit des Startsystems, der Sole-Luft-Wärmeübertrager dimensioniert.

Wird der Druckverlust in Rohren und der Leistungsbezug von Pumpen analytisch ermittelt, werden die Rohre als hydraulisch glatt behandelt. Der Druckverlust und die Verlustleistung zum Durchströmen der Kühlkanäle der Brennstoffzellen bleiben unberücksichtigt. Alle Maschinenleistungen werden für isentrope Prozessschritte berechnet.

3.3.1 Standardkreislauf-Dimensionierung

Für den Standardkreislauf wird eine Dimensionierung für die Rahmenbedingungen jeder Wärmesenke neu erstellt. Dabei werden konstante und variable Parameter definiert. Die Eingaben bestimmen eindeutig eine Massenbilanz, die das Gewicht von Füllung des Kreislaufreservoirs, Rohrmasse samt Füllung beinhaltet. Der Leistungsbedarf einer Kreislaufpumpe wird analytisch ermittelt. Tabelle 3.2 enthält alle Parameter, die über die untersuchten Kühlsysteme bezüglich des Wärmetransports von Quelle zu Senke konstant sind. In Tabelle 3.3 werden die Massenströme angegeben, für welche eine Untersuchung der gepumpten Kreisläufe stattfindet. Die Leistungsanforderung an Pumpen für die in Tabelle 3.3 gegebenen Massenströme erfolgt per Simulation.

Tabelle 3.2: Konstante Parameter zur Standardkreislaufdimensionierung.

Konstante Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Verhältnis Durchmesser außen zu innen	k_{Da-Di}	1,05	-
Verweilzeit	$t_{Verweil,Res}$	5	s
Solegeschwindigkeit	u_{KM}	2	m/s
Gesamtlänge	$L_{Rohr,Std,Kl}$	10	m
Reservoirsicherheitsaufschlag	k_s	1	-
Dichte des Rohrmaterials	ρ_{Rohr}	2700	kg/m ³
hydraulische Rauigkeit	-	glatt	-
Rohrmaterial	-	Aluminium	-

Tabelle 3.3: Variable Parameter zur Untersuchung von flüssig gepumpten Kreisläufen

Variable Parameter	Abkürzung	Massenströme in kg/s					
KM-Massenstrom	$\dot{m}_{KM}$	50	100	250	500	750	1000

Die Berechnung der Füllmasse des Kreislaufreservoirs erfolgt nach Formel 3.1. Mit Formel 3.2 wird der Volumenstrom im Standardkreislauf ermittelt. Der Innendurchmesser der Rohre wird nach Formel 3.3 kalkuliert. Mit einem konstanten Aufschlagsfaktor für den Innendurchmesser wird der Außendurchmesser in Formel 3.4 bestimmt. Die Volumina von Rohrmaterial und KM-Füllung werden durch Formel 3.5 und Formel 3.6 berechnet. Über die jeweilige Dichte wird die Masse nach Formel 3.7 berechnet. Die Masse des Standardkreislaufs setzt sich nach Formel 3.8 zusammen.

$$m_{Reservoir} = k_s \cdot \dot{m}_{KM} \cdot t_{Verweil,Res}$$

Formel 3.1: Berechnung der Reservoirfüllmasse des Standardkreislaufs durch den Kühlmittelmassenstrom, dem Sicherheitsfaktor und der Verweilzeit im Reservoir.

$$\dot{V}_{KM} = \frac{\dot{m}_{KM}}{\rho_{KM,bez}}$$

Formel 3.2: Berechnung des Volumenstroms im Standardkreislauf aus dem KM-Massenstrom und seiner Bezugsdichte.

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_{KM}}{\pi \cdot u_{max,KM}}}$$

Formel 3.3: Berechnung des Innendurchmessers im Rohr des Standardkreislaufs aus dem Kühlmittelvolumenstrom aus der maximalen Kühlmittelgeschwindigkeit.

$$D_a = D_i \cdot k_{Da-Di}$$

Formel 3.4: Berechnung des äußeren Rohrdurchmessers für den Standardkreislauf aus dem Innendurchmesser und dem Aufschlagsfaktor.

$$V_{\text{Rohrmaterial}} = \pi \cdot 0,25 \cdot (D_a^2 - D_i^2) \cdot L_{\text{Rohr,Std,KL}}$$

Formel 3.5: Berechnung des Volumens des Rohrmaterials im Standardkreislauf aus dem Rohraußen- und -innendurchmesser und der Rohrlänge.

$$V_{KM} = \pi \cdot 0,25 \cdot D_i^2 \cdot L_{\text{Rohr,Std,KL}}$$

Formel 3.6: Berechnung des Volumens des Kältemittels im Standardkreislauf.

$$m = \rho \cdot V$$

Formel 3.7: Massenberechnung nach Dichte und Volumen.

$$m_{\text{Std,KL,ges}} = m_{\text{Reservoir}} + m_{\text{Rohr,Std,KL}} + m_{\text{KM,Std,KL}}$$

Formel 3.8: Gesamtmasse des Standardkreislaufs aus der Reservoirfüllmasse und der Masse von Rohr und Rohrfüllung.

$$\zeta_{\text{glatt}} = \frac{0,3164}{Re_{\text{Strömung}}^2}$$

Formel 3.9: Widerstandsbeiwert im unteren Reynoldszahl-Bereich ($3.000 < Re < 10.000$) [19].

$$\zeta_{\text{glatt}} = (1,8 \cdot \log(Re_{\text{Strömung}} - 1,5))^{-2}$$

Formel 3.10: Widerstandsbeiwert für glatte Rohre im mittleren Reynoldszahl-Bereich ($10.000 \leq Re \leq 100.000$) [19].

$$\zeta_{\text{glatt}} = (1,819 \cdot \log(Re_{\text{Strömung}}) - 1,64)^{-2}$$

Formel 3.11: Widerstandsbeiwert für glatte Rohre im höchsten gesetzten Reynoldszahl-Bereich ($100.000 < Re$) [19].

$$dp = \zeta \cdot \frac{L_{\text{Rohr}}}{D_{i,\text{Std,KL}}} \cdot 0,5 \cdot \rho_{\text{bez}} \cdot u_{\text{Strömung}}^2$$

Formel 3.12: Druckverlust in durchströmten Rohren [19].

$$P = dp \cdot \dot{V}_{\text{Strömung}}$$

Formel 3.13: Leistungsbedarf bei Druckverlust [20].

Zur Berechnung des Druckverlusts mit Formel 3.12 muss vorab ein Druckverlustbeiwert ermittelt werden. Dieser wird in Abhängigkeit der Reynoldszahl berechnet.

Für Reynoldszahlen größer 3.000 und kleiner 10.000 wird die Korrelation nach Formel 3.9 ermittelt. Darüber wird bis zur Grenze von 100.000 Formel 3.10 verwendet. Ist die Reynoldszahl größer als 100.000 und kleiner als 50 Millionen wird Formel 3.11 zur Berechnung des Widerstandsbeiwert verwendet.

Der Leistungsbedarf der Kreislaufpumpe wird mit Formel 3.13 berechnet.

3.3.2 2P-MPL-Systemuntersuchung

Das 2P-MPL-System wird in der Simulation bezüglich des Leistungsbedarfs untersucht. Es wird ein analytischer Ansatz zur Dimensionierung des Kreislaufts vorgenommen. Leistungsbedarf und Temperaturverläufe im Betrieb werden durch Kreislauftsimulation bestimmt. Der Referenzmassenstrom für eine Drossel im Kreislauf wird für diese Untersuchung variiert. Als Arbeitsmedium in der 2P-MPL wird Wasser untersucht.

Tabelle 3.4: Parametervariation zur Untersuchung von 2P-MPL-Systemen.

Variable Parameter	Abkürzung	Referenzmassenströme in 10^{-3}kg/s				
Drosselreferenzstrom	$\dot{m}_{\text{ref,Drossel}}$	10,00	7,50	6,50	5,50	0,40

Tabelle 3.5: Konstante Parameter des untersuchten 2P-MPL-Systems.

Konstante Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Innendurchmesser des Kreislaufrohrs	$D_{i,Kl}$	0,10	m
Rohrlänge des Kreislaufts	$L_{\text{Rohr,Kl}}$	10	m
Sollmassenstrom im Kreislauf	$\dot{m}_{KM}$	13,97	kg/s
Referenzdruck der Drossel	$p_{\text{ref,Drossel}}$	1	bar

Die Variation der untersuchten Referenzmassenströme in der Drossel wird in Tabelle 3.4 angegeben. Die Tabelle 3.5 enthält die Dimensionierung des Kreislaufts. Durch die Verwendung der Formel 3.1 bis Formel 3.7 wird die Masse des Kreislaufts exklusive der Pumpe berechnet. Als Bezugsdichte ρ_{bez} der Sole wurde ein Wert von 980 kg/m^3 festgelegt. Die Spezifikationen zu Rohrmaterial und Dimensionierung des Reservoirs werden in Tabelle 3.2 notiert. In Tabelle 3.6 werden die Größen beschrieben, die durch Simulation pro Referenzmassenstrom gesammelt werden.

Tabelle 3.6: Ergebnisliste der 2P-MPL-Simulation.

Parameter	Abkürzung	Einheit
Dampfgehalt am Brennstoffzellen-Austritt	$x_{A,FC}$	kg/kg
Druck am Brennstoffzellen-Austritt	$p_{A,FC}$	Pa
Temperatur am Pumpen-Austritt	$T_{A,Pumpe}$	K
Temperatur am Brennstoffzellen-Austritt	$T_{A,FC}$	K
Technische Leistung der Pumpe	$P_{KL,Pumpe}$	W

3.3.3 Wärmerohre

Zur Berechnung der Kapazitäten von Wärmerohren wird ein rein analytischer Ansatz verfolgt. Es werden die Fluide Ammoniak und Wasser als Arbeitsmedien untersucht. Als Rohrmaterial wird bei beiden Medien Aluminium mit den Eigenschaften aus [21] verwendet. Die Berechnung der Wärmeübertragungsleistung wird nach dem Verfahren von Stephan [8] durchgeführt. Die variablen Parameter für die Untersuchung beider Arbeitsmedien sind die Betriebstemperatur und die Länge der adiabaten Transportzone.

Tabelle 3.7: Untersuchte Betriebstemperaturen für Wärmerohr-Arbeitsmedien.

Betriebstemperatur	Abkürzung	Untersuchte Werte des Variationgitters					Einheit
Ammoniak	$T_{\text{Betrieb,NH}_3}$	40	50	60	70	80	°C
Wasser	$T_{\text{Betrieb,H}_2\text{O}}$	120	130	140	150	160	°C

Tabelle 3.8: Variation der adiabaten Transportlänge der Wärmerohrberechnungen.

Parameter	Abkürzung	Untersuchte Werte in m			
Länge der adiabaten Transportzone	L_{ad}	0,1	0,5	1	5

Die Wärmerohre werden bis auf die variablen Parameter aus Tabelle 3.7 und Tabelle 3.8 vollständig mit gleichen Randwerten pro Medium untersucht. Die konstanten Größen werden in Tabelle 3.9 angegeben.

Tabelle 3.9: Konstante Parameter der Wärmerohrüberprüfung pro Arbeitsmedium.

Parameter	Ammoniak	Wasser	Einheit
Länge der Verdampfungszone l_{verd}	0,2	0,2	m
Länge der Kondensationszone l_{kond}	0,2	0,2	m
Benetzungswinkel θ	22,5	42,5	°
Innendurchmesser d_i	15	15	mm
Außendurchmesser d_a	20	20	mm
Rillenzahl n_{Rillen}	32	32	-
Rillenweite w	0,5	0,5	mm
Rillenhöhe h_{Rille}	0,8	0,8	mm
Rillenfläche gesamt $A_{\text{Rille,ges}}$	12,8	12,8	mm ²
Porosität ε	0,5	0,5	-

3.3.4 Batterie-gestützte Startphase

Das Ziel mit der folgenden Berechnungsmethodik ist die Abschätzung eines Batteriestarts in Abhängigkeit von Endladungsgeschwindigkeiten. Dabei wird die Entladungsrate C als Variationsparameter eingesetzt. In Tabelle 3.10 werden die Entladungsgeschwindigkeiten abgebildet, die das Suchgitter aufspannen. Tabelle 3.11 enthält die konstanten Parameter anhand derer die Masse der Batterie und die mögliche Betriebszeit berechnet wird.

Der Standardkreislauf, der nach der Nutzungszeit der Batteriezellen den Wärmetransport zu passiv luftgekühlten Wärmeübertragern vollzieht, wird ersatzweise mit einem KM-Massenstrom von 250 kg/s parametrisiert.

Tabelle 3.10: Für den Batterie-gestützten Start untersuchte Entladungsraten.

Variable Parameter	Abkürzung	Untersuchte Entladeraten				
Entladungsrate	C	1	5	10	15	20

Tabelle 3.11: Konstante Parameter bei den Berechnungen zur Batterie-gestützten Starts.

Konstante Bilanzierungsparameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Batteriekapazität	q_{Bat}	750	kJ/kg
Batterieleistungsabgabe	P_{Bat}	20	MW

Die Entladungsgeschwindigkeit wird Formel 3.14 definiert und beschreibt das Verhältnis zwischen der Leistungsabgabe einer Batterie über eine Stunde und ihrer gespeicherten elektrischen Ladung. In dieser Arbeit wird angenommen, dass die Batteriezellen ihre jeweilige Entladungsgeschwindigkeit konstant bis zur vollständigen Entladung beibehalten. Dadurch gibt die Entladungsgeschwindigkeit an, wie oft eine Batterie relativ zu ihrer Ladung innerhalb einer Stunde entleert werden könnte. Die entsprechenden Mindestladungen werden mit Formel 3.15 berechnet. Die Masse der Batterien wird Formel 3.16 kalkuliert. Dabei wird die gefundene Ladung jeder Entladungsgeschwindigkeit C mit einer konstanten massenbezogenen Batteriekapazität über alle Geschwindigkeiten auf die resultierende Masse aufgelöst. Die Masse des Gesamtsystems aus Ersatzstandardkreislauf und Batteriezellen wird mit Formel 3.17 berechnet. Die Betriebszeit, bei welcher die Batterien entladen sind und die Brennstoffzellen die Energieversorgung übernehmen müssen wird mit Formel 3.18 wiedergegeben.

$$C_{Batterie} = \frac{P_{Batterie} \cdot 3600s}{Q_{Batterie}}$$

Formel 3.14: Definition der Entladungsgeschwindigkeit C für Batteriezellen.

$$Q_{Bat} = C \cdot P_{Bat} \cdot s$$

Formel 3.15: Mindestladung einer Batterie in Abhängigkeit von Leistungsanforderung und Entladungsgeschwindigkeit.

$$m_{Batterie} = \frac{Q_{Bat}}{q_{Bat}}$$

Formel 3.16: Batteriemassenberechnung nach der massenbezogenen Speicherkapazität.

$$m_{ges,Batteriestart} = m_{Std,KL,ges} + m_{Batterie}$$

Formel 3.17: Massenbilanz für Ersatzkreislauf und Batteriezellen.

$$t_{Betrieb,Batteriestart} = \frac{3600s}{C_{Batterie}}$$

Formel 3.18: Mögliche Betriebszeit bei vollständiger Endladung.

3.3.5 Aktive Luftkühlung

Die Ergebnisse zu aktiv luftgeköhlten Systemen werden in dieser Arbeit durch analytische Ansätze erzielt. Die Berechnung umfasst den Wärmeübergang auf der Innen- und Außenseite der Rohre des KM-Luft-Wärmeübertragers und den Druckverlust auf beiden Seiten. Als Medium des zirkulierenden Mediums wird Wasser untersucht. Die Variablen Parameter sind die ungestörte Anströmgeschwindigkeit der Luft und die Effektivität des Wärmeübertragers. Die gesetzten Randwerte und die Anzahl an diskreten Punkten werden in Tabelle 3.12 gezeigt. Die Parameter werden an n_{diskret} gleichmäßig verteilten Punkten zwischen den Grenzwerten X_{min} und X_{max} ausgewertet. Die Grenzwerte sind in den n_{diskret} Punkten enthalten.

Tabelle 3.12: Variierte Parameter und diskrete Berechnungspunkte der aktiven Luftkühlung.

Variable Parameter	Abkürzung	X_{min}	X_{max}	n_{diskret}
Ungestörte Anströmgeschwindigkeit in m/s	u_{∞}	25 m/s	75 m/s	5
Effektivität des HEX	C_{HEX}	0,2	0,5	4

Die Effektivität C_{HEX} eines Wärmeübertragers wird für den vorliegenden Fall definiert nach Formel 3.19. Es wird eine Reihe an weiteren Parametern mit konstanten Werten über alle Kombinationen des Suchgitters vorgegeben. Diese Parameter sind in Tabelle 3.13 vermerkt. Die Austrittstemperaturen von Luft und Kältemittel werden nach Formel 3.20 und Formel 3.21 berechnet. Für die Berechnung von Stoffeigenschaften wird die Bezugstemperatur T_{bez} pro Medium verwendet. Diese wird für einen beliebigen Stoff nach Formel 3.22 berechnet. Der notwendige Massenstrom von Luft und Sole wird nach dem Betrag von Formel 3.23 bezogen. Die Stoffeigenschaften Dichte, Viskosität und Wärmekapazität der Luft werden beim statischen Druck $p_{\text{stat,Luft}}$ ermittelt. Dieser wird in Formel 3.24 definiert. Zur Bezugsdichte wird der atmosphärische Druck und die Bezugstemperatur T_{bez} verwendet.

$$C_{\text{HEX}} = \frac{T_{\text{KM,E}} - T_{\text{KM,A}}}{T_{\text{KM,E}} - T_{\text{Luft,E}}}$$

Formel 3.19: Definition der Effektivität eines Wärmeübertragers [5].

$$T_{\text{Luft,A}} = T_{\text{Luft,E}} + C_{\text{HEX}} \cdot (T_{\text{KM,E}} - T_{\text{Luft,E}})$$

Formel 3.20: Austrittstemperatur der Luft aus den Wärmeübertragern.

Tabelle 3.13: Tabelle der konstanten Parameter zur aktiven Luftkühlung.

Konstante Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Anzahl an Wärmeübertragern	n_{HEX}	10	-
Rohrinnendurchmesser	d_i	3	mm
Rohraußendurchmesser	d_a	5	mm
Querteilungsverhältnis	a	1,5	-
Längsteilungsverhältnis	b	2,5	-
Rippendicke	s_R	0,5	mm
horizontaler Rippenabstand	t_R	5	mm
Rippen-Höhe	b_R	7,5	mm
Rippen-Länge	l_R	12,5	mm
Rohranordnung	-	fluchtend	-
Umgebungsdruck	p_{atm}	101325	Pa
Lufteintrittstemperatur	$T_{\text{L,ein}}$	45	°C
Soleeintrittstemperatur	$T_{\text{KM,ein}}$	70	°C
Bezugsdruck des KM	$p_{\text{Bez,innen}}$	2,5	bar
Dichte des Rohrmaterials	ρ_{Al}	2700	kg/m ³
HEX-Rohr Geschwindigkeit des KM	$u_{\text{KM,Hex}}$	15	m/s
Wärmeleitfähigkeit Rohrmaterial	λ_{Al}	236	W/(m ² K)

$$T_{\text{KM,A}} = T_{\text{KM,E}} - C_{\text{HEX}} \cdot (T_{\text{Sole,E}} - T_{\text{Luft,E}})$$

Formel 3.21: Austrittstemperatur der Sole aus den Wärmeübertragern.

$$T_{\text{bez}} = \frac{T_E + T_A}{2}$$

Formel 3.22: Bezugstemperatur eines beliebigen Fluids.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{\text{FC}}}{(T_E - T_A) \cdot c_p}$$

Formel 3.23: Massenstrom eines Fluids ohne Phasenwechsel [20].

$$p_{\text{stat}} = p_{\text{atm}} - 0,5 \cdot \rho_{\text{bez}} \cdot u_{\infty}^2$$

Formel 3.24: Definition des statischen Drucks [20].

Die Anströmfläche des HEX wird für einen Auslegungsfall nach Formel 3.25 ermittelt. Es wird festgelegt, dass die Sole mit der maximal erlaubten Geschwindigkeit in die Rohre der Wärmeübertrager eintreten. Der Eintritt des KM erfolgt in der letzten zur Luftströmung senkrechten Rohrreihe. Die Gesamtanzahl von senkrechten Rohrreihen über alle Wärmeübertrager wird folglich nach Formel 3.26 berechnet. Die folgende

Berechnung der Wärmedurchgangszahl in einem Berechnungspunkt wird an die Kalkulation der Reynoldszahl in einem HEX-Rohr gefügt. Die Anzahl an horizontal liegenden Rohrreihen der Wärmeübertrager wird iterativ ermittelt. Es wird eine initiale Anzahl an Rohrreihen längs zur Strömungsrichtung der Luft gesetzt.

Die Reynoldszahl der Sole-Strömung in einem Rohr des Wärmeübertragers wird nach Formel 3.27 berechnet. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten (WÜK) auf der Innenseite wird durch die Gleichungen nach Gnielinski in [22] umgesetzt. Die Wandtemperatur wird in diesem Prozess nach Formel 3.28 ermittelt. Die Wandtemperatur beeinflusst in [22] den WÜK, zu dessen Berechnung diese Temperatur angegeben sein muss. Es wird ein iterativer Prozess mit einem initialen Wert für den WÜK eingesetzt, um dieses Problem zu lösen. In Pseudo-Code 1 wird die „while“-Schleife in Worten beschrieben, die diesen iterativen Prozess umsetzt.

$$A_{frontal,HEX,ges} = \frac{\dot{m}_{Luft,ges}}{\rho_{Luft,bez} \cdot u_{\infty}}$$

Formel 3.25: Frontalfläche der KM-Luft-Wärmeübertrager.

$$n_{Rohrreihen,senkr,ges} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{KM}}{\rho_{KM,bez} \cdot \pi \cdot u_{max,FC} \cdot d_i^2}$$

Formel 3.26: Gesamtanzahl senkrechter Rohrreihen über alle Wärmeübertrager.

$$Re_{KM} = \frac{u_{max,KM} \cdot d_i}{\eta_{KM,bez}}$$

Formel 3.27: Reynoldszahl der KM-Strömung in HEX-Rohren [22].

$$T_{Wand} = T_{FC,bez} - \frac{\dot{Q}_{FC}}{\alpha_i \cdot A_i}$$

Formel 3.28: Wandtemperatur in durchströmten Rohren mit heizendem Fluid [5].

Der WÜK auf der Außenseite der Rohre des HEX und die Wärmedurchgangszahl wird nach den von Schmidt in [23] aufgestellten Gleichungen für sich berührende, rechteckige Rippen auf Rohrflächen berechnet. Die Wärmedurchgangszahl $k_{HEX,A}$ ist bezogen auf die Außenfläche, was der luftseitigen Fläche entspricht.

Pseudo-Code 1: While-Schleife zur iterativen Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Rohrrinnenseite

```
// Angabe des Startwerts und der Iterationsparameter
Initialisiere alpha_innen mit 1500
Setze Toleranz
Setze Anzahl an maximal erlaubten Iterationen
Setze Iterationszähler auf Null

Wiederhole:
    Erhöhe iteration um 1

    Berechne Wandtemperatur
    Berechne Prandtl-Zahl der_Rohrstroemung
    Berechne Prandtl_Rohrstroemung_bei Wandtemperatur

    Berechne Beiwert zeta
    Berechne turbulente Nusselt-Zahl Nu_turb
    Berechne Korrekturfaktor K_t der Nusselt-Zahl
    Berechne Nusselt-Zahl Nu_korrigiert

    Berechne Wärmeleitfähigkeit lambda_Kaeltemittel
    Berechne den Wärmeübergangskoeffizienten alpha_innen_new

    Falls relative Änderung von alpha_innen kleiner als tolerance:
        Beende die Schleife

    Setze alpha_innen = alpha_innen_new

    Falls iteration >= max_iter:
        Gib Warnung aus und beende die Schleife
```

Nach der Berechnung der Wärmedurchgangszahl wird evaluiert, ob der geforderte Wärmestrom unter den gegebenen Parametern an die Luft abgegeben werden kann. Im Rahmen dieser Analyse wird evaluiert, ob die anfänglich festgelegte Anzahl an Rohrreihen in Strömungsrichtung eine ausreichende Wärmeübertragungsfläche bietet. Es wird die mittlere Temperaturdifferenz nach Formel 3.29 berechnet. Die nötige Anzahl an horizontalen Rohrreihen wird dann mit Formel 3.30 bestimmt. Dabei ist $A_{\text{ahor,Reihe}}$ die summierte Außenfläche einer Rohrreihe aller verbauten KM-Luft-HEX. Weicht $n_{\text{Rohrreihen,hor,ges}}$ von der initialen Anzahl ab, wird $n_{\text{Rohrreihen,hor,ges}}$ als neue initiale Anzahl definiert. Entspricht $n_{\text{Rohrreihen,hor,ges}}$ der initial gesetzten Anzahl, wird dieser Prozess beendet.

Der Druckverlust auf der berippten Seite wird mit den von Gaddis in [24] formulierten Gleichungen berechnet. Dadurch wird der Druckverlust bestimmt, den das Gebläse

ausgleichen muss. Die Leistung für das Gebläse wird mit Formel 3.13 ermittelt. Der Volumenstrom der Strömung wird mit Formel 3.30 bestimmt. Dabei wird das Rohrbündel so behandelt, als wäre es frei von Rippen.

Die Verlustleistung der Pumpe wird separat für das Durchströmen des Standardkreislafs und des KM-Luft-HEX berechnet.

Der Standardkreislauf wird nach dem Schema in 3.3.1 dimensioniert. Druckverlust und die Verlustleistung der Pumpen wird mit der Formel 3.9 bis 3.13 berechnet. Dabei wird die Reynolds-Zahl der KM-Strömung mit Formel 3.27 ermittelt. Die Verlustleistung der Pumpen für Standardkreislauf und das Durchströmen der HEX-Rohre wird in $P_{\text{Pumpe,ges}}$ zusammengefasst.

Die Masse für das System umfasst die Rohrmasse des Kreislafs, des Wärmeübertragers und die Masse der Füllung. Die Rohrmasse von Verbindungselementen, um das Kältemittel von einer Rohrreihe in die nächste zu leiten wird nicht berücksichtigt. Die Masse wird mit diesen Bestimmungen nach Formel 3.32 bilanziert.

$$\Delta T_M = \frac{(T_{\text{KM,E}} - T_{\text{Luft,A}}) + (T_{\text{KM,A}} - T_{\text{Luft,E}})}{2}$$

Formel 3.29: Mittlere Temperaturdifferenz bei der Erwärmung von Luft durch das KM.

$$n_{\text{Rohrreihen,hor,ges}} = \frac{\dot{Q}_{\text{BSZ}}}{\Delta T_M \cdot A_{a,\text{hor,Reihe}} \cdot k_{\text{HEX},a}}$$

Formel 3.30: Notwendige Anzahl an horizontalen Rohrreihen.

$$\dot{V}_{\text{Luft}} = \frac{\dot{m}_{\text{Luft}}}{\rho_{\text{Luft,bez}}}$$

Formel 3.31: Umrechnung des Luftmassenstroms in den Luftvolumenstrom.

$$m_{\text{ges}} = m_{\text{Std,KL,ges}} + m_{\text{Rohr,HEX,ges}} + m_{\text{Fluid,HEX,ges}}$$

Formel 3.32: Masse eines Systems mit Standardkreislauf und KM-Luft-HEX exklusive der Kältsystemmaschinen.

3.3.6 Aktive Verdunstungskühlung

Zur Auslegung von aktiver Verdunstungskühlung wird das gleiche Gitter an variablen Parametern wie zur aktiven Luftkühlung eingesetzt. In Tabelle 3.14 werden die konstanten Eingaben über alle Versuche zusammengefasst. Die Berechnungsmethodik gliedert sich bei der aktiven Verdunstungskühlung in den Wärme- und Stoffübergang, gefolgt von der Berechnung von Verlustleistungen.

Tabelle 3.14: Modifizierte und zusätzliche, konstante Parameter für die aktive Verdunstungskühlung.

Konstante Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Anzahl Wärmeübertrager*	n_{HEX}	4	-
luftseitiger Wärmeübergangskoeffizient	$\alpha_{\text{außen}}$	12	$\text{kW}/(\text{m}^2\text{K})$
Referenzdiffusionsbeiwert	$D_{\text{AB,ref}}$	$2,92 \times 10^{-5}$	m^2/s
Dicke der Wasserhaut	$d_{\text{Wasserhaut}}$	5×10^{-4}	m
Wasserhaut-Diskretisierungselemente	n_{diskret}	1000	-
Ausbildungsform der Wasserhaut	-	Film	-
relative Luftfeuchtigkeit	$q_{\text{Luft,rel}}$	100	%

* veränderter Parameter gegenüber der aktiven Luftkühlung

Die Bezugseigenschaften von Luft und KM werden gemäß dem Verfahren in Abschnitt 3.3.5 ermittelt.

Der Wärmeübergangskoeffizient α_a wird aus [25] als konservativer Wert für wasserfilmbenetzte Oberflächen entnommen. Dieser Koeffizient dient in der konventionellen Berechnung der Wärmedurchgangszahl gemäß [23] als Ersatzwert für α_R . Anschließend werden der scheinbare Wärmeübergangskoeffizient α_s und die Wärmedurchgangszahl k unter Verwendung des festgelegten α_R mithilfe der Gleichungen nach Schmidt aus [23] berechnet.

$$\dot{m}_{\text{Luft,feucht}} = A_{\text{HEX,frontal,ges}} \cdot u_{\infty} \cdot \rho_{\text{Luft,bez}}$$

Formel 3.33: Massenstrom feuchter Luft an einen Wärmeübertrager.

$$\dot{m}_{\text{Luft,trocken}} = \dot{m}_{\text{Luft,feucht}} \cdot (1 - q_{\text{abs}})$$

Formel 3.34: Massenstrom trockener Luft an einen Wärmeübertrager.

Die Anzahl der horizontalen Rohrreihen wird iterativ gemäß dem in Abschnitt 3.3.5 beschriebenen Ablauf angepasst. Ist die Wärmeübertragerfläche auf den Wärmestrom abgestimmt wird ein Diskretisieren dieser Oberfläche in n_{Diskret} Stellen vorgenommen. Die Fähigkeit der Luft zur Verdunstung eines Wasserfilms auf der HEX-Oberfläche wird für jeden Intervallbereich berechnet. Die Ausgangswerte eines Intervalls dienen als Eingangszustand der Luft für das nächste Intervall. In jedem Intervall wird der Diffusionsvorgang von Wasser in die Luftströmung quantifiziert. Die benetzte Fläche des Wärmeübertragers wird als ebene Fläche in der Verdunstung behandelt.

Als erster Schritt in der Quantifizierung der Verdunstungsvorgänge ist die Berechnung des Massenstroms der trockenen Luft. Der Massenstrom der feuchten Luft wird mit Formel 3.33 berechnet. Der Massenstrom der trockenen Luft wird mit Formel 3.34 ermittelt. Die absolute Feuchtigkeit wird bei der Eingangstemperatur der Luft und ihrer relativen Feuchtigkeit bei atmosphärischem Druck aufgerufen.

Die Bezugsdichte von Wasserfilm und der feuchten Luft wird bei atmosphärischem Druck und der Bezugstemperatur der Luft mit Formel 3.22 aufgerufen.

Die Referenzgeschwindigkeit der Luft im Wärmeübertrager wird mit der Strömungsgeschwindigkeit im engsten Querschnitt definiert und nach Formel 3.35 berechnet.

Der statische Referenzdruck $p_{\text{stat,ref}}$ für die Diffusionsvorgänge wird mit Formel 3.24 bei der Geschwindigkeit aus Formel 3.35 errechnet.

Die übrigen Werte zum Stoffübergang von Wasserhaut zur Luftströmung werden intervall-basiert ermittelt. Die Berechnungsschritte werden in Pseudo-Code 2 der Reihenfolge nach dargestellt. Es wird Formel 3.36 bis Formel 3.55 angewendet, um die Feuchtigkeit und Temperatur von Intervall zu Intervall zu berechnen. Die Masse des Systems und der Leistungsbedarf zum Betrieb wird nach dem gleichen Verfahren wie in Abschnitt 3.3.4 berechnet.

$$u_e = u_\infty \cdot \frac{A_0}{A_e}$$

Formel 3.35: Geschwindigkeit der Anströmung im engsten Querschnitt [23]. Dabei ist A_0 der Strömungsquerschnitt im ungestörten Zustand und A_e der engste Strömungsquerschnitt.

Pseudo-Code 2: Intervall-basierte Berechnung der Diffusionsvorgänge von Wasserfilm zu Luft.

```
FOR i = 1 TO n_Diskretisiert DO

    // 1. Temperatur des Wasserfilms berechnen
    Berechne Temperatur des Wasserfilms pro Intervall

    // 2. Molare Konzentration des Wasserfilms berechnen
    M_H2O = 18.015275 * 10-3 // Molmasse von Wasser in kg/mol
    Berechne Molare Konzentration des Wassers im Wasserfilm (c_mol)

    // 3. Diffusionskoeffizient berechnen
    Berechne Diffusionskoeffizient für Wasser-Luft-Paarung (D_AB)

    // 4. Schmidt-Zahl berechnen
    Berechne kinematische Viskosität
    Berechne Schmidt-Zahl

    // 5. Sherwood-Zahlen für verschiedene Strömungen berechnen
    Berechne turbulente Sherwood-Zahl
    Berechne Faktor fp
    Berechne laminare Sherwood-Zahl

    // 6. Sherwood-Zahl anpassen je nach Strömungsregime
    IF-Reynoldszahl > 5 * 105 THEN
        Sherwood-Zahl = WURZEL (laminare Sherwood-Zahl + turbulente Sherwood-
        Zahl)
    ELSE
        Sherwood-Zahl = laminare Sherwood-Zahl
    ENDIF

    // 7. Stoffübergangskoeffizient berechnen
    Berechne Stoffübergangskoeffizienten (beta)

    // 8. Verdunstungsrate berechnen
    Berechne theoretische Verdunstung – Stoff/Massenstrom der
    Wasserverdunstung

    // 9. Berechnung des maximal absorbierbaren Wassers durch die Luft
    Berechne wie viel Wasser bis 100 % relativer Luftfeuchtigkeit aufgenommen
    werden kann

    // 10. Berechnung der Wassermenge, die aufgrund der verfügbaren Energie
    verdampft werden kann
    Berechne Verdampfbares Wasser mit gegebener Wärme

    // 11. Bestimmung der tatsächlich aufgenommenen Wassermenge
    // - Die Aufnahme wird durch den begrenzenden Faktor bestimmt:
    // 1. Maximale Wasseraufnahme der Luft
    // 2. Verfügbare Wassermenge im Filmelement
    // 3. Verdampfbares Wassermenge durch Energieverfügbarkeit
```

```
Tatsächliche_Wasseraufnahme = MIN(Wasseraufnahme_potenzial,  
Verfügbares_Wasser, Verdampfbare_Wassermasse)  
  
// 12. Aktualisierung der absoluten Feuchte für das nächste Intervall  
Feuchtigkeit_Eingang_nächstes_Intervall = Feuchtigkeit_Ausgang  
  
// 13. Berechnung der neuen Lufttemperatur unter Berücksichtigung der  
Verdampfungswärme  
Berechne_Temperatur  
  
ENDFOR
```

Formel 3.36 bis Formel 3.39 werden eingesetzt, um die Temperatur des Wasserfilms intervallbasiert aufzulösen. Dabei wird die Fläche und der Wärmestrom gleichmäßig auf die n_{Diskret} Elemente verteilt. Die Wärmedurchgangszahl wird als konstant über den Wärmeübertrager angenommen.

Mit Formel 3.40 bis Formel 3.48 wird der Diffusionsprozess pro Intervall quantifiziert. Als Teil dieser Berechnung werden die Schmidt- und Sherwood-Zahl berechnet. Es wird die Berechnung vorbereitet, welcher Stoff- beziehungsweise Massenstrom in die Luft diffundieren kann. Es wird angenommen, dass die Verdunstung bei der Temperatur des Wasserfilms jedes diskretisierten Elements stattfindet. Wie in Pseudo-Code 2 beschrieben, wird die Sherwood-Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl bestimmt, wobei sowohl der laminare und der turbulente Bereich berücksichtigt werden.

Mit Formel 3.49 bis Formel 3.55 wird pro Flächenintervall der verdunstete Stoff- und Massenstrom ermittelt. Die Ausgangswerte eines Intervalls bezüglich der Feuchtigkeit und Temperatur werden als Eingangswerte des Folge-Intervalls eingesetzt.

Der verdunstete Massenstrom wird aus einem Vektor entnommen. Der kleinste Eintrag im Vektor begrenzt die maximale Menge an verdunstbarem Wasser. Dabei werden der Abwärmestrom, die Differenz zur von aktueller und maximal möglicher Feuchtigkeit in der Luft und der mögliche Massenstrom des diffusiven Vorgangs berücksichtigt.

Die Verdunstungsenthalpie wird für statischen Druck des Außenbereichs der Rohrbündel ermittelt.

$$T_{Wasserfilm,bez,diskret}(i) = T_{Sole,bez,diskret}(i) - \frac{\dot{Q}_{BSZ,diskret}}{k_a \cdot A_{a,diskret}}$$

Formel 3.36: Temperatur des Wasserfilm in jedem Intervall.

$$\dot{Q}_{FC,diskret} = \frac{\dot{Q}_{FC}}{n_{diskret}}$$

Formel 3.37: Wärmestrom pro Flächenintervall.

$$A_{a,diskret} = \frac{A_a}{n_{diskret}}$$

Formel 3.38: Größe eines Flächenintervalls.

$$T_{Bez,KM,diskret}(i) = T_{KM,A} + \frac{i-1}{n_{Diskretisiert}-1} \cdot (T_{KM,E} - T_{KM,A})$$

Formel 3.39: Temperatur des KM-Stroms in einem Intervall.

$$c_{mol, Wasser-auf-Rohr}(i) = \frac{1}{M_{H_2O}} \cdot \rho_{Wasserfilm,bez}$$

Formel 3.40: Molare Konzentration von Wasser in einem Intervall [20].

$$c_{mol, Wasser-in-Luft, E}(i) = p_{bez} \cdot \frac{q_{rel}}{100 \cdot R_G \cdot T_{Luft,E}}$$

Formel 3.41: Molare Konzentration von Wasser in Luft [20].

$$D_{AB,diskretisiert}(i) = D_{AB,ref} \cdot \left(\frac{T_{Bezug, Wasserfilm, diskretisiert}(i)}{T_{ref, D_{ab}}} \right)^{1.75} \cdot \left(\frac{p_{ref, D_{ab}}}{p_{stat, Rohrbündel}} \right)$$

Formel 3.42: Diffusionskoeffizient nach einer Druck- und Temperaturkorrelation [5].

$$Sc(i) = \frac{v(i)}{D_{AB,diskretisiert}(i)}$$

Formel 3.43: Schmidt-Zahl mit der kinematischen Viskosität der Luft und des Diffusionskoeffizienten für die Luft-Wasser-Paarung [26].

$$\begin{aligned} Sh_{turb,diskretisiert}(i) &= 0.037 \cdot (Re_{Strömung, außen}^{0.8}) \\ &\cdot Sc(i) / \left(1 + (Re_{Strömung, außen}^{-0.1}) \cdot 2.443 \cdot \left(Sc(i)^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \right) \end{aligned}$$

Formel 3.44: Sherwood-Zahl für turbulente Strömungen [26].

$$f_p(i) = \frac{1.47}{\left(1 + \left(1.67 \cdot \left(\text{Sc}(i)^{\frac{1}{6}}\right)^2\right)\right)^{0.5}}$$

Formel 3.45: Faktor f_p zur Berechnung der Sherwood-Zahl für laminare Strömungen [26].

$$\begin{aligned} Sh_{\text{lam, diskretisiert}}(i) &= 0.8 \cdot \left(Re_{\text{Gasströmung, außen}} \cdot \text{Sc}(i) \right)^{0.1} \\ &+ \frac{f_p(i) \cdot Re_{\text{Gasströmung, außen}} \cdot \text{Sc}(i)}{1 + 1.30 \cdot \left(Re_{\text{Gasströmung, außen}} \cdot \text{Sc}(i) \right)^{0.5}} \end{aligned}$$

Formel 3.46: Sherwood-Zahl für laminare Strömungen [26].

$$L_{\text{Phasengrenze}} = \frac{A_{\text{HEX},a}}{n_{\text{diskret}} \cdot L_{\text{Rohr}}}$$

Formel 3.47: Länge der Phasengrenze eines Intervalls.

$$\beta(i) = \frac{Sh_{\text{diskr}}(i) \cdot D_{AB}(i)}{L_{\text{Phasengrenze}}}$$

Formel 3.48: Diskretisierter Stoffübergangskoeffizient [26].

$$\dot{N}_{\text{AW, diskretisiert}}(i) = \beta(i) \cdot A_{\text{diskr, Element}} \cdot \left(c_{\text{mol, Wasser-auf-Rohr}}(i) - c_{\text{mol, Wasser-in-Luft, E}}(i) \right)$$

Formel 3.49: Stoffstrom des in die Luft diffundierbaren Wassers [26].

$$\dot{m}_{\text{Diffusion, diskret}}(i) = \dot{N}_{\text{AW, diskretisiert}}(i) \cdot M_{\text{H}_2\text{O}}$$

Formel 3.50: Massenstrom des in die Luft diffundierbaren Wassers [20].

$$\dot{m}_{\text{verdunstbar, feuchte-basiert}} = (q_{\text{abs, bez, max}} - q_{\text{abs, Intervalleingang}}) \cdot \dot{M}_{\text{Luft, trocken}}$$

$q_{\text{abs, bez, max}}$: Absolute Feuchtigkeit bei 100% relativer Feuchtigkeit bei der Temperatur am Intervalleingang und dem statischen Druck im Rohrbündel.

Formel 3.51: Wassermassenstrom, den die Luft bis zum Punkt von 100 relativer Feuchtigkeit aufnehmen könnte.

$$\dot{m}_{\text{verdunstbar, Wärme-basiert}} = \frac{\dot{Q}_{\text{FC, diskret}}}{\Delta h_{fg}}$$

Formel 3.52: Definition, dass die Energie der

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{aufgenommen}}(i) &= \min(\dot{m}_{\text{Diffusion, diskret}}, \dot{m}_{\text{verdunstbar, feuchte-basiert}}, \dot{m}_{\text{verdunstbar, Wärme-basiert}}) \end{aligned}$$

Formel 3.53: Tatsächlich verdunsteter Wassermassenstrom.

$$q_{abs}(i+1) = q_{abs}(i) + \frac{\dot{m}_{aufgenommen}(i)}{\dot{m}_{trockene\ Luft}}$$

Formel 3.54: Absolute Feuchtigkeit am Eingang des nächsten Intervalls.

$$T_{\text{Luft, Eingang}}(i+1) = T_{\text{Luft, Eingang}}(i) + \frac{Q_{\text{diskretisiert}}(i) - \dot{m}_{\text{aufgenommen}}(i) \cdot h_{\text{vap, HEX, Druck}}}{\dot{m}_{\text{Luft}} \cdot C_p(i) + C_p(i) \cdot \dot{m}_{\text{aufgenommen}}(i)}$$

Formel 3.55: Temperatur am Eingang des Folge-Intervalls.

3.3.7 Behältersieden mit Kompressor

Behältersieden mit der Verwendung eines Verdichters wird als System mit analytischen Ansätzen dimensioniert. Der Siededruck und die Effektivität der Wärmeabgabe werden als Variationsparameter festgelegt. Basierend auf diesen Variationsparametern und konstanten Parametern über die variierten Parameter wird ein Wärmeübertrager in einem selbstständigen Prozess iterativ für eine Wärmeleistung dimensioniert.

Tabelle 3.15: Wertebereich der variierten Parameter zum Behältersieden mit Verdichter.

Variable Parameter	Abkürzung	X _{min}	X _{max}	n _{diskret}
Siededruck in Pa	p _s	5000	20000	5
Effektivität der Wärmeabgabe beim Sieden	C _{HEX}	0,1	0,7	4

Die untersuchten Siededrucke werden in Tabelle 3.15 gelistet. Die konstanten Parameter für diese Wärmesenke sind in Tabelle 3.16 angegeben. Für den Standardkreislauf wird an den Randbedingungen aus Tabelle 3.2 festgehalten.

Die Wärmeübertrager zum Sieden werden als Rohrbündel ausgeführt. Die Auslegung erfolgt unter der Annahme, dass das siedende Wasser bei der Sättigungstemperatur des eingestellten Drucks vorliegt. Es wird angenommen, dass der Dampf keine Überhitzung erfährt und als gesättigter Dampf in den Verdichter eintritt. Die Berechnungen erfolgen dadurch bei der höchsten Temperatur, welches das Wasser beim Behältersieden annehmen kann.

Den n_{HEX} Rohrbündel-HEX werden jeweils $n_{Ebenen, HEX}$ Ebenen zugeschrieben, auf welchen die sole-führenden Rohre verteilt sind. Das KM wird pro Wärmeübertrager in die Rohre einer einzigen Ebene aufgeteilt. Nach dem Durchströmen der Wärmequelle

wird das KM auf $n_{\text{Rohrreihen,Ebene,ges}}$ verteilt. Dieser Betrag wird mit Formel 3.56 berechnet. Die Rohre der Wärmeübertrager werden mit der gleichen Länge bemessen. Dabei wird nur eine initiale Länge gesetzt. Ein iterativer Prozess wie in Abschnitt 3.3.5 wird eingesetzt, um die HEX-Oberfläche unter Berücksichtigung der Wärmedurchgangszahl auf den Wärmestrom abzustimmen. Die Rohrlänge wird mit Formel 3.57 berechnet. Dabei wird mit der mittleren Temperaturdifferenz aus Formel 3.58 verfahren.

Tabelle 3.16: Konstante Parameter zur Untersuchung des Behältersiedens mit Kompressor.

Konstante Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Anzahl Wärmeübertrager	n_{HEX}	10	-
Anzahl der Ebenen mit Rohrreihen	$n_{\text{Ebenen,HEX}}$	10	-
Rohrinnendurchmesser	d_i	3	mm
Rohraußendurchmesser	d_a	5	mm
HEX-Rohr Geschwindigkeit des KM	$u_{\text{Sole,Hex}}$	3	m/s
KM-Eintrittstemperatur	$T_{\text{Sole,ein}}$	70	°C
Wärmekapazität des HEX-Material	c_{HEX}	837	J/(kg K)
Rauigkeit (siedeseitig)	R_a	10	µm
KM-Bezugsdruck	$p_{\text{Bez,innen}}$	2,5	bar
Dichte des Rohrmaterials	ρ_{Al}	2700	kg/m ³
Rohrgeschwindigkeit des KM im HEX	$u_{\text{Sole,Hex}}$	3	m/s
Rohranordnung	-	fluchtend	-
Umgebungsdruck	p_{atm}	101325	Pa

Der gesamte Massenstrom des Kältemittels wird mit Formel 3.23 ermittelt. Dazu wird die Bezugstemperatur aus Formel 3.22 eingesetzt. Mit Formel 3.58 wird die Austrittstemperatur des Kältemittels für den Fall so berechnet, dass bei der höchsten Temperatur des siedenden Wassers die Effektivität eingehalten wird.

$$n_{\text{Rohrreihen,Ebene,ges}} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{\text{KM,ges}}}{\rho_{\text{Sole,bez}} \cdot \pi \cdot u_{\text{max,KM}} \cdot d_i^2}$$

Formel 3.56: Gesamtanzahl an Rohren pro Ebene auf die das KM verteilt wird.

$$L_{\text{Rohr}} = \frac{\dot{Q}_{\text{BSZ}}}{\Delta T_M \cdot A_{\text{HEX,ges}} \cdot k_{\text{HEX,a}}}$$

Formel 3.57: Berechnung der Länge für die Rohrbündel.

$$\Delta T_{M, \text{Behältersieden}} = \frac{(T_{KM,E} - T_{Wasser,S}) + (T_{KM,A} - T_{Wasser,S})}{2}$$

Formel 3.58: Mittlere Temperaturdifferenz beim Behältersieden.

$$T_{KM,A} = T_{KM,E} - C_{HEX} \cdot (T_{KM,E} - T_{Wasser,S})$$

Formel 3.59: Austrittstemperatur des Kühlmediums.

Die Berechnung des Wärmeübergangs folgt dem in Abschnitt 3.3.4 beschriebenen Vorgehen. Der Wärmeübergangskoeffizient wird für das Blasensieden an der Außenseite der HEX-Rohre ermittelt. Anschließend wird im Rahmen der Dimensionierung des Wärmetauschers überprüft, ob die resultierende Wärmestromdichte die kritische Wärmestromdichte überschreitet, ab der Filmsieden einsetzt.

Für die Berechnung des WÜK auf der Außenseite wird der Ansatz von Gorenflo in [27] angewendet. Dabei wird der WÜK in Bezug zu einem Referenzwert und unter der Beachtung von Fluideigenschaften, Siededruck, Wärmestromdichte und Heizwandeigenschaften mit Formel 3.60 ermittelt.

Für die kritische Wärmestromdichte beim Behältersieden werden in [27] von Gorenflo mehrere Korrelationen präsentiert. Diese werden in Formel 3.61 und Formel 3.62 wiedergegeben. In Abbildung 3.11 werden die kritischen Wärmestromdichten dieser Korrelationen in doppelt-logarithmischer Darstellung präsentiert. Für den Bereich von 0,05 bis 0,2 bar zeigt sich dabei, dass die Verwendung der Korrelation aus Formel 3.62 mit $A_4=0,13$ die geringsten kritischen Wärmestromdichten aufweist. Für eine möglichst hohe Sicherheit bei der Angabe der Siedeform wird auf diese Korrelation zurückgegriffen. Die resultierende Wärmedurchgangszahl wird nach Formel 3.63 berechnet.

$$\frac{\alpha}{\alpha_{0,\text{ref}}} = F_{f,0} \cdot F_{p^*} \cdot F_q \cdot F_W$$

Formel 3.60: Verhältnis des WÜK außen zum Referenz-WÜK [27].

$$q_{crit} = A_3 \cdot \Delta h_{fg} \cdot ((\rho_f - \rho_g) \cdot \rho_g)^{0,5} \left(\frac{(g \cdot \sigma)}{\rho_l} \right)^{0,25} \cdot Pr^{-0,245}$$

mit $A_3=0,144$

Formel 3.61: Korrelation von Noyes [27].

$$q_{crit} = A_4 \cdot \Delta h_{fg} \cdot \rho_g^{0,5} \left(g \cdot \sigma \cdot (\rho_f - \rho_g) \right)^{0,25}$$

Mit $A_4 = 0,13 \dots 0,16$

Formel 3.62: Empfohlene Korrelation zur kritischen Wärmestromdichte für Wasser nach [27].

$$k_{a,Rohr} = \frac{1}{\left(\frac{r_a}{r_i \alpha_{innen}} + \frac{r_a}{\lambda_{Rohrmaterial}} \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_{außen}} \right)}$$

Formel 3.63: Wärmedurchgangszahl eines Zylinderförmigen Rohres bezogen auf die Außenfläche [5].

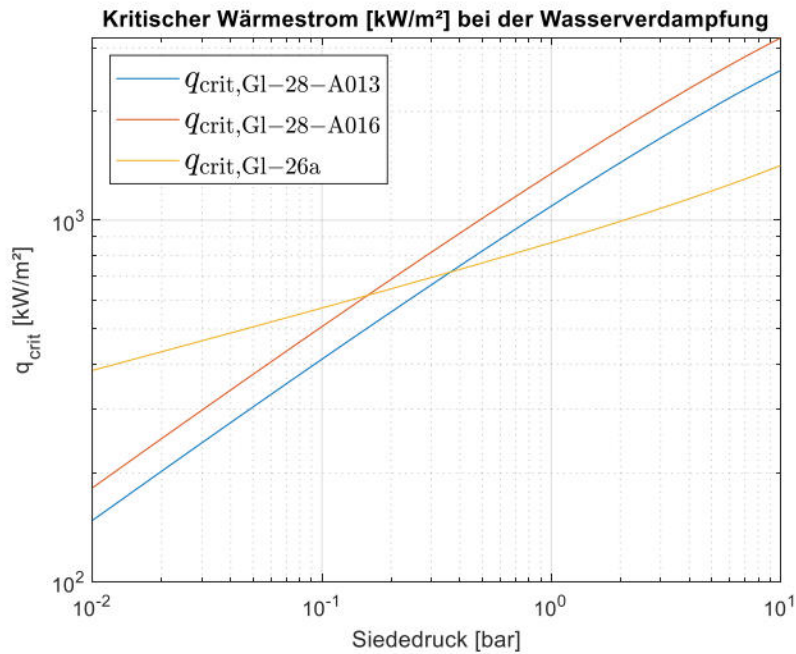


Abbildung 3.11: Kritische Wärmestromdichte verschiedener Korrelationen. Dabei sind A013 und A016 die Wärmestromdichten gemäß Formel 3.62 mit $A=0,13$ bzw. $0,16$. 26a kennzeichnet die kritische Wärmestromdichte nach Formel 3.61.

Nach der iterativen Anpassung der Rohrlänge auf der vorliegenden Wärmestrom wird der Druckverlust und die Verlustleistung in den Rohren des HEX und im Rohr des Standardkreislauf mit Formel 3.9 bis Formel 3.13 ausgewertet. Die Leistung des Verdichters zur Abführung des erzeugten Dampfes wird als isentroper Prozess mit Formel 3.64 berechnet.

$$P_{Verdichter,isentrop} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \dot{m} \cdot R \cdot T_s \left(\left(\frac{p_{atm}}{p_s} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$

Formel 3.64: Verdichterleistung bei isentroper Kompression [20].

$$m_{ges} = m_{Std,KL,ges} + m_{Material,Rohrbündel} + m_{Fluid,Rohrbündel}$$

Formel 3.65: Massenbilanz zum Behältersieden mit Kompressor ohne Maschinerie und Sole-Luft-HEX

Für dieses System wird die Gesamtmasse mit Formel 3.65 formuliert. Die Masse von Fluid und Rohrmaterial werden mit Formel 3.5 bis Formel 3.7 errechnet. Die Eigenschaften des KM werden mit dem gesetzten Bezugsdruck auf der Rohrrinnenseite und der ermittelten Bezugstemperatur aufgerufen.

3.3.8 Behältersieden mit Ausweichtank

Für das Behältersieden wird eine analytische Untersuchung der Raumentwicklung und ein Simulationsmodell vorgestellt. Dadurch wird ermittelt, welcher Druck im Ausweichtank relativ zum Siedebehälter erzielt werden kann. Das Ziel ist die Überprüfung, wie hoch der Platzbedarf für diese Wärmesenke ist.

Bei Verwenden eines Ausweichtanks soll Dampf abgeführt werden, indem er vom Siedetank kontrolliert in einen Ausweichtank strömt. Es wird untersucht, welches Volumen ein Ausweichtank haben muss, um Dampf in diesen abzulassen. Ein Parameter für die Berechnung ist der Prozentsatz, wie viel Druck der Ausweichtank im Vergleich zum Siedetankdruck annehmen kann. Der maximale Dampfmassenstrom wird durch Formel 3.66 bestimmt.

$$\dot{m}_{Dampf,max} = \frac{\dot{Q}_{FC}}{h_{fg}(p_S)}$$

Formel 3.66: Berechnung der maximale Dampferzeugung durch die Brennstoffzellenabwärme und die Verdampfungsenthalpie in Abhängigkeit des Siededrucks

$$t_{Dampfdruckausgleich} = \frac{1}{\dot{m}_{Dampf,max} \cdot R_{H2O} \cdot T_{Dampf}} \cdot V_{Ausweichtank} \cdot (p_{max} - p_{Ausweichtank,start})$$

Formel 3.67: Mögliche Betriebszeit eines Ausweichtanks zum Dampfabblass.

Für einen Vektor mit Beispieldruckvolumina des Ausweichtanks wird für den maximalen Dampfmassenstrom in Formel 3.67 berechnet. Formel 3.67 wird ist eine Umschreibung der idealen Gasgleichung aus [20] um den Massenzustrom im Ausweichtank zeitlich aufzulösen.

3.3.9 Strömungssieden

Strömungssieden wird unter Berücksichtigung von Simulationsergebnissen untersucht. Der Siededruck ist der einzige variierte Parameter. Tabelle 3.18 enthält die Grenzwerte und die Anzahl an Siededrücken, die eingestellt wurden. Aus jeder Simulation werden die in Tabelle 3.17 genannten Werte in der analytischen Nachrechnung verwendet. Ziel ist die Berechnung der Masse von des Standardkreislaufts in Kombination mit einem Wärmetauscher zum Umsetzen des Strömungssiedens.

Tabelle 3.17: Übernommene Ergebnisse der Kreislaufsimulation.

Parameter	Abkürzung	Einheit
Massenstrom KM	$\dot{m}_{KM}$	kg/s
Vorlauftemperatur KM	$T_{KM,E}$	K
Rücklauftemperatur KM	$T_{KM,A}$	K
Eintrittstemperatur Wasser	$T_{Wasser,E}$	K
Austrittstemperatur Wasser	$T_{Wasser,A}$	K

Tabelle 3.18: Parametervariation beim Strömungssieden.

Variable Parameter	Abkürzung	X_{min}	X_{max}	$n_{diskret}$
Siededruck in Pa	p_s	5000	20000	7

Die Masse des Standardkreislaufts wird nach dem Vorgehen in Abschnitt 3.3.1 berechnet. Das Wasser aus der Kältemittelseite wird als gesättigte Flüssigkeit mit der Bezugstemperatur nach Formel 3.22 betrachtet. Die Vor- und Rücklauftemperatur des KM werden als Ein- und Austrittstemperatur angesetzt.

Die Masse des Wärmeübertragers zum Strömungssieden wird gestützt auf Literaturwerte und Katalogangaben für einen Idealfall beim Wärmeübergang berechnet. Die Wärmedurchgangszahl k wird nach [28] von Roetzel und Stang für Platten-HEX für alle Ergebnisreihen auf den gleichen Wert gesetzt. Dieser beträgt $4000 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ und ist für Flüssigkeit an Flüssigkeit-Fälle ein überschlägiger Wert für Profilplattenwärmeübertrager. Mit Formel 3.68 und Formel 3.69 wird die notwendige Wärmeübertragerfläche zum Strömungssieden berechnet.

Die gefundenen Werte werden ausgewertet, um die notwendige Anzahl an Wärmeübertragern einer Bauart zu bestimmen. Dabei wird der Wärmeübertrager CB210AQ gemäß den Angaben in [29] als Verdampfer eingesetzt. Die Auswertung

verwendet die gesamte Plattenfläche ohne Nutzung eines Wirkungsgrads für die Flächennutzung.

Die Breite jeder Platte beträgt 324 mm, die Höhe 597 mm [29]. Jeder Wärmeübertrager wird mit 350 Einzelplatten bestückt [29]. Die notwendige Anzahl an Wärmeübertragern wird mithilfe von Formel 3.70 berechnet, wobei eine Aufrundungsfunktion sicherstellt, dass das Ergebnis eine natürliche Zahl ist. Die Gesamtmasse der Wärmeübertrager wird mit Formel 3.71 bestimmt. Die berechnete Masse eines einzelnen Wärmeübertragers enthält jedoch nicht die Masse der Anschlüsse. Die Gesamtmasse dieses Kühlsystems wird mit Formel 3.72 berechnet.

$$\Delta T_{\log} = \frac{(T_{KM,A} - T_{Wasser,E}) - (T_{KM,E} - T_{Wasser,A})}{\log \left(\frac{T_{KM,A} - T_{Wasser,E}}{T_{KM,E} - T_{Wasser,A}} \right)}$$

Formel 3.68: Logarithmische Temperaturdifferenz beim Gegenstrom-Wärmeübergang [5].

$$A_{HEX} = \frac{\dot{Q}_{FC}}{\Delta T_{\log} \cdot k}$$

Formel 3.69: Berechnung der notwendigen Wärmeübertragerfläche zur Leitung des Wärmestroms der Brennstoffzellen [5].

$$n_{HEX} = \text{ceil} \left(\frac{A_{HEX}}{b_{Platte} \cdot h_{Platte} \cdot n_{HEX-Platten}} \right)$$

Formel 3.70: Anzahl an Wärmeübertragern zur Verdampfung.

$$m_{HEX,ges} = n_{HEX} \cdot (12 + 0,61 \cdot n_{HEX-Platten})$$

Formel 3.71: Masse der Wärmeübertrager zur Verdampfung.

$$m_{ges} = m_{HEX,ges} + m_{Std-KL,ges}$$

Formel 3.72: Gesamtmasse des Kühlsystems mit Strömungssieden.

3.3.10 Thermochemische Wärmesenken

Thermochemische Wärmesenken werden auf Simulationsdaten gestützt weiter berechnet. Es wird überprüft, welche Masse durch die Sorptionsanlagen entsteht und wie schwer der Standardkreislauf zum Wärmetransport ist. Zur analytischen Auswertung werden aus der Simulation die Massenströme der Sole übernommen, die am Ende der Simulationszeit im Standardkreislauf auftreten. Es werden zusätzlich die Vor- und Rücklauftemperaturen des Sorptionsreaktors notiert. Der Druckverlust und

der Leistungsbedarf für Pumpen zur Beheizung des Sorptionsreaktors wird nicht behandelt.

Die Masse des Standardkreislaufs wird gemäß dem Vorgehen in Abschnitt 3.3.1 berechnet. Das Wasser auf der KM-Seite wird als gesättigte Flüssigkeit mit der Bezugstemperatur aus Formel 3.22 betrachtet. Die Vor- und Rücklauftemperaturen der Sole entsprechen dabei der Ein- und Austrittstemperatur.

Die Masse der Sorptionsreaktanten wird mit einem festen Wert von 2500 kg behandelt. Um die Masse der Anlagen berücksichtigen wird auf die Massenaufschlagsfaktoren aus Tabelle 2.6 zurückgegriffen. Mit diesen wird ein optimaler und ein konservativer Schätzwert in Formel 3.73 und Formel 3.74 formuliert.

Die möglichen Betriebszeiten werden durch Formel 3.75 mit der Speicherdichte von den Reaktanten berechnet.

$$m_{ges,opt} = m_{Std,KL,ges} + m_{reaktanten} \cdot (1 + f_{Aufschlag,TCA})$$

$$\text{mit } f_{Aufschlag,TCA} = 0,275$$

Formel 3.73: Unterer Schätzwert für ein System mit Standardkreislauf und Sorptionsanlage.

$$m_{ges,kons} = m_{Std,KL,ges} + m_{reaktanten} \cdot (1 + f_{Aufschlag,Modestore})$$

$$\text{mit } f_{Aufschlag,Modestore} = 0,652$$

Formel 3.74: Oberer Schätzwert für ein System mit Standardkreislauf und Sorptionsanlage.

$$t_{Betrieb,Sorption} = \frac{\dot{Q}_{FC}}{\Delta h_{Reaktion}}$$

Formel 3.75: Betriebszeit einer Sorptionsanlage in Abhängigkeit der energetischen Speicherdichte der Reaktanten.

3.3.11 Kühlkanalkoppelung

Die Untersuchung der Kühlkanalkoppelung wird gestützt auf einen Simulationsversuch ausgewertet. Das Berechnungsziel ist das Mindestgewicht eines Standardkreislaufs und die Massenentwicklung über die Betriebszeit der Kühlkanalkoppelung.

Aus der Simulation werden die Tanktemperatur des Kühlwassers sowie der Massenstrom übernommen, der sich bei der Kühlung mit kaltem Wasser einstellt.

Für den Massenstrom des KM nach der Kühlung mit dem Kaltwassertank wird ein Ersatzwert von 250 kg/s veranschlagt. Dieser Wert wird verwendet, da die genauen Bedingungen zu einem späteren Zeitpunkt noch in Abhängigkeit von der Betriebsdauer der Kühlung mit einmalig erhitztem Wasser untersucht werden. Zudem wird angenommen, dass der resultierende Wasser-Massenstrom zu jedem Zeitpunkt geringer ist als der des KM. Der Ersatzwert dient als Referenz für die Auslegung des Standardkreislaufs.

Der Bezugszustand des Wassers für die Auslegung des Standardkreislaufs wird als gesättigte Flüssigkeit bei einer Temperatur von 20°C definiert.

Die Masse zur Kühlkanalkoppelung wird zeitlich aufgelöst über die Formel 3.76 berechnet.

$$m_{ges,Kanalkoppelung} = m_{Std-KL,ges} + t_{Betrieb} \cdot \dot{m}_{Kühlwasser}$$

Formel 3.76: Massenentwicklung bei Kühlkanalkoppelung.

3.4 Simulationsaufbau und Parametrisierung

Im vierten Abschnitt der Methodik wird die Entwicklung und Umsetzung der Kreislaufmodellsimulationen zur Analyse der Kühlsysteme beschrieben. Die Modelle werden in *OpenModelica* erstellt, wobei die Stoffströme mithilfe von Komponenten der *ThermofluidStream*-Bibliothek abgebildet werden. Es wird dargestellt, wie verschiedene Kühlsystem-Schemata modelliert und geregelt werden können.

Dazu wird erläutert, welche Systemkomponenten durch spezifische Simulationskomponenten repräsentiert werden und welche Regelungselemente für die Steuerung der Modelle eingesetzt werden. Besondere Aufmerksamkeit gilt der Sollwert-Vorgabe, der Auswahl der Regler-Typen sowie den eingesetzten Messgrößen zur Regelung.

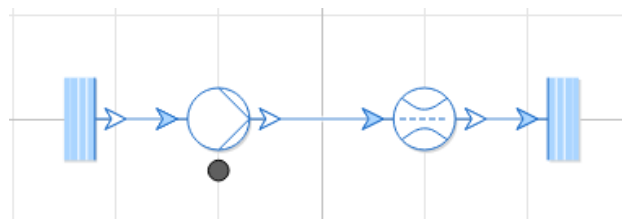
Zur besseren Übersicht werden die Simulationsmodelle in den Abbildungen dieses Abschnitts ohne Mess- und Regelungskomponenten dargestellt. Mechanische Komponenten werden in der Simulation durch isentrope Prozesse beschrieben.

Die vollständigen Modelle sind im Anhang dokumentiert und enthalten alle relevanten Parametrisierungen sowie die vollständige Modellstruktur.

Für verschiedene Schema-Simulationsmodelle werden pro Regelgröße teilweise zwei Regler eingesetzt, die in der angegebenen Reihenfolge aktiviert werden. Diese Konfiguration wird aufgrund von Initialisierungsproblemen der Simulationssoftware verwendet. In diesem Regelungsschema wird der erste Regler direkt durch die Regelgröße gesteuert, während der zweite Regler eine Regeldifferenz verarbeitet, die aus dem Ausgangssignal des ersten Reglers und dem gemessenen Massenstrom an der entsprechenden Messstelle gebildet wird.

3.4.1 Flüssig-gepumpte Kreisläufe

Das erste Simulationsmodell stellt einen einphasig gepumpten Kreislauf in Form eines Sink-Source-Ersatzmodells dar. Es dient der Ermittlung der erforderlichen Pumpenleistung zur Förderung eines flüssigen Wasser-Massenstroms über eine definierte Rohrlänge des Standardkreislaufs. Abbildung 3.12 zeigt die Umsetzung in der OpenModelica-Software. Die Syntax des Modells ist im Anhang auf Seite 129 dargestellt.



■ Solestrom

Abbildung 3.12: Simulationsmodell von flüssig gepumpten Stofftransport als Sink-Source-Ausführung.

Die Modellstruktur umfasst eine Kreislaufpumpe zur Erzeugung des Massenstroms, eine Widerstandskomponente zur Abbildung der Druckverluste in den Rohrleitungen sowie eine Quelle und Senke zur Definition der Randbedingungen. Die Zuordnung der Kreislaufkomponenten zu den eingesetzten Simulationsbausteinen ist in Tabelle 3.19 dargestellt.

Tabelle 3.19: Komponentenübersetzung in OpenModelica-Blöcke für flüssig gepumpte Kreisläufe.

Kreislaufkomponente	Modelica-Komponente	Anzahl
Kreislaufpumpe	pump	1
Kreislaufrohre	FlowResistance	1
KM-Quelle	source	1
KM-Senke	sink	1

Die Regelung des Modells erfolgt durch eine Stellgrößenvorgabe an die Kreislaufpumpe. Diese wird über einen PI-Regler gesteuert, wobei der Sollwert durch eine Rampenfunktion vorgegeben wird. Die spezifische Konfiguration der Regelung ist in Tabelle 3.20 zusammengefasst.

Tabelle 3.20: Regelungskonfiguration für den flüssig-gepumpten-Wärmetransport.

Regelgröße	Stellsignalvergabe	Regler	Sollwert-Quelle
$\dot{m}_{\text{Wasser}}$	Kreislaufpumpe	PI	Ramp

3.4.2 2P-MPL-Systeme

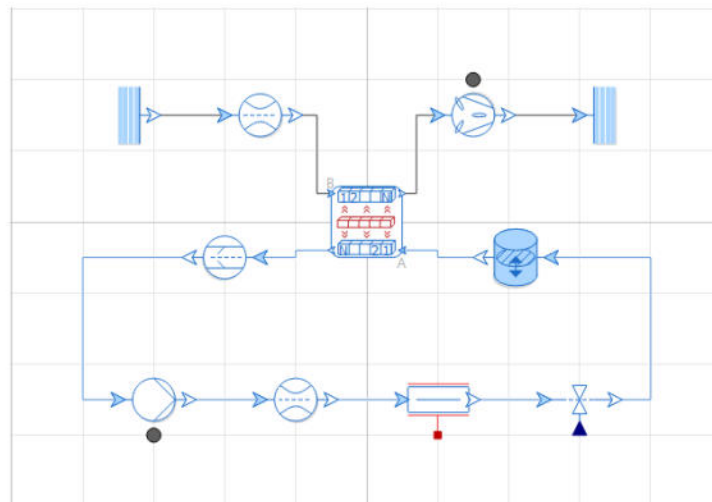
Der Stoffstrom des zirkulierenden Kältemittels bei einem zwei-phasig-gepumpten Kreislauf wird in Abbildung 3.13 dargestellt. Dabei wird in einem Kreislauf ein Wärmeträgerfluid zirkuliert und durchläuft dabei eine Wärmequelle und Senke. In Abbildung 3.13 wird die Wärmequelle nicht weiter definiert. Die Wärmesenke wird durch eine aktive Luftkühlung abgebildet. Beide Seiten werden nicht genauer betrachtet. In der Wärmequelle wird die teilweise Verdampfung und durch aktive Luftkühlung die Kondensation bewirkt. Die Syntax des Modells ist im Anhang auf Seite 131 dargestellt.

Tabelle 3.21: Komponentenübersetzung für zweiphasig-gepumpte Kreisläufe.

Kreislaufkomponente	Modelica-Komponente	Anzahl
FC-Kühlkanäle	thermalConvectionPipe	1
Luft-Wärmesenke	discretizedCounterFlowHEX	1
Reservoirtank	Reservoir	1
Kreislaufrohre	FlowResistance	1
Rückschlagventil	CheckValve	1
Drossel	TanValve	1

Die eingesetzten Bibliotheks-Komponenten werden in angegeben. Die Regelungskonfiguration wird in Tabelle 3.22 wiedergegeben. Die Temperatur des Kältemittels wird dabei über zwei Regler eingestellt. Die Zuordnung der

Kreislaufkomponenten, wie sie in Abbildung 3.13 gezeigt sind, entspricht den Schema-Komponenten, die in Tabelle 3.21 zusammengefasst sind.



- 2P-MPL-Solekreislauf
- Beliebige Wärmesenke

Abbildung 3.13: Simulationsmodell der 2P-MPL-Technologie.

Tabelle 3.22: Regelungskonfiguration für zweiphasig-gepumpte Kreisläufe.

Regelgröße	Stellsignalvergabe	Regler	Sollwert-Quelle
$T_{KM,FC,A}$	Kreislaufpumpe	LimPID,PI	Constant
$\dot{m}_{Luft}$	Gebälse	PID	Constant

3.4.3 Aktive Luftkühlung

Das Simulationsmodell der aktiv luftgekühlten Kreisläufe wird in Abbildung 3.14 dargestellt. Damit werden Wärmequelle und Senke, sowie der Strömungswiderstand im Rohr abgebildet. Ein Kreislaufreservoir wird ebenfalls als Teil des Modells eingesetzt. Durch die Vorgabe von Reservoir-Parametern kann der Standardkreislauf vollständig abgebildet werden. Die Syntax des Modells ist im Anhang auf Seite 134 dargestellt.

3.4.4 Behältersieden mit Ausweichtanks

Die Verwendung von Behältersieden und einem damit verbundenen Kältekreislauf kann mit dem Modellaufbau aus der folgenden Abbildung 3.15 dargestellt werden. Bei diesem Modell können der Siede- und Ausweichtank parametrisiert werden, um die Druckentwicklung bei gegebenen Volumina und Druckvorgaben zu untersuchen. Die Wärme dazu wird von einem Wärmeträgerfluid über ein Konvektions-Element an den Siedetank weitergegeben. Durch ein thermisches Element kann direkt ein Wärmestrom in den Kreislauf abgegeben werden.

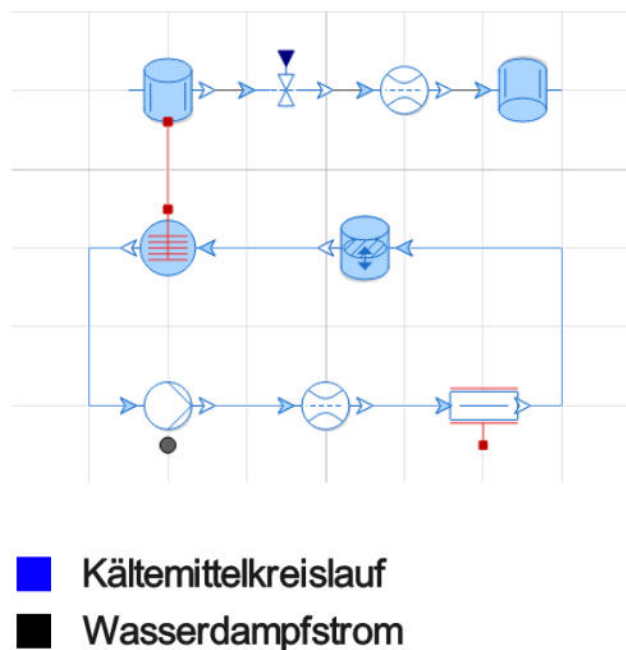


Abbildung 3.15: Kreislaufmodell des Behältersiedens mit Ausweichtank.

In diesem Schema werden die Kreislaufpumpe und das Ventil zwischen Siede- und Ausweichbehälter geregelt. Die Regelgröße im Kreislauf ist die Temperatur des Kältemittels. Die Regelgröße für den Siededruck ist der Druck vor dem Expansionsventil. Die Regelungskomponenten dieses Systems werden in Tabelle 3.25 ausgeführt.

Tabelle 3.25: Regelungskonfiguration für Behältersimulationen.

Regelgröße	Stellsignalvergabe	Regler	Sollwert-Quelle
$T_{KM,BS,A}$	Kreislaufpumpe	LimPID,PI	Constant
$p_{S-BH,A}$	Ausgleichsventil	LimPID	Ramp

Das Schema in Abbildung 3.15 wird mit der Liste an Komponenten gemäß Tabelle 3.26 aufgebaut. Die Modellierung von Siede- und Ausweichtank erfolgt mit dem gleichen Bibliotheks-Block. Durch diesen wird die Vorgabe von Druckbestimmungen in einem geschlossenen Volumen und die Zugabe von Wärme ermöglicht. Im Anhang auf Seite 137 werden die Verbindungen im Simulationsmodell dargestellt.

Tabelle 3.26: Komponentenübersetzung für Behältersiedesimulationen.

Kreislaufkomponente	Modelica-Komponente	Anzahl
Kreislaufpumpe	pump	1
FC-Kühlkanäle	thermalConvectionPipe	1
KM-Siede-HEX	conductionElement	1
Kreislaufreservoir	Reservoir	1
Kreislaufrohr	FlowResistance	1
Behälterverbindung	FlowResistance	1
Ausgleichsventil	TanValve	1
Siedetank	VolumeFlex	1
Ausweichtank	VolumeFlex	1

Bei der Vorgabe eines Mediums im Ausweichtank besteht eine Beschränkung auf das Medium, welches verdampft wird, da das Mischen von verschiedenen Stoffen in der Simulationssoftware nicht möglich ist.

3.4.5 Strömungssieden

Das Strömungssieden von Wasser wird in der Simulation basierend auf dem in Abbildung 3.16 dargestellten Modell untersucht. Dieses Modell umfasst einen geschlossenen Kreislauf sowie ein Quelle-Senke-System, zwischen denen ein Wärmeaustausch erfolgt. Die Grenzkomponenten des Quelle-Senke-Systems legen die Ein- und Ausgangszustände des Wassers fest.

Tabelle 3.27: Regelungskonfiguration für Strömungssiede-Simulationen.

Regelgröße	Stellsignalvergabe	Regler	Sollwert-Quelle
$T_{KM,FC,A}$	Kreislaufpumpe	LimPID,PI	Constant
$\dot{m}_{Wasser}$	Verdichter	LimPID	Ramp
$\dot{m}_{KM}$	Wasserpumpe	LimPID	Ramp
$p_{Ventil,A}$	Expansionsventil	Limiter	TimeTable

Der Kältemittelkreislauf wird entsprechend der spezifischen Randbedingungen für einen Standardkreislauf aus Rohrvolumen, Kreislaufreservoir und Pumpe definiert. Die

Modellumsetzung in OpenModelica erfolgt durch die Abbildung der physikalischen Komponenten auf die in Tabelle 3.28 aufgeführten Simulationsblöcke. Die Konfiguration der Regelungssysteme basiert auf den Parametern in Tabelle 3.27.

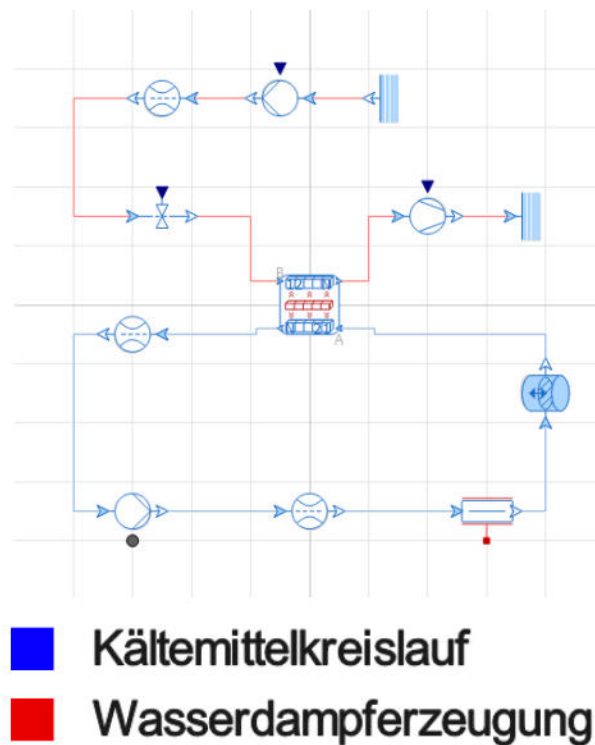


Abbildung 3.16: Kreislaufmodell des Strömungssiedens.

Tabelle 3.28: Komponentenübersetzung für Strömungssiede-Simulationen.

Kreislaufkomponente	Modelica-Komponente	Anzahl
Dampf-Verdichter	Compressor	1
Kreislaufpumpe	pump	1
Siede-Wasserpumpe	pump	1
FC-Kühlkanäle	thermalConvectionPipe	1
KM-Siede-HEX	discretizedCounterFlowHEX_FR	1
Kreislaufreservoir	Reservoir	1
Kreislaufrohr	FlowResistance	2
Siedewasserrohr	FlowResistance	1
Wasserzufuhr	Source	1
Wasserdampfauslass	Sink	1
Expansionsventil	TanValve	1

Tabelle 3.30: Regelungskonfiguration für Sorptionsgekühlte Kreislafsimulationen.

Regelgröße	Stellsignalvergabe	Regler	Sollwert-Quelle
$T_{KM,FC,A}$	Kreislaufpumpe	LimPID,PI	Constant

3.4.7 Kühlkanalkoppelung

Zur Simulation der Nutzung zweier Kühlmedien in denselben Kühlkanälen wird das in Abbildung 3.18 dargestellte Modell verwendet. Der Aufbau umfasst einen Kreislauf, der mit den Parametern eines Standardkreislaufs parametrisiert wird, sowie zusätzliche Komponenten zur Zu- und Abfuhr eines weiteren Kältemittels. Die vollständige Liste der Modellkomponenten ist in Tabelle 3.31 aufgeführt.

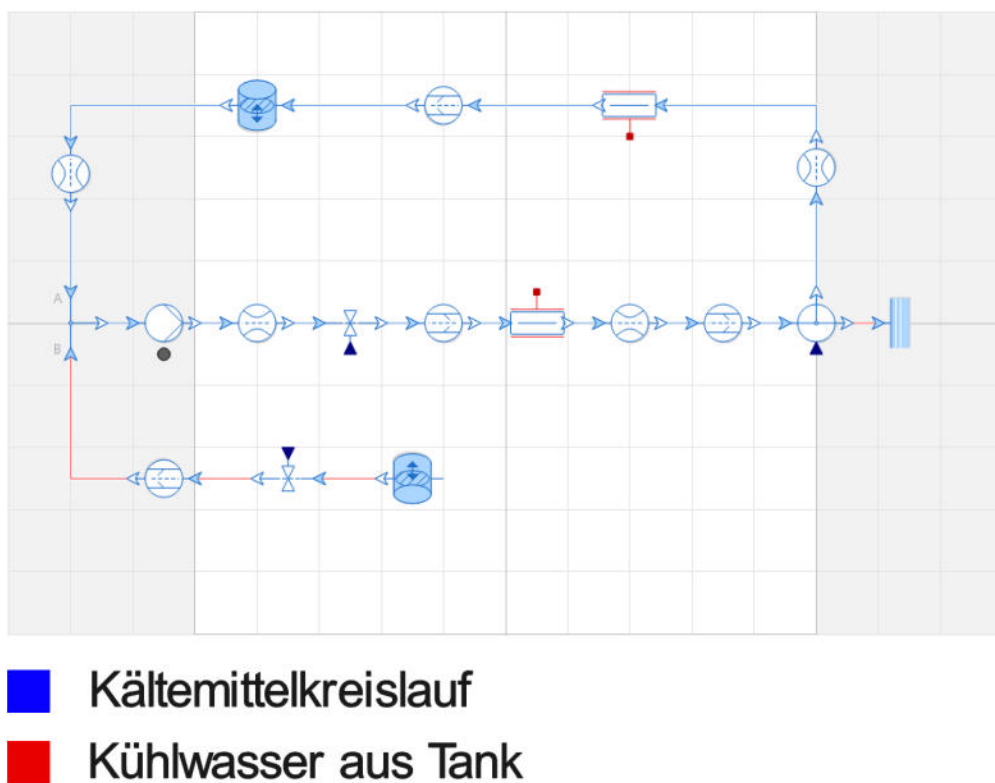


Abbildung 3.18: Simulationsmodell zur Kühlkanalkoppelung.

Die Zu- und Abfuhrkomponenten umschließen die Simulationsblöcke, in denen die Wärmeabgabe der Brennstoffzellen an das Kühlsystem erfolgt. Vor den Kühlkanälen der Brennstoffzellen wird ein Kanalkoppelglied eingesetzt. Im Koppelglied können die Zuströme zusammenfließen. Der Zufluss aus dem Kaltwassertank wird durch ein Ventil geregelt, während ein weiteres Ventil den Stoffstrom entweder in den Kreislauf

zurückführt oder an eine externe Stoffsenke ableitet. Die Ventilsteuerung ermöglicht einen Betrieb in zwei Modi. Entweder wird das Kühlmedium aus dem Kaltwassertank entnommen und anschließend an die Senke abgeführt, oder es zirkuliert im Kreislauf. Die Regelung des Systems erfolgt mit der Konfiguration in Tabelle 3.32.

Tabelle 3.31: Komponentenumsetzung der Simulation zur Kühlkanalkoppelung.

Kreislaufkomponente	Modelica-Komponente	Anzahl
FC-Kühlkanäle	thermalConvectionPipe	1
Luft-Wärmesenke	thermalConvectionPipe	1
Kaltwassertank	Reservoir	1
Kreislaufpumpe	pump	1
Rückschlagventile	CheckValve	3
Kanalkoppelglied	JunctionT1	1
Kanalauftrennung	Switch	1
Kreislaufrohre	FlowResistance	4
Kaltwasserventil	TanValve	1
Kreislaufventil	TanValve	1

Tabelle 3.32: Regelungskonfiguration für Simulationsmodelle zur Kühlkanalkoppelung.

Regelgröße	Stellsignalvergabe	Regler	Sollwert-Quelle
$T_{KM,FC,A}$	Kreislaufpumpe	LimPID,PI	Constant
$p_{S,FC,A}$	Ausgleichsventil	LimPID	Ramp

3.5 Methodik zur Systemskalierung

In diesem Abschnitt werden die Rechnungsschritte vorgestellt, mit denen der Energiebedarf der Kühlsysteme und die Betriebszeit berücksichtigt werden. Im ersten Schritt wird der Wirkungsgrad der Brennstoffzellen näher beachtet und die Systeme so skaliert, dass die Brennstoffzellen an Bord des Flugzeugs autark die Energieversorgung für ihr Kühlsystem gewährleisten können.

Für Startsysteme, die zunächst nicht die Umgebungsluft als Wärmesenke nutzen, wird die Anforderung gestellt, dass sie nach einer bestimmten Betriebszeit auf eine passive Luftkühlung umschalten, um den Antrieb zu kühlen. In diesem Fall wird vorausgesetzt, dass ein Wärmeübertrager zur Umgebungsluft eingesetzt wird. Ziel ist die

Untersuchung, wie groß der Wärmeübertrager sein muss, um den Wärmestrom während des Übergangs zur passiven Luftkühlung ausreichend abzuführen.

3.5.1 Einbezug des Energiebedarfs von Kühlsystemen

Verschiedene Maschinen innerhalb des Kühlmechanismus, wie Pumpen, Verdichter und Gebläse, benötigen zur Aufrechterhaltung des Kühlsystems eine bestimmte Leistung. Diese Leistung wird von den Brennstoffzellen bereitgestellt, die somit für die Energieerzeugung an Bord verantwortlich sind. Auf diese Weise wird gewährleistet, dass das Antriebssystem vollständig autark arbeitet. Der Leistungsbezug führt dabei zur Entstehung von Prozesswärme. Dieser Zusammenhang wird durch den thermischen Wirkungsgrad in Formel 3.77 sowie die Beziehung zwischen Brennstoffeinsatz, Wärme- und Leistungsbildung in Formel 3.78 beschrieben.

$$\eta_{th} = \frac{P}{\dot{H}_u}$$

Formel 3.77: Definition des thermischen Wirkungsgrads einer Maschine.

$$\dot{Q}_{Ab} = \dot{H}_u - P$$

Formel 3.78: Berechnung des Wärmestroms durch den Heizwertstrom und die Maschinenleistung.

Um die Wärmebildung direkt aus der Leistung und des thermischen Wirkungsgrads zu berechnen, wird Formel 3.77 auf den Brennstoffeinsatz aufgelöst und in Formel 3.78 eingesetzt. Die Wärmebildung durch den Leistungsbezug von Kühlsystemen wird mit dem Zusammenhang aus Formel 3.79 berechnet.

$$\dot{Q}_{Ad} = \left(\frac{1}{\eta_{th}} - 1 \right) \cdot P$$

Formel 3.79: Wärmebildung in Abhängigkeit von gewonnener Leistung und des thermischen Wirkungsgrads.

$$Q_{gesamt,neu}(i) = Q_{FC} + Q_{ad,Kühlsystem}(i)$$

Formel 3.80: Wärmebildung in Abhängigkeit der Maschinenleistung und des thermischen Wirkungsgrads.

$$P_{neu}(i) = \frac{\dot{Q}_{gesamt,neu}(i)}{\dot{Q}_{FC,nenn}} \cdot P_{nenn}$$

Formel 3.81: Neue Maschinenleistung im Kühlsystem basierend auf der Abwärme zur Energieerzeugung.

In Verbindung mit dem ursprünglich vorgesehenen Wärmestrom, den das Kühlsystem bewältigen sollte, ergibt sich ein neuer Gesamtwärmestrom. Dieser wird für jeden Iterationsschritt gemäß Formel 3.80 berechnet. Es wird angenommen, dass das Verhältnis zwischen Leistungsbedarf und Abwärmestrom konstant bleibt. Daraus ergibt sich eine neue Maschinenleistung, die anhand des Verhältnisses zwischen der ursprünglichen Nennabwärme und der neuen Gesamtabwärme ermittelt wird. Diese Berechnung erfolgt unter Verwendung von Formel 3.81. Die vollständige MATLAB-Funktion für diesen Unterabschnitt ist in im Anhang auf Seite 127 dokumentiert.

Pseudo-Code 3: Iteratives Verfahren zur Skalierung von Brennstoffzellenabwärme und Energiebedarf für Kühlsysteme.

Annahmen:

```
Setze Toleranz // Konvergenzkriterium
Setze Maximal erlaubte Iterationsanzahl // Maximale Anzahl an Iterationen
Setze Iterationszähler gleich Null // Initialisierung der Iterationen
```

Schleife starten:

```
Wiederhole solange (true):
    Iteration um 1 erhöhen
```

```
// 1. Berechnung Abwärme Maschinenleistung
Berechne die zusätzliche Abwärme durch Maschinenleistung
```

```
// 2. Berechnung der gesamten Abwärme des aktuellen Iterationsschritts
Berechne Gesamtabwärme
```

```
// 3. Berechnung des neuen Maschinenaufwands in der Abwärmebehandlung
Berechne die neue Maschinenleistung
```

```
// 4. Überprüfung, ob die Änderung der Maschinenleistung kleiner als
das festgelegte Toleranzkriterium ist
```

```
Wenn der Unterschied zwischen der alten und der neuen
Maschinenleistung kleiner als die Toleranz:
    Beende die Schleife (Konvergenz erreicht)
```

```
// 5. Setze die neue Maschinenleistung für die nächste Iteration
Setze P_Maschinen auf den neuen Wert (P_Maschinen_neu)
```

```
// 6. Überprüfung der maximalen Iterationen
```


Wenn die Anzahl der Iterationen größer oder gleich der maximalen Anzahl an Iterationen (max_iter):
Beende die Schleife

$$Toleranz > \frac{x_{neu} - x_{alt}}{x_{alt}}$$

Formel 3.82: Definition des Toleranzkriteriums zum Abbruch der Skalierungsschleife in Pseudo-Code 3. Für die Systemskalierung ist x der Leistungsbedarf eines Kühlsystems.

Der Abbruch der Schleife durch Toleranz wird notiert, wenn das Verhältnis auf Formel 3.82 wahr wird. Für diesen Abgleich beträgt der Wert der Toleranz 10^{-6} und maximal 1000 Iterationen sind zulässig.

$$m_{Maschine} = p_{Maschinen,kat} \cdot P_{Abgabe}$$

Formel 3.83: Berechnung der Masse einer Maschine oder Energiequelle basierend auf ihrer Abgabeleistung und dem Leistungsgewicht der Maschinenkategorie.

Tabelle 3.33: Leistungsgewicht von Maschinen und der Energiequelle des Kühlsystems

Parameter	Betrag	Einheit
p _{Pumpe}	15	kg/kW
p _{Gebläse}	0,15	kg/kW
p _{Verdichter}	0,15	kg/kW
p _{BSZ}	0,33	kg/kW

Das Zusatzgewicht aufgrund von Maschinen wird basierend auf festen Leistungsgewichten berechnet. Diese werden in Tabelle 3.33 festgehalten. Für Verdichter wird das Leistungsgewicht aus [9] übernommen und auf Gebläse erweitert. Das Leistungsgewicht der Brennstoffzellen entstammt einer Angabe aus [2]. Die Angabe zum Leistungsgewicht der Pumpe bezieht sich zum Modell „TR015“ der Firma PUMP SYSTEMS mit einem Gewicht von 45 kg und einer Motorleistung von 3kW, wie angegeben in [30]. Die Masse des Pumpenantriebs ist in dieser Gewichtsangabe inkludiert. Die Berechnung der Masse einer beliebigen Maschine und dem Gewicht von Brennstoffzellen basierend auf der Abgabeleistung erfolgt mit Formel 3.83.

3.5.2 Skalierung des KM-Luft-HEX in Abhängigkeit der Flughöhe

Es wird für die Dimensionierung in Abhängigkeit der Höhe angenommen, dass die Wärmeabgabe bei den betrachteten Fällen über die Höhe gleich ist. Über die Betriebszeit des Startsystems, die Steigrate und einen Zeitraum am Boden kann die Flughöhe in Relation zur maximalen Flughöhe mithilfe der Formel 3.84 berechnet werden.

Die zugehörige Temperatur der Umgebung wird mit Formel 3.85 berechnet. Gemäß Newtons Gesetz der Abkühlung lässt sich die für den Wärmetransfer an die Umgebung erforderliche Fläche in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen der heißen und der kalten Seite bestimmen. Dabei bleiben alle weiteren Parameter unverändert [31]. Das wird genutzt, um ein Flächenverhältnis zu formulieren, wenn der Wärmestrom in den eingesetzten Fällen gleich ist.

Für die Dimensionierung in Abhängigkeit von der Höhe wird angenommen, dass die Wärmeabgabe in den betrachteten Szenarien über die gesamte Höhe konstant bleibt. In Formel 3.86 wird dieser Zusammenhang für zwei verschiedene Fälle dargestellt. Darauf aufbauend beschreibt Formel 3.87 das Verhältnis der erforderlichen Flächen unter der Annahme einer konstanten Wärmedurchgangszahl und eines gleichbleibenden Wärmestroms.

$$H_{Flug} = (t_{Betrieb} - t_{Boden}) \cdot \dot{H}_{Steig}$$

Formel 3.84: Berechnung der Flughöhe mit der Steiggeschwindigkeit $\dot{H}_{Steig}$ und der aktuellen Betriebszeit $t_{Betrieb}$ sowie der Bodenzeit t_{Boden} .

$$T_{Luft,Umgebung} = T_{Boden} + H_{Flug} \cdot \tau_{ISA}$$

$$\text{mit } \tau_{ISA} = \frac{-6.5 \text{ K}}{1000 \text{ m}}$$

Formel 3.85: Berechnung der Umgebungstemperatur in Abhängigkeit der Höhe über dem Boden.

$$k \cdot A_1 \cdot \Delta T_1 = k \cdot A_2 \cdot \Delta T_2$$

Formel 3.86: Wärmestromgleichheit zweier Szenarios mit gleichem Wärmedurchgang.

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}$$

Formel 3.87: Flächenverhältnis bei gleicher Wärmedurchgangszahl und Wärmestrom bei Anwendung von „Newton’s law of cooling“ zur Korrelation von Temperaturgradient und Wärmeübertragerfläche.

Es wird angenommen, dass die Masse eines Wärmeübertragers linear mit dessen Fläche skaliert und somit in direktem Zusammenhang mit dem Flächenverhältnis in Formel 3.87 steht.

Für die Auswertung dient der leichteste Wärmeübertrager aus der Parameteranalyse zur aktiven Luftkühlung als Referenz. Die Temperaturdifferenz am Boden von 25 K wird dabei als Referenzwert herangezogen. Für Systeme, die erst nach einer bestimmten Betriebszeit auf Luftkühlung umstellen, wird stattdessen die Temperaturdifferenz zwischen Sole und Umgebung berücksichtigt. Die Berechnung der Masse des entsprechenden Sole-Luft-Wärmeübertragers erfolgt gemäß Formel 3.88.

$$m_{HEX,SL} = \frac{\Delta T_{ref}}{\Delta T(t_{Betrieb})} \cdot m_{HEX,ref}$$

Formel 3.88: Masse eines Wärmeübertragers gegenüber eines Referenzpunktes, wenn das Flächenverhältnis linear mit der Massenverhältnis eingesetzt wird.

Für die Ergebnisse bezüglich der Höhe nach systemabhängigen Betriebszeiten wird eine Steigrate von 15 m/s angenommen. Für die Zeit am Boden t_{Boden} wird eine Dauer von 0 Sekunden angenommen. Dementsprechend steigt das Flugzeug mit einer konstanten Geschwindigkeit ab Beginn der Betriebsaufnahme der Kühlsysteme, die dahingehend untersucht werden. Für den Gradienten aus Kältemittel- und Umgebungstemperatur wird eine KM-Eintrittstemperatur von 70°C als Rahmenbedingung festgehalten. Die maximal erreichbare Flughöhe wird mit 8848 m festgesetzt. Übersteigt eine Betriebszeit gemäß Formel 3.84 diese Höhe, wird die Flughöhe in diesem Fall mit 8848 m gerechnet.

4. Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der durchgeführten Berechnungen zur Masse und zum Energieverbrauch der Kühlsysteme für Brennstoffzellenflugzeuge dargestellt. Die Darstellung erfolgt in zwei Stufen: Zunächst werden die berechneten Werte für die Systemmasse und den Energieverbrauch der Systemmaschinerie bei einer Brennstoffzellenleistung von 20 MW angegeben. Anschließend wird der Einfluss des thermischen Wirkungsgrads des Brennstoffs berücksichtigt, wobei ein Wert von 50 % angenommen wird.

Für Systeme, bei denen die Betriebszeit als Kriterium zur Dimensionierung eines Flüssigkeit-Luft-Wärmeübertragers herangezogen wurde, wird zudem die resultierende Masse dieses Bauteils berücksichtigt. Dabei wird der leichteste gefundene HEX der aktiven Luftkühlung als Referenzobjekt für die Masse eingesetzt.

Die Ergebnisse werden in Form von Tabellen und Diagrammen dargestellt, um die Abhängigkeiten der Systemmasse und des Energiebedarfs von den eingesetzten Parametern zu veranschaulichen.

Das Ziel der Ergebnisdarstellung ist es, die Auswirkungen verschiedener Systemkonfigurationen und Randbedingungen auf die Kühlsysteme quantitativ zu erfassen und vergleichbar zu machen. Die gewonnenen Erkenntnisse dienen als Grundlage für die anschließende Analyse und Bewertung der Systeme hinsichtlich

ihrer Effizienz und Gewichtseigenschaften unter Berücksichtigung der Leistungsdichte der eingesetzten Maschinen.

4.1 Ergebnisse ohne Skalierung nach Energiebedarf und Betriebszeit

Im ersten Teil der Ergebnispräsentation wird die Masse der Kreisläufe und Komponenten dargestellt, die erforderlich sind, um einen Wärmestrom von 20 MW an die jeweilige Wärmesenke abzuführen. Die angegebenen Massen enthalten nicht die Masse der Maschinerie, sondern beziehen sich ausschließlich auf die Wärmetransportmechanismen und Wärmeübertrager. In dieser Betrachtung wird angenommen, dass der Leistungsbezug aus einer wärmefreien Energiequelle erfolgt. Diese Darstellung bildet die Grundlage für die weitere Auswertung, in der bilanziert wird, wie sich die Systeme hinsichtlich Komponentenmasse und Energiebedarf verhalten, wenn sie in einem Brennstoffzellenantrieb integriert sind und die benötigte Kühlleistung autark bereitstellen müssen.

4.1.1 Flüssig-gepumpte Kreisläufe

Einphasig gepumpte Kreisläufe werden hinsichtlich ihrer Masse und ihres Energieverbrauchs unter der Vorgabe spezifischer Massenströme von Wasser im Bereich von 50 bis 1000 kg/s analysiert. Zunächst werden in Tabelle 4.1 die geometrischen Rahmenbedingungen definiert, um die Anforderungen an einen Standardkreislauf gemäß Tabelle 3.2 einzuhalten.

Tabelle 4.1: Rohrdurchmesser des Standardkreislaufs.

m_{KM} in kg/s	$D_{i,Rohr}$ in mm	$D_{a,Rohr}$ in mm
50	179	188
100	253	265
250	399	419
500	565	593
750	692	726
1000	799	839

Für diese Ergebnisse wird eine Massenbilanz erstellt, die die Masse des Rohrmaterials, die Masse der Rohrfüllung sowie die Masse der Füllung eines

Kreislaufreservoirs umfasst. Diese Werte werden sowohl einzeln als auch in ihrer Gesamtheit in Tabelle 4.2 dargestellt.

Tabelle 4.2: Massenbilanz von einphasig gepumpten Kreisläufen.

m_{KM} in kg/s	$m_{KM,Rohr}$ in kg	m_{mat} in kg	$m_{KM,Res}$ in kg	m_{ges} in kg
50	250	69	250	569
100	500	139	500	1139
250	1250	347	1250	2847
500	2500	693	2500	5693
750	3750	1040	3750	8540
1000	5000	1386	5000	11386

Für die Rohrdurchmesser und Massenströme aus Tabelle 4.1 wurden unter der Randbedingung einer maximalen Geschwindigkeit für die Wasserströmung der stationäre Leistungsbedarf für Pumpen ermittelt. Dieser wird in Abbildung 4.1 dargestellt.

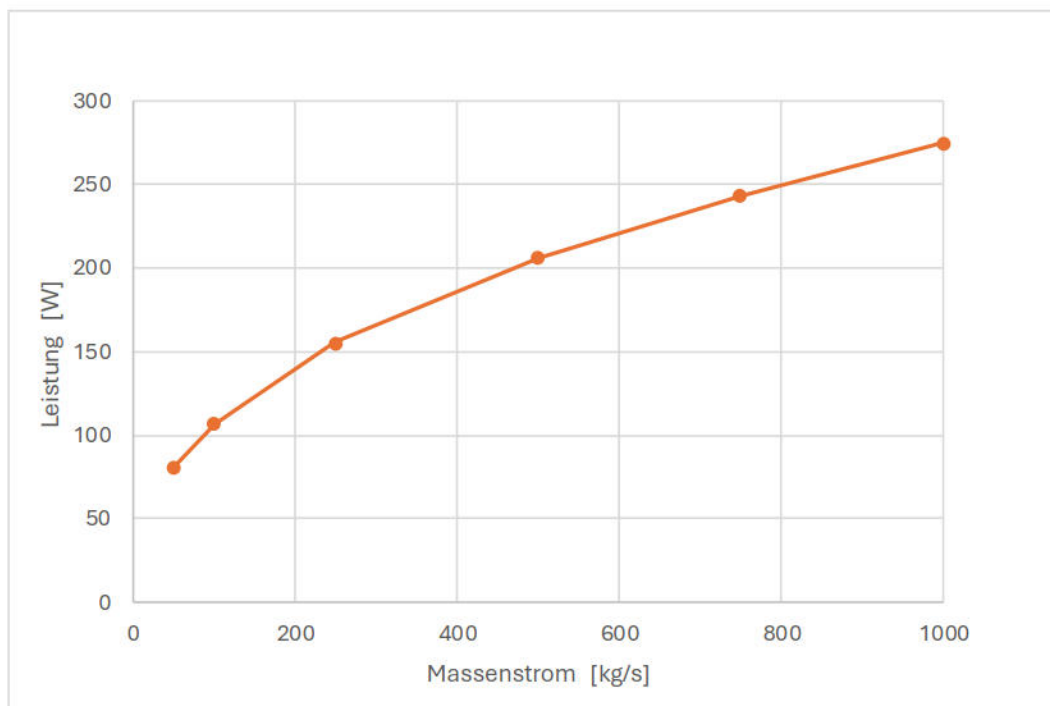


Abbildung 4.1: Stationärer Leistungsbedarf bei flüssig gepumpten Kreisläufen.

4.1.2 2P-MPL-Systeme

Die Untersuchungen zu zweiphasig gepumpten Kreisläufen werden im Rahmen dieser Arbeit in einer Konfiguration des Kreislaufs mit 5 verschiedenen

Drosselreferenzströmen angestellt. Der Durchmesser des Kreislaufrohrs zur Zirkulation des Kältemittels Wasser wird in Tabelle 4.3 angegeben. Darunter wird die Masse des Rohrmaterials und der Füllmasse des Rohres und eines Reservoirs angegeben.

In Tabelle 4.4 werden die Ergebnisse gezeigt, die im Rahmen von Simulationen bei der Variation der Referenzmassenströme mit den entstanden sind. Dabei wird die Leistung der Pumpe angegeben, die für stationären Betrieb aufgezeichnet wurde.

Tabelle 4.3: Kreislaufkonfiguration der Untersuchung zu zweiphasig gepumpten Kreisläufen. Kältemittelmassewert repräsentiert rein flüssige Füllung über die gesamte Rohrlänge. Rohr und Fluidmassenberechnung wird gemäß Tabelle 3.2 angegeben.

Parameter	Wert	Einheit
$m_{KM,dt}$	14,0	kg/s
D_i	20	mm
D_a	21	mm
m_{Rohr}	20,9	kg
m_{KM}	73,9	kg
m_{Res}	69,6	kg
m_{ges}	164,4	kg

Tabelle 4.4: Simulationsergebnisse bei Variation des Referenzmassenstroms der Drossel.

$m_{ref,Drossel}$ in 10^{-3} kg/s	$T_{pump,A}$ in °C	$T_{FC,A}$ in °C	$x_{FC,A}$ in %	$P_{Pumpe,sim}$ in kW
10	53,7	135,8	50,3	6,3
7,5	53,7	143,0	49,4	9,7
6,5	53,8	147,0	48,9	12,1
5,5	53,8	151,8	48,3	15,9
0,4	54,0	161,9	47,2	26,8

4.1.3 Kapazitäten von Wärmerohren

Die Kapazitäten von Wärmerohren wurden in zwei Temperaturbereichen unter Verwendung verschiedener Arbeitsmedien untersucht. Dabei kam eine spezifische Konfiguration zum Einsatz, die in Tabelle 3.9 dargestellt ist. Auf dieser Grundlage

wurden die Gesamtmassen der Wärmerohre ermittelt, die in Tabelle 4.5 und Tabelle 4.6 aufgeführt sind.

Tabelle 4.5: Masse von Ammoniak-Wärmerohren in Tonnen in Abhängigkeit der Betriebstemperatur und Länge der adiabaten Transportzone für einen Abwärmestrom von 20 MW.

L_{ad,transport} in m	40°C	50°C	60°C	70°C	80°C
0,1	10,2	11,5	13,3	16,0	20,0
0,5	43,0	48,4	56,0	67,1	84,1
1	114,6	128,9	149,2	178,8	224,3
5	1914,4	2154,8	2493,9	2988,6	3748,8

Tabelle 4.6: Masse von Wasser-Wärmerohren in Tonnen in Abhängigkeit der Betriebstemperatur und Länge der adiabaten Transportzone für einen Abwärmestrom von 20 MW.

L_{ad,transport} in m	120°C	130°C	140°C	150°C	160°C
0,1	19,7	19,2	18,9	18,7	18,8
0,5	82,6	80,4	79,1	78,6	78,7
1	220,0	214,3	210,8	209,4	209,8
5	3672,7	3578,6	3521,0	3496,9	3504,7

In Abbildung 4.2 und Abbildung 4.3 wird der Nennwärmestrom von 20 MW in Relation zu den Wärmerohrmassen aus den Tabelle 4.5 und Tabelle 4.6 gesetzt, um das Leistungs-Gewichts-Verhältnis der Wärmerohre darzustellen.

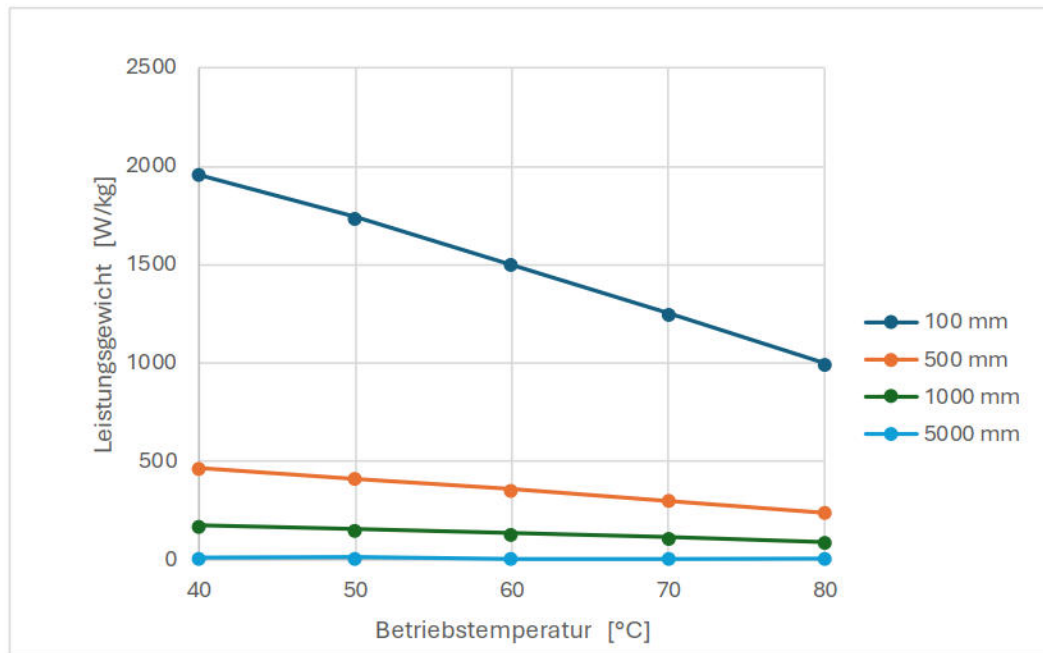


Abbildung 4.2: Leistungsgewicht von Ammoniak-Wärmerohren in Abhängigkeit der Betriebstemperatur für verschiedene Längen der adiabaten Transportzone.

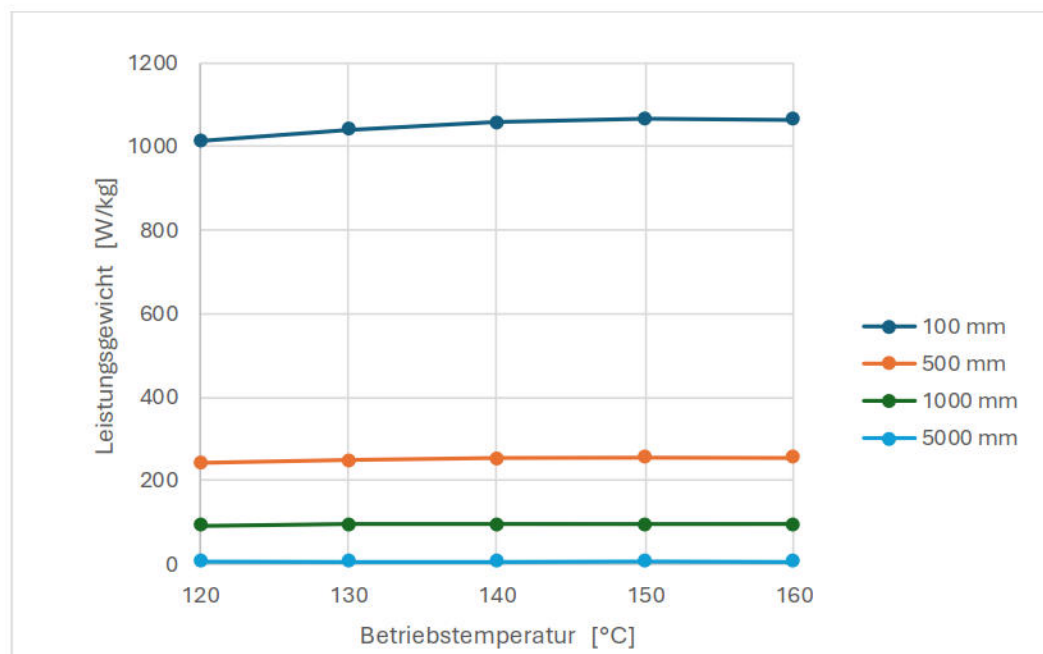


Abbildung 4.3: Leistungsgewicht von Wasser-Wärmerohren in Abhängigkeit der Betriebstemperatur für verschiedene Längen der adiabaten Transportzone.

4.1.4 Batterie-gestützte Startphase

Die Massenbilanz für den Batteriegestützten Start wird in Tabelle 4.7 angegeben. Die Masse des Wärmeübertragers zur anschließenden passiven Luftkühlung ist hier noch nicht berücksichtigt. Die Ergebnisse zu den Umweltbedingungen sowie der

entsprechende Temperaturgradient von Kältemittel zu Umgebung werden in Tabelle 4.8 vermerkt.

Tabelle 4.7: Bilanz zum Batterie-gestützten Start in Abhängigkeit der Entladungsgeschwindigkeit C.

Parameter	1	5	10	15	20
$m_{\text{ges,StdKL}}$ in kg	2847	2847	2847	2847	2847
$m_{\text{Batterie,min}}$ in t	96,0	19,2	9,6	6,4	4,8
m_{ges} in t	98,85	22,05	12,45	9,25	7,65
$m_{\text{Bat}}/m_{\text{ges}}$ in %	97,1	87,1	77,1	69,2	62,8
$P_{\text{Pumpe,Std,KL}}$ in W	155	155	155	155	155
$t_{\text{Bat-Betrieb}}$ in s	3600	720	360	240	180

Tabelle 4.8: Bilanz der Umgebungsbedingungen und Temperaturgradienten nach Ablauf der Batterienutzung in Abhängigkeit der Entladungsgeschwindigkeit C.

Parameter	1	5	10	15	20
H_{Flug} in m	8848	8848	5400	3600	2700
T_{Umgebung} in °C	-12,5	-12,5	9,9	21,6	27,5
$\Delta T_{\text{KM-Umgebung}}$	82,5	82,5	60,1	48,4	42,6

4.1.5 Aktive Luftkühlung

Die wichtigsten Größen für luftgekühlte Systeme sind die Systemmassen sowie der Leistungsbedarf der Pumpen und Gebläse. Die Gesamtmasse der Systemkonfigurationen, ohne die Maschinerie, ist in Tabelle 4.9 angegeben. Der Leistungsbedarf der Gebläse wird in Tabelle 4.10 für verschiedene Anströmgeschwindigkeiten und Effektivitäten dargestellt. Der notwendige Leistungsbedarf der Pumpen ist in Tabelle 4.11 aufgeführt. Für andere Startkühlssysteme wird die Masse des leichtesten Flüssigkeits-Luft-Wärmeüberträgers der aktiven Luftkühlung als Referenzmasse herangezogen. Die Masse des entsprechenden Wärmeüberträgers ist in Tabelle 4.12 angegeben.

Tabelle 4.9: Masse von aktiven luftgekühlten Kältekreisläufen ohne die Masse von verbauten Maschinen in t.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	15,6	14,1	13,9	13,8	13,7
0,3	12,00	10,9	10,4	10,5	10,2
0,4	10,8	9,83	9,34	9,07	8,90
0,5	10,6	9,46	8,93	8,63	8,44

Tabelle 4.10: Stationärer Leistungsbedarf von Gebläsen von aktiv luftgekühlten Kreisläufen in MW.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	3,9	7,4	15,5	29,1	51,9
0,3	3,9	8,7	16,5	32,0	53,4
0,4	4,4	10,2	19,9	35,5	60,4
0,5	5,1	11,8	23,1	40,8	68,7

Tabelle 4.11: Stationärer Leistungsbedarf von Pumpen bei aktiv luftgekühlten Kältekreisläufen in kW.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	799	538	504	488	479
0,3	805	629	542	546	506
0,4	912	746	665	619	590
0,5	1070	881	790	737	705

Tabelle 4.12: Masse der Wärmeübertrager inklusive KM-Füllung bei aktiv luftgekühlten Kreisläufen in kg.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	4699	3167	2968	2871	2818
0,3	4718	3685	3178	3203	2964
0,4	5333	4364	3891	3620	3452
0,5	6190	5101	4570	4266	4078

4.1.6 Aktive Verdunstungskühlung

Für die Verdunstungskühlung werden die gleichen Hauptgrößen betrachtet wie bei der Luftkühlung. Zusätzlich wurde untersucht, inwieweit sich die Verdunstungskühlung in eine aktive Luftkühlung integrieren lässt. Die Gesamtmasse ohne Maschinerie ist in Tabelle 4.13 aufgeführt. Der Leistungsbedarf der Gebläse und Pumpen wird in Tabelle

4.14 und Tabelle 4.15 angegeben. Der verdunstete Wassermassenstrom ist in Tabelle 4.16 bilanziert.

Tabelle 4.13: Masse von aktiven verdunstungsgekühlten Kältekreisläufen ohne die Masse von verbauten Maschinen in t.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	11,3	11,3	11,3	11,3	11,3
0,3	7,64	7,64	7,64	7,64	7,64
0,4	5,92	5,92	5,92	5,92	5,92
0,5	4,89	4,89	4,89	4,89	4,89

Tabelle 4.14: Stationärer Leistungsbedarf von Gebläsen von aktiven verdunstungsgekühlten Kältekreisläufen in MW.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	1,9	3,7	6,3	9,9	15,2
0,3	1,9	2,9	6,3	9,9	15,2
0,4	2,4	4,7	7,8	12,3	18,8
0,5	2,7	5,2	8,7	13,7	20,9

Tabelle 4.15: Stationärer Leistungsbedarf von Pumpen bei aktiven verdunstungsgekühlten Kältekreisläufen in kW.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	268	268	268	268	268
0,3	268	268	268	268	268
0,4	335	335	335	335	335
0,5	376	376	376	376	376

Tabelle 4.16: Verdunsteter Wassermassenstrom bei aktiver Verdunstungskühlung in kg/s.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	8,1	8,4	8,8	8,8	8,8
0,3	8,1	8,2	8,7	8,8	8,8
0,4	8,1	8,2	8,5	8,8	8,8
0,5	8,1	8,2	8,4	8,8	8,8

4.1.7 Behältersieden mit Kompressor

Die Untersuchungsergebnisse zum Behältersieden mit Dampfabfuhr über einen Verdichter an die Umgebung gliedern sich in zwei Hauptaspekte: die Gesamtmasse ohne Maschinerie sowie den Leistungsbedarf der Verdichter und Pumpen im Kreislauf.

Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt in Abhängigkeit von der effektiven Wärmeübertragung beim Verdampfen und dem Siededruck.

Die Systemmasse für die verschiedenen Parametervariationen ist in Tabelle 4.17 aufgeführt. Der Leistungsbedarf der Verdichter und Pumpen ist in Tabelle 4.18 und Tabelle 4.19 dargestellt. Die isolierte Betrachtung des Verdampferrohrgewichts inklusive der Füllung erfolgt in Tabelle 4.20.

Tabelle 4.17: Masse von Behältersiede-gestützten Kreisläufen ohne die Masse von verbauten Maschinen in kg.

HEX-Effektivität	5 kPa	8,75 kPa	12,5 kPa	16,25 kPa	20 kPa
0,1	14812	20534	27837	38312	55386
0,3	5052	7004	9500	13087	18956
0,5	3124	4331	5878	8110	11781
0,7	2324	3222	4377	6052	8832

Tabelle 4.18: Stationärer Leistungsbedarf von Verdichtern von Behältersiede-gestützten Kältekreisläufen in MW.

HEX-Effektivität	5 kPa	8,75 kPa	12,5 kPa	16,25 kPa	20 kPa
0,1	5,2	4,1	3,4	3,0	2,6
0,3	5,2	4,1	3,4	3,0	2,6
0,5	5,2	4,1	3,4	3,0	2,6
0,7	5,2	4,1	3,4	3,0	2,6

Tabelle 4.19: Stationärer Leistungsbedarf von Pumpen bei Behältersiede-gestützten Kältekreisläufen in kW.

HEX-Effektivität	5 kPa	8,75 kPa	12,5 kPa	16,25 kPa	20 kPa
0,1	1,5	2,1	3,0	4,2	6,5
0,3	1,8	2,5	3,5	5,0	7,8
0,5	2,2	3,0	4,1	5,9	9,3
0,7	2,7	3,7	5,0	7,2	11,4

Tabelle 4.20: Verdampfergewicht inklusive KM-Füllung bei Behältersieden in kg.

HEX-Effektivität	5 kPa	8,75 kPa	12,5 kPa	16,25 kPa	20 kPa
0,1	133	186	258	370	575
0,3	158	220	306	439	685
0,5	187	260	361	521	817
0,7	226	314	436	630	1001

4.1.8 Behältersieden mit Ausweichtank

Zur Untersuchung der Raumentwicklung bei Behältersieden ohne Verdichter wird die Betriebszeit des Siedevorgangs ohne aktive Dampfzufuhr betrachtet. In Abbildung 4.4 sind die möglichen Betriebszeiten dargestellt, die sich aus dem relativen Druckverhältnis zwischen Siede- und Ausweichtank ergeben. Der Startdruck im Ausweichtank beträgt dabei 5 kPa, während der Siededruck bei 20 kPa liegt. Diese Werte dienen als Grundlage zur Bewertung der zeitlichen Limitationen des Systems.

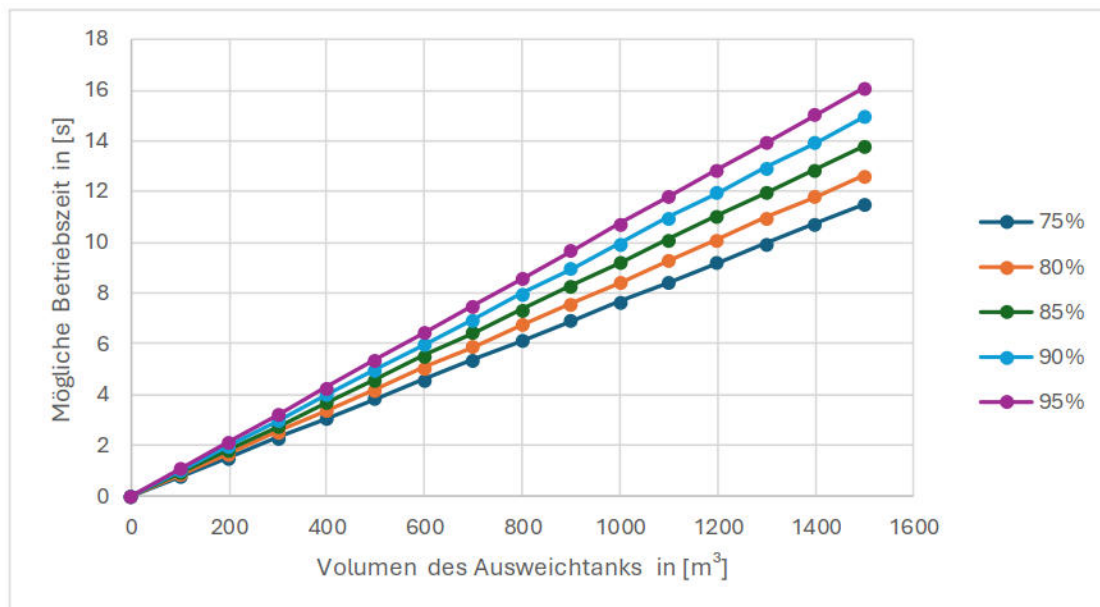


Abbildung 4.4: Kurvenschar möglicher Betriebszeiten für Siedevorgänge bei einem Druck von 20 kPa im Siedebehälter und einem Startdruck von 5 kPa im Ausweichtank. Der angegebene Prozentsatz gibt das Verhältnis des erreichten Drucks im Ausweichtank zum Siededruck an.

4.1.9 Strömungssieden

Für die Analyse des Strömungssiedens unter Verwendung von Kompressoren wurden die Masse und der Leistungsbedarf der Maschinerie ermittelt. Im ersten Schritt wurde die Masse des Standardkreislaufs sowie die Masse des HEX zur Verdampfung berechnet – zunächst ohne Berücksichtigung der Betriebszeit. Diese Massen werden isoliert und kombiniert in Tabelle 4.21 und Tabelle 4.22 in Abhängigkeit des Siededrucks

dargestellt. Die Leistung der Pumpe bezieht sich auf die stationäre Durchströmung des Standardkreislaufts unter den ermittelten Kältemittelmassenströmen.

Tabelle 4.21: Massenbilanz und Leistungsbedarf der Maschinerie bei Strömungssieden mit Kreislaufkoppelung zwischen 5 und 12,5 kPa Siededruck.

Parameter	5 kPa	7,5 kPa	10 kPa	12,5 kPa
$m_{\text{Std,KL}}$ in kg	1614	2126	2805	3806
$m_{\text{Verdampfer}}$ in kg	1579	1353	1128	1128
m_{ges} in kg	3192	3479	3933	4934
$P_{\text{Verdichter}}$ in MW	5,5	4,5	3,8	3,4
P_{pumpe} in W	17	18	21	23

Tabelle 4.22: Massenbilanz und Leistungsbedarf der Maschinerie bei Strömungssieden mit Kreislaufkoppelung zwischen 15 und 20 kPa Siededruck.

Parameter	15 kPa	17,5 kPa	20 kPa
$m_{\text{Std,KL}}$ in kg	5494	9021	17121
$m_{\text{Verdampfer}}$ in kg	902	902	902
m_{ges} in kg	6396	9923	18023
$P_{\text{Verdichter}}$ in MW	3,0	2,7	2,5
P_{pumpe} in W	27	33	44

4.1.10 Thermochemische Wärmesenken

Für Sorptionsprozesse wurden verschiedene Sorptionsreaktionen mit bekannten Betriebstemperaturen untersucht. Die vorrangig gesuchten Größen für diesen Wärmesenkenvorschlag sind die Masse des Sorptionsreaktors und der Energiebedarf für eine Kreislaufpumpe. Aufgrund verschiedener energetischer Speicherdichten wurde auch die mögliche Betriebszeit bei 2500 kg Sorptionsstoff berechnet. Die Ergebnisse zu dieser Untersuchung werden in Tabelle 4.23 dargestellt. Die Ergebnisse zur Masse der verschiedenen Sorptionsreaktionen enthält die Masse des Standardkreislaufts.

Tabelle 4.23: Massenbilanz, mögliche Betriebszeit und Leistungsbedarf des Kreislaufs bei Sorptionsreaktoren als Wärmesenke.

Reaktant 1	NH ₃	NH ₃	H ₂ O	H ₂ O	H ₂ O	H ₂ O
Reaktant 2	NH ₄ Cl	NaBr	CaCl ₂	KOH	LiCl	NaOH
$m_{\text{ges,US}}$ in kg	6090	6642	5667	17556	44477	6436
$m_{\text{ges,OS}}$ in kg	7033	7584	6610	18498	45419	7378

$P_{\text{Pumpe,Std,KL}}$ in W	18	20	17	36	57	19
t_{Betrieb} in s	207	225	114	327	549	195

In zweiten Ergebnisabschnitt werden die ermittelten Massen um den Flüssigkeits-Luft-HEX erweitert der zum Betrieb des Kühlsystems nach Aufbrauchen des thermischen Reservoirs der Sorptionsmittel notwendig ist. In Tabelle 4.24 werden die ermittelten Betriebszeiten in die korrelierenden Umweltbedingungen umgeschrieben. Die Differenz von Umgebungs- zu Eintrittstemperatur des Kältemittels wird hier mit abgebildet.

Tabelle 4.24: Bilanz der Umgebungsbedingungen und Temperaturgradienten nach Ablauf der Betriebszeit bei Sorptionsreaktor-Wärmesenken.

Reaktant 1	NH ₃	NH ₃	H ₂ O	H ₂ O	H ₂ O	H ₂ O
Reaktant 2	NH ₄ Cl	NaBr	CaCl ₂	KOH	LiCl	NaOH
H_{Flug} in m	3098	3382	1714	4908	8228	2923
T_{Umgebung} in °C	24,9	23,0	33,9	13,1	-8,5	26,0
$\Delta T_{\text{KM-Umgebung}}$	45,1	47,0	36,1	56,9	78,5	44,0

4.1.11 Kühlkanalkoppelung

Die Masse und der Leistungsbedarf für Kühlkanalkoppelung werden in Tabelle 4.25 festgehalten. Die Masse KM-Luft-HEX nach der Betriebszeit der Kühlkanalkoppelung wird im nächsten Abschnitt der Ergebnisdarstellung der Gesamtmasse hinzugefügt.

In Tabelle 4.25 wird der Anteil der Tankmasse am Gesamtgewicht des Kühlsystems festgehalten. In Tabelle 4.26 werden die gefundenen Rahmenbedingungen festgehalten, die nach Ablauf der aufgestellten Betriebszeiten vorliegen. Die Differenz von Umgebungs- zu Eintrittstemperatur des Kältemittels wird hier mit abgebildet.

Tabelle 4.25: Bilanz zur Kühlkanalkoppelung in Abhängigkeit der Betriebszeit.

Parameter	30 s	60 s	120 s	180 s	300 s	600 s
$m_{\text{ges,Std,KL}}$ in kg	2847	2847	2847	2847	2847	2847
$m_{\text{Tank,start}}$ in kg	2194	4387	8774	13161	21936	43871
m_{ges} in kg	5040	7234	11621	16008	24783	46718
$m_{\text{Tank}}/m_{\text{ges}}$ in %	43,5	60,6	75,5	82,2	88,5	93,9
$P_{\text{Pumpe,Std,KL}}$ in W	155	155	155	155	155	155
$\dot{m}_{\text{Kühlwasser}}$ in kg/s	73,1	73,1	73,1	73,1	73,1	73,1

Tabelle 4.26: Bilanz der Umgebungsbedingungen und Temperaturgradienten nach Ablauf der Betriebszeit bei Kühlkanalkoppelung.

Parameter	30 s	60 s	120 s	180 s	300 s	600 s
H_{Rug} in m	450	900	1800	2700	4500	8848
T_{Umgebung} in °C	42,1	39,2	33,3	27,5	15,8	-12,5
$\Delta T_{\text{KM-Umgebung}}$	27,9	30,9	36,7	42,6	54,3	82,5

4.2 Ergebnisse mit Berücksichtigung von Energiebedarf und Betriebszeit

Dieser Abschnitt stellt die Ergebnisse vor, wenn der Leistungsbedarf der Kühlsysteme von Brennstoffzellen an Bord abgedeckt wird. Bei Systemen mit begrenzter Betriebszeit wird zusätzlich die angepasste Masse eines KM-Luft-HEX für die passive Luftkühlung berücksichtigt.

Die Ergebnisse werden Tabellen zusammengefasst. Der Leistungsbedarf von Komponenten sowie die Masse der Systeme wird getrennt aufgezeigt. Dabei wird der thermische Wirkungsgrad bei der Energieerzeugung für die Kühlsysteme berücksichtigt. Die Werte von Leistungsbedarf der Maschinen und Abgabe der Brennstoffzellen werden anhand des Leistungsgewichts und Energiequelle zu einer reinen Massenbilanz verfasst.

Wärmerohre sowie das Behältersieden mit der Verwendung eines Ausweichtanks werden von diesem Ergebnisteil ausgeschlossen. Für Wärmerohre gelten die Ergebnisse aus vorigem Abschnitt, da diese Technologie keinen Leistungsbedarf aufweist. Das Behältersieden mit dem Verwenden von Ausweichtanks wird exkludiert, da nur der Raumbedarf für die Untersuchung ermittelt wurde.

Die Referenzmasse für KM-Luft-Wärmeübertrager beträgt 2968 kg. Dies ist der leichteste Wärmeübertrager der in Tabelle 4.12 enthalten ist und zu dessen Betrieb die Verlustleistung weniger als 20 MW beträgt. Dieser Abgleich wird anhand der summierten Leistung aus Tabelle 4.10 und Tabelle 4.11 vollzogen.

Ergebnisfelder die keine Zahl, sondern ein „/“ angeben zeigen Parameterkonfigurationen an, deren Energiebedarf zu hoch für eine Skalierung ist. Systeme mit diesen Konfigurationen können nicht autark von Brennstoffzellensystemen allein gestützt werden.

4.2.1 Flüssig-gepumpte Kreisläufe

In Tabelle 4.27 werden die Masse des Kreislaufs und die Leistung von Pumpen und Brennstoffzellen angegeben, wenn der Leistungsbedarf der Pumpen berücksichtigt wird. In Tabelle 4.28 werden die Massen mit dem Leistungsbedarf aus Tabelle 4.27 bilanziert.

Tabelle 4.27: Leistungsskalierte Dimensionierung von einphasig-gepumpten Kreisläufen in Abhängigkeit des Massenstroms.

Parameter	Massenstrom von Wasser in kg/s					
	50	100	250	500	750	1000
$m_{KL,skal}$ in kg	569	1139	2847	5693	8540	11386
$P_{Pumpe,skal}$ in W	81	107	155	207	243	275
$P_{BSZ,add}$ in W	81	107	155	207	243	275

Tabelle 4.28: Gewichtsbilanz für einphasig-gepumpte Kreisläufe nach der Leistungsbasierten Skalierung für verschiedene Massenströme.

Parameter	Massenstrom von Wasser in kg/s					
	50	100	250	500	750	1000
$m_{KL,skal}$ in kg	569	1139	2847	5693	8540	11386
M_{Pumpe} in kg	1	2	2	3	4	4
$M_{BSZ,add}$ in kg	0,0	0,0	0,1	0,1	0,1	0,1
m_{ges} in kg	570	1141	2849	5696	8544	11390

4.2.2 2P-MPL-Systeme

In Tabelle 4.29 werden die Masse von 2P-MPL-Systemen und die Leistung von Pumpen und Brennstoffzellen angegeben, wenn der Leistungsbedarf der Pumpe berücksichtigt wird. In Tabelle 4.30 werden die Massen mit dem Leistungsbedarf aus Tabelle 4.29 bilanziert.

Tabelle 4.29: Leistungsskalierte Dimensionierung von 2P-MPL-Systemen in Abhängigkeit des Drosselreferenzmassenstroms.

Parameter	Drosselreferenzmassenstrom in 10^{-3} kg/s				
	10,0	7,5	6,5	5,5	0,4

$m_{KL,skal}$ in kg	164	164	164	164	164
$P_{Pumpe,skal}$ in kW	6,3	9,7	12,1	15,9	26,8
$P_{BSZ,add}$ in kW	6,3	9,7	12,1	15,9	26,8

Tabelle 4.30: Gewichtsbilanz für von 2P-MPL-Systemen in Abhängigkeit des Drosselreferenzmassenstroms.

Parameter	Drosselreferenzmassenstrom in 10^{-3} kg/s				
	10,0	7,5	6,5	5,5	0,4
$m_{KL,skal}$ in kg	164	164	164	164	164
M_{Pumpe} in kg	94	145	182	238	402
$M_{BSZ,add}$ in kg	2	3	4	5	9
m_{ges} in kg	260	313	350	407	575

4.2.3 Batterie-gestützte Startphase

Die Untersuchungsergebnisse zu Batteriegestützten Startvorgängen wird in Abhängigkeit der Entladungsgeschwindigkeit bilanziert. In Tabelle 4.31 werden die Masse der Batterie und die Masse des flüssig-gepumpten Kreislafs zur Wärmeversorgung bei passiver Luftkühlung angegeben. Dabei wird für den Kreislauf zusätzlich die Leistungsaufnahme der Pumpen und die zusätzliche Abgabe der Brennstoffzellen vermerkt. Tabelle 4.32 enthält die Masse des Wärmeübertragers zur passiven Luftkühlung und die Masse der Pumpe und der Energiequelle für die Werte aus Tabelle 4.31.

Tabelle 4.33 stellt die Gesamtmasse dieses Konzepts dar, wenn die Massen aus Tabelle 4.31 und Tabelle 4.32 summiert werden.

Tabelle 4.31: Masse der Batterie, des Kreislafs und Leistungsbedarf der Systemkomponenten für Batterie-gestützte Startvorgänge.

Parameter	1	5	10	15	20
m_{Bat} in t	96,0	19,2	9,6	6,4	4,8
$m_{KL,skal}$ in t	2,85	2,85	2,85	2,85	2,85
$P_{Pumpe,skal}$ in W	155	155	155	155	155
$P_{BSZ,add}$ in W	155	155	155	155	155

Tabelle 4.32: Masse der Zusatzkomponenten unter Berücksichtigung von Leistungsskalierung und Entladungszeit der Batterie.

Parameter	1	5	10	15	20
$m_{\text{KM-L-HEX}}$ in kg	899	899	1235	1533	1744
m_{Pumpe} in kg	2	2	2	2	2
$m_{\text{BSZ,add}}$ in kg	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1

Tabelle 4.33: Mindestwert der Gesamtmasse für Batteriegestützte Kühlsysteme.

Parameter	1	5	10	15	20
m_{ges} in t	99,7	22,9	13,7	10,8	9,4

4.2.4 Aktive Luftkühlung

Das erste Kühlsystemkonzept setzt die aktive Luftkühlung ein. Die skalierte Masse der nicht-mechanischen Komponenten wird in Tabelle 4.34 angegeben. Tabelle 4.35 gibt den leistungsskalierten Energiebedarf der Gebläse wieder, die zur Herstellung einer ausreichenden Kühlluftzufuhr genutzt werden. Bei diesem Konzept werden 10 Parameterkonfigurationen nicht weiter berücksichtigt, da der kombinierte Energiebedarf von Ventilatoren und Pumpen die Höhe der Abwärme übersteigt. Eine Abstimmung mit auf autarken Betrieb durch Brennstoffzellen ist hier nicht möglich. In Tabelle 4.36 wird der skalierte Leistungsbedarf der Kreislaufpumpen angegeben. Tabelle 4.37 zeigt die Zusatzleistung, die von Brennstoffzellen erzeugt werden muss, um die alte Nennleistung mit dem Leistungsbedarf des Kühlsystems abzustimmen. Tabelle 4.38 ist die Gesamtmassenbilanz der aktiv luftgekühlten Systeme.

Tabelle 4.34: Skalierte Masse von Versorgungskreislauf und Wärmeübertrager bei der aktiven Luftkühlung in t.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	20,4	23,3	70,1	/	/
0,3	15,7	20,5	70,7	/	/
0,4	14,7	21,7	/	/	/
0,5	15,2	25,9	/	/	/

Tabelle 4.35: Skalierter Leistungsbedarf von Gebläsen bei der aktiven Luftkühlung in MW.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	5,1	12,2	78,6	/	/
0,3	5,1	16,2	111,6	/	/

0,4	5,9	22,5	/	/	/
0,5	7,3	32,4	/	/	/

Tabelle 4.36: Skalierter Leistungsbedarf von Kreislaufpumpen bei der aktiven Luftkühlung in kW.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	1042	890	2550	/	/
0,3	1051	1176	3665	/	/
0,4	1239	1648	/	/	/
0,5	1543	2416	/	/	/

Tabelle 4.37: Erzeugungsbedarf an Brennstoffzellenleistung für die Konfigurationen der aktiven Luftkühlung in MW.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	6,1	13,1	81,1	/	/
0,3	6,1	17,4	115,2	/	/
0,4	7,2	24,2	/	/	/
0,5	8,8	34,8	/	/	/

Tabelle 4.38: Summierte Masse der Konfigurationen der aktiven Luftkühlung in t.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	38,8	42,8	147,2	/	/
0,3	34,2	46,3	180,8	/	/
0,4	36,5	57,8	/	/	/
0,5	42,4	78,6	/	/	/

4.2.5 Aktive Verdunstungskühlung

Nach dem gleichen Schema wie zur aktiven Luftkühlung werden in Tabelle 4.39 bis Tabelle 4.43 die Ergebnisse zum Energiebedarf und den Massen der Komponenten im Konzept zusammengefasst.

Tabelle 4.39: Skalierte Masse von Versorgungskreislauf und Wärmeübertrager bei der aktiven Verdunstungskühlung.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	12,7	14,1	16,7	22,8	49,7
0,3	8,6	9,1	11,4	15,5	33,4
0,4	6,9	7,9	10,0	16,0	136,9

0,5	5,8	6,8	9,0	16,5	/
-----	-----	-----	-----	------	---

Tabelle 4.40: Skalierter Leistungsbedarf von Gebläsen bei der aktiven Verdunstungskühlung in MW.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	2,2	4,7	9,3	20,0	66,9
0,3	2,2	3,5	9,3	19,9	66,1
0,4	2,8	6,2	13,2	33,2	434,9
0,5	3,2	7,3	16,1	46,1	/

Tabelle 4.41: Skalierter Leistungsbedarf von Kreislaufpumpen bei der aktiven Verdunstungskühlung in kW.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	301	335	398	543	1181
0,3	302	320	399	543	1171
0,4	389	448	566	907	7758
0,5	445	522	691	1266	/

Tabelle 4.42: Erzeugungsbedarf an Brennstoffzellenleistung für die Konfigurationen der aktiven Verdunstungskühlung in MW.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	2,5	5,0	9,7	20,5	68,1
0,3	2,5	3,8	9,7	20,5	67,3
0,4	3,2	6,7	13,8	34,1	442,6
0,5	3,7	7,8	16,8	47,4	/

Tabelle 4.43: Summierte Masse der Konfigurationen der aktiven Verdunstungskühlung in t.

HEX-Effektivität	25 m/s	37,5 m/s	50 m/s	62,5 m/s	75 m/s
0,2	18,4	21,5	27,3	40,8	100,1
0,3	14,3	15,7	22,0	33,4	83,3
0,4	14,2	17,8	25,1	46,0	466,1
0,5	14,2	18,3	27,3	58,2	/

4.2.6 Behältersieden mit Kompressor

Für Behältersieden werden in Abstimmung mit der Abwärmeerzeugung die Masse des Kreislaufs ohne Maschinen, der Leistungsbedarf von Verdichtern, Kreislaufpumpen

und die zusätzliche Energieerzeugung zum Betrieb des Kühlkonzepts in Tabelle 4.44 bis 4.47 angegeben. Die Gesamtmassenbilanz wird in

Tabelle 4.48 abgebildet. Dabei wird festgehalten, dass die leichteste Konfiguration eine Masse von 6,6 Tonnen aufweist.

Für diese Konfiguration wird in Abhängigkeit der Betriebszeit des Behältersiedens die entsprechende Masse eines KM-Luft-HEX zur passiven Kühlung und die Masse des Wassertanks eingerechnet. Die Masse des Wassertanks wird am neuen Abwärmestrom und der Verdampfungsenthalpie der leichtesten Konfiguration bemessen. Die Umgebungsbedingungen und die Masse des HEX zur passiven Luftkühlung wird in Tabelle 4.49 festgehalten. Tabelle 4.50 zeigt die Gesamtmasse des Systems an.

Tabelle 4.44: Skalierte Masse von Versorgungskreislauf und Wärmeübertrager bei Behältersieden mit Kompressor in t.

HEX-Effektivität	5 kPa	8,75 kPa	12,5 kPa	16,25 kPa	20 kPa
0,1	20,0	25,8	33,6	45,0	63,7
0,3	6,8	8,8	11,5	15,4	21,8
0,5	4,2	5,4	7,1	9,5	13,6
0,7	3,1	4,1	5,3	7,1	10,2

Tabelle 4.45: Skalierter Leistungsbedarf des Verdichters zum Behältersieden mit Kompressor in MW.

HEX-Effektivität	5 kPa	8,75 kPa	12,5 kPa	16,25 kPa	20 kPa
0,1	7,0	5,2	4,1	3,5	3,0
0,3	7,0	5,2	4,1	3,5	3,0
0,5	7,0	5,2	4,1	3,5	3,0
0,7	7,0	5,2	4,1	3,5	3,0

Tabelle 4.46: Skalierter Leistungsbedarf von Kreislaufpumpen beim Behältersieden mit Kompressor in kW.

HEX-Effektivität	5 kPa	8,75 kPa	12,5 kPa	16,25 kPa	20 kPa
0,1	2,1	2,7	3,6	5,0	7,5
0,3	2,5	3,2	4,2	5,9	8,9
0,5	3,0	3,8	5,0	7,0	10,7
0,7	3,6	4,6	6,1	8,5	13,1

Tabelle 4.47: Erzeugungsbedarf an Brennstoffzellenleistung für die Konfigurationen des Behältersieden mit Kompressor in MW.

HEX-Effektivität	5 kPa	8,75 kPa	12,5 kPa	16,25 kPa	20 kPa
0,2	7,0	5,2	4,2	3,5	3,0
0,3	7,0	5,2	4,2	3,5	3,0

0,4	7,0	5,2	4,1	3,5	3,0
0,5	7,0	5,2	4,2	3,5	3,0

Tabelle 4.48: Summierte Masse der Konfigurationen bei Behältersieden mit Kompressor in t.

HEX-Effektivität	5 kPa	8,75 kPa	12,5 kPa	16,25 kPa	20 kPa
0,2	23,4	28,3	35,7	46,7	65,3
0,3	10,3	11,3	13,5	17,1	23,4
0,4	7,7	8,0	9,2	11,3	15,2
0,5	6,6	6,6	7,4	8,9	11,8

Tabelle 4.49: Umgebungsbedingungen und die entsprechende Masse eines KM-Luft-HEX für unterschiedliche Betriebszeiten eines alternativen Kühlsystems.

Parameter	30 s	60 s	120 s	180 s	300 s	600 s
H_{Flug} in m	450	900	1800	2700	4500	8848
T_{Umgebung} in °C	42,1	39,2	33,3	27,5	15,8	-12,5
$\Delta T_{\text{KM-Umgebung}}$	27,9	30,9	36,7	42,6	54,3	82,5
$m_{\text{KM-L-HEX}}$ in kg	2657	2405	2022	1744	1368	899

Tabelle 4.50: Gewichtsbilanz für unterschiedliche Betriebszeiten von Behältersieden bei der leichtesten Konfiguration.

Parameter	30 s	60 s	120 s	180 s	300 s	600 s
$m_{\text{KM-L-HEX}}$ in kg	2657	2405	2022	1744	1368	899
$m_{\text{opt,konfig}}$ in t	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6
m_{Wasser} in t	0,34	0,67	1,35	2,02	3,37	6,74
m_{ges} in t	9,59	9,67	9,96	10,36	11,33	14,23

4.2.7 Strömungssieden

Dieser Unterabschnitt zeigt die Endergebnisse des Konzepts, das Gegenstrom-Sieden von Wasser als Wärmesenke in der Startphase einsetzt. In Abstimmung mit der Abwärmegenerierung werden die Masse des Kreislaufs ohne Maschinen, der Leistungsbedarf von Verdichtern, Kreislaufpumpen und die zusätzliche Energieerzeugung zum Betrieb des Kühlkonzepts in Tabelle 4.51 angegeben. Die Gesamtmassenbilanz wird in Tabelle 4.52 dargestellt. Dabei wird festgehalten, dass die leichteste Konfiguration eine Masse von 7,1 Tonnen aufweist.

Für diese Konfiguration wird in Abhängigkeit der Betriebszeit des Behältersiedens die entsprechende Masse eines KM-Luft-HEX zur passiven Kühlung und die Masse des Wassertanks eingerechnet. Die Masse des Wassertanks wird am neuen Abwärmestrom und der Verdampfungsenthalpie der leichtesten Konfiguration bemessen. Die Umgebungsbedingungen und die Masse des HEX zur passiven Luftkühlung sind in Tabelle 4.49 dokumentiert. Die Gesamtmasse des Systems wird in Tabelle 4.53 dargestellt.

Tabelle 4.51: Ergebnisse der Skalierung basierend auf dem Energiebedarf des Kühlsystems für eine Siededruckvariation.

Siededruck in Pa	5000	7500	10000	12500	15000	17500	20000
$m_{\text{Sys,skal}}$ in t	4,4	4,5	4,9	5,9	7,5	11,5	20,5
$P_{\text{Verdichter}}$ in MW	7,5	5,8	4,7	4,0	3,5	3,1	2,8
P_{Pumpe} in W	23,4	23,2	26,0	27,6	31,7	38,1	50,1
$P_{\text{BSZ,add}}$ in MW	7,5	5,8	4,7	4,0	3,5	3,1	2,8

Tabelle 4.52: Massenbilanz aus dem Leistungsbedarfs-Skalierung von Strömungssieden für eine Siededruckvariation.

Siededruck in Pa	5000	7500	10000	12500	15000	17500	20000
$m_{\text{Sys,skal}}$ in t	4,4	4,5	4,9	5,9	7,5	11,5	20,5
$M_{\text{Verdichter,add}}$ in t	1,1	0,9	0,7	0,6	0,5	0,5	0,4
M_{Pumpe} in kg	0,4	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,8
$M_{\text{BSZ,add}}$ in t	2,5	1,9	1,6	1,3	1,2	1,0	0,9
m_{ges} in kg	8,0	7,3	7,1	7,9	9,2	13,0	21,9

Tabelle 4.53: Gewichtsbilanz für unterschiedliche Betriebszeiten von Strömungssieden bei der leichtesten Konfiguration.

Parameter	30 s	60 s	120 s	180 s	300 s	600 s
$m_{\text{KM-L-HEX}}$ in kg	2657	2405	2022	1744	1368	899
$m_{\text{opt,konfig}}$ in t	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1
$m_{\text{Wasser,Verd}}$ in t	0,34	0,67	1,35	2,02	3,37	6,74
m_{ges} in to	10,09	10,18	10,47	10,86	11,84	14,73

4.2.8 Thermochemische Wärmesenken

Dieser Unterabschnitt zeigt die Endergebnisse das Konzept, das Gegenstrom-Sieden von Wasser als Wärmesenke in der Startphase einsetzt. In Abstimmung mit der Abwärmegenerierung werden die Masse des Kreislaufs ohne Maschinen, der

Leistungsbedarf von Verdichtern, Kreislaufpumpen und die zusätzliche Energieerzeugung zum Betrieb des Kühlkonzepts in Tabelle 4.54 angegeben. Die Gesamtmassenbilanz wird in Tabelle 4.55 dargestellt. Dabei wird festgehalten, dass die leichteste Konfiguration eine Masse von 7,1 Tonnen aufweist.

Für diese Konfiguration wird in Abhängigkeit der Betriebszeit des Behältersiedens die entsprechende Masse eines KM-Luft-HEX zur passiven Kühlung und die Masse des Wassertanks eingerechnet. Die Masse des Wassertanks wird am neuen Abwärmestrom und der Verdampfungsenthalpie der leichtesten Konfiguration bemessen. Die Umgebungsbedingungen und die Masse des HEX zur passiven Luftkühlung sind in Tabelle 4.49 dokumentiert. Die Gesamtmasse des Systems wird in Tabelle 4.56 dargestellt.

Tabelle 4.54: Massenbilanz und Leistungsbedarf im Kühlsystem nach der Skalierung nach dem Energiebedarf.

Reaktant 1	NH3	NH3	H2O	H2O	H2O	H2O
Reaktant 2	NH4Cl	NaBr	CaCl2	KOH	LiCl	NaOH
$m_{\text{Sys,opt,skal}}$ in t	6,1	6,6	5,7	17,6	44,5	6,4
$m_{\text{Sys,opt,skal}}$ in t	7,0	7,6	6,6	18,5	45,4	7,4
$P_{\text{Pumpe,skal}}$ in W	18	20	17	36	57	19
$P_{\text{BSZ,add}}$ in W	18	20	17	36	57	19

Tabelle 4.55: Masse von Systemkomponenten bei sorptionsgekühlten Kreisläufen mit Berücksichtigung von Betriebszeit und Energiebedarf nach der Skalierung.

Reaktant 1	NH3	NH3	H2O	H2O	H2O	H2O
Reaktant 2	NH4Cl	NaBr	CaCl2	KOH	LiCl	NaOH
$m_{\text{KM-L-HEX}}$ in kg	1644	1579	2053	1304	945	1686
m_{Pumpe} in kg	0,3	0,3	0,3	0,5	0,9	0,3
$m_{\text{BSZ,add}}$ in kg	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Tabelle 4.56: Massenbilanz für sorptionsgekühlte Fälle in Abhängigkeit von Stoffkombination und Massenaufschlagsfaktor.

Reaktant 1	NH3	NH3	H2O	H2O	H2O	H2O
Reaktant 2	NH4Cl	NaBr	CaCl2	KOH	LiCl	NaOH
$m_{\text{ges,opt}}$ in t	7,7	8,2	7,7	18,9	45,4	8,1
$m_{\text{ges,kons}}$ in t	8,7	9,2	8,7	19,8	46,4	9,1

4.2.9 Kühlkanalkoppelung

Die Resultate der Kühlkanalkoppelung werden in Abhängigkeit der Betriebsdauer dargestellt. In Tabelle 4.57 werden die Masse des Kreislaufs sowie die angepasste Leistung von Pumpen und Brennstoffzellen für den stationären Betrieb dargestellt. Tabelle 4.58 zeigt die Masse der Systeme aufgeschlüsselt in Kreislauf, Tank, Maschinen und Gesamtsumme.

Tabelle 4.57: Skalierte Masse und Leistungsbedarf eines Kreislaufs nach der Betriebszeit von Kühlkanalkoppelung.

Parameter	Kühlkanalkoppelungszeit					
	30 s	60 s	120 s	180 s	300 s	600 s
$m_{KL,skal}$ in to	2,85	2,85	2,85	2,85	2,85	2,85
$P_{Pumpe,skal}$ in W	155	155	155	155	155	155
$P_{BSZ,add}$ in W	155	155	155	155	155	155

Tabelle 4.58: Massenaufstellung und Gesamtbilanz für flüssig-flüssig-Kühlkanalkoppelung in Abhängigkeit der Betriebszeit.

Parameter	Kühlkanalkoppelungszeit					
	30 s	60 s	120 s	180 s	300 s	600 s
$m_{KL,skal}$ in to	2,85	2,85	2,85	2,85	2,85	2,85
m_{Tank} in to	2,19	4,39	8,77	13,16	21,94	43,87
$m_{KM-L-HEX}$ in to	2,66	2,41	2,02	1,74	1,37	0,90
m_{Pumpe} in kg	2	2	2	2	2	2
$m_{BSZ,add}$ in kg	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
m_{ges} in to	7,70	12,02	16,02	20,13	28,53	50,00

5. Auswertung

In diesem Kapitel wird zunächst der Einfluss der variablen Parameter auf die Ergebnisse für die leistungsskalierten Untersuchungsgegenstände beleuchtet. Anschließend werden die Wärmetransportmechanismen und Kühlkonzepte verglichen. Zu diesem Zweck wird ein Vergleich der leichtesten Konfigurationen der Kühlsysteme und Wärmetransporttechnologien angestrebt. Anschließend werden die Erkenntnisse Angaben aus der Literatur entgegengestellt. Daneben werden die Ergebnisse kritisch reflektiert und Einschränkungen der Ergebnisse benannt.

5.1 Einfluss der Variationsparameter auf die skalierten Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse von einphasig gepumpten Kreisläufen, 2P-MPL und Wärmerohre bezüglich des Einflusses von variablen Parametern der Untersuchung ausgewertet. Das Ziel liegt darin Abhängigkeiten aufzuzeigen. Ergebnisse werden für eine vergleichende Gegenüberstellung der Technologien vorbereitet.

5.1.1 Flüssig-gepumpte Kreisläufe

Für einphasig gepumpte Kreisläufe wurde der Einfluss des Massenstroms auf die Gesamtmasse untersucht. In Abbildung 5.1 wird die Gesamtmasse eines Kreislaufs auf die Höhe des zirkulierenden Massenstrom bezogen. Dabei wird ein linearer Zusammenhang aufgezeigt. Der Massenstrom kann mit durch ein Polynom ersten Grades approximiert werden. Der Massenstrom im Kreislauf hängt invers von der Temperaturdifferenz ab, die bei Wärmeabgabe und Aufnahme im Betrieb erreicht wird. Dieser Zusammenhang ergibt sich durch Formel 3.23.

$$m_{KL,ges} = 11,3830 \text{ s} \cdot \dot{m}_{KM} + 0,1463 \text{ kg}$$

Formel 5.1: Berechnung der Gesamtmasse von skalierten einphasig gepumpten Kreisläufen. Dabei ist $\dot{m}_{KM}$ der Massenstrom des zirkulierenden Kältemittels in [kg/s].

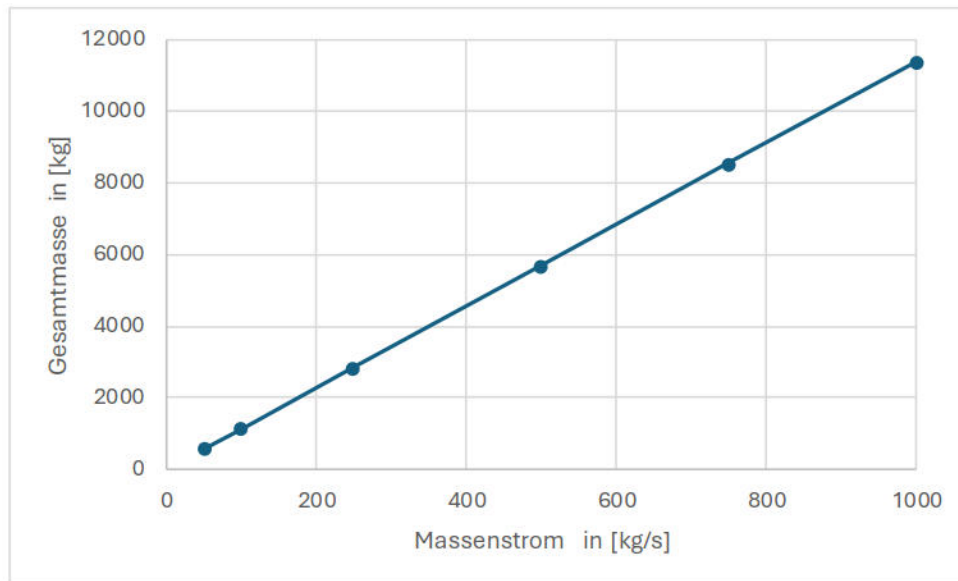


Abbildung 5.1: Gesamtmasse von flüssig-gepumpten Kreisläufen in Abhängigkeit des Massenstroms.

Für einen Vergleich der Wärmetransporttechnologien soll anhand der untersuchten Temperaturen von Wärmesenken ein Mindestwert für Massenströme berechnet werden um mit Formel 5.1 ein Mindestgewicht für diese Kreislaufform anzugeben. In dieser Arbeit beträgt die Temperatur der Wärmesenken mindestens 32,9 °C. Das entspricht der Siedetemperatur von Wasser bei 5kPa Umgebungsdruck. Der notwendige Massenstrom beträgt 101,5 kg/s nach Formel 3.23 bei einer Wandtemperatur von 80 °C, einer Wärmekapazität von 4182 J/(kg K) [20] für einen Wärmestrom von 20 MW. Für diesen Massenstrom beträgt das Gesamtgewicht des Kreislaufs 1,16 t bei Anwendung von Formel 5.1.

5.1.2 2P-MPL-Systeme

Für 2P-MPL-Systeme wurde eine Variation in der Parametrisierung der Drossel nach der Wärmequelle vollzogen. Damit wurde eine Beeinflussung der Siedetemperatur in der Wärmequelle erzielt. Ein Wassermassenstrom von 13,9 kg/s wurde durch einen Wärmestromzufuhr von 20 MW teilweise verdampft. Abbildung 5.2 bildet den Verlauf der Gesamtmasse der 2P-MPL-Systeme in Abhängigkeit des Referenzmassenstroms der Drossel ab. Abbildung 5.3 zeigt die Gesamtmasse in Abhängigkeit der Siedetemperaturen zur Teilverdampfung des Arbeitsmediums. Der Verlauf der Gesamtmasse in Abbildung 5.3 zeigt ein nicht-lineares Wachstum bei steigender Verdampfungstemperatur.

Die leichteste Konfiguration ergibt sich beim höchsten Drosselreferenzmassenstrom. Ein Wärmetransport von 20 MW ist dabei mit einer Kreislaufmasse von 260 kg Gesamtgewicht möglich. Die Siedetemperatur beträgt dabei 136°C. Dieser Wert ist über der Wandtemperatur von NT-PEMFC. Dadurch ist die Konfiguration nicht als Wärmetransportmechanismus für NT-PEM-Antriebe geeignet. Für HT-PEMFC wäre diese Konfiguration eine Option, da diese Brennstoffzellen-Technologie im Temperaturbereich von 120 bis 200°C betrieben wird [32].

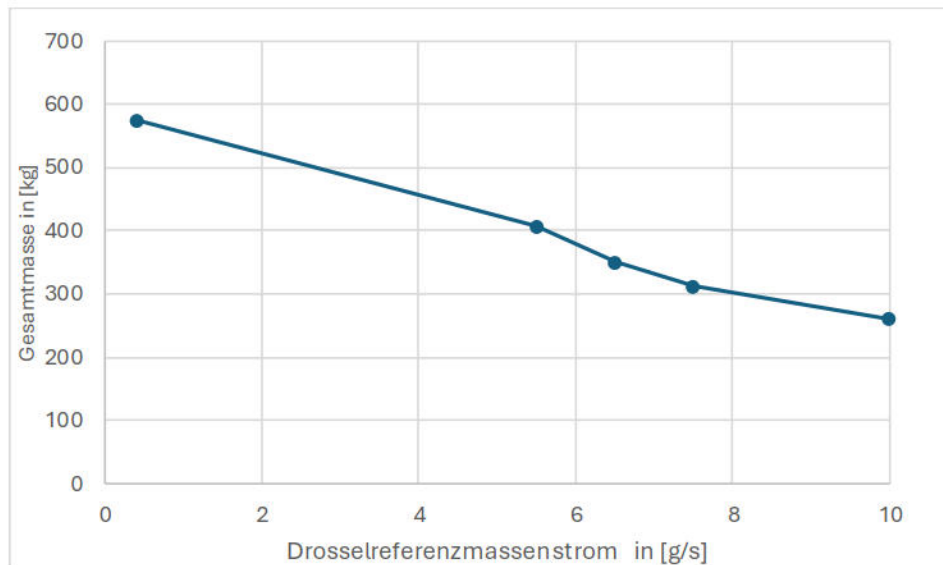


Abbildung 5.2: Gesamtmasse von 2P-MPL-Systemen in Abhängigkeit des Drosselreferenzmassenstroms bei ansonst gleicher Parametrisierung und Kältemittelmassenstrom.

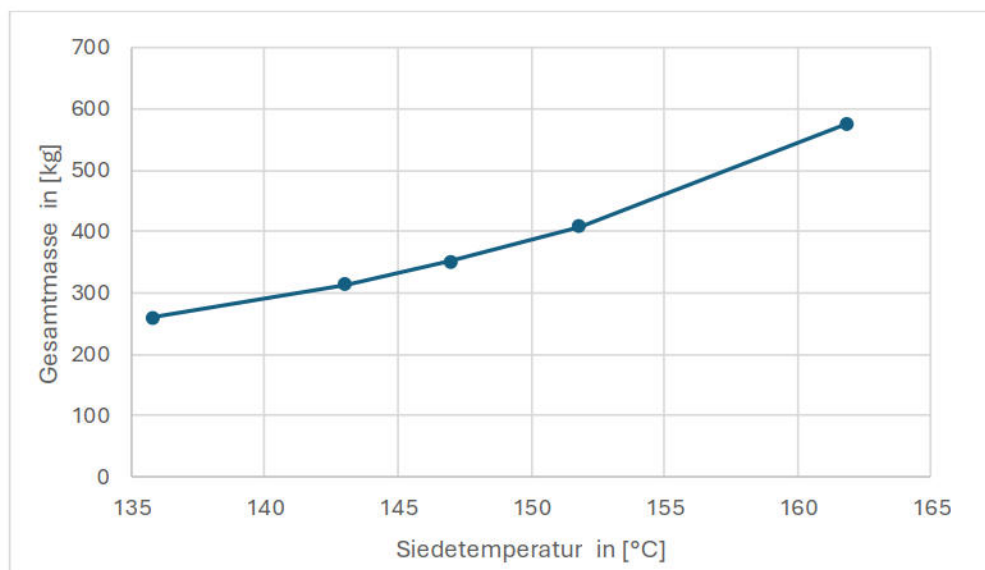


Abbildung 5.3: Masse von 2P-MPL-Systemen mit Wasser als Arbeitsmedium für einen Nennwärmestrom von 20 MW in Abhängigkeit der Siedetemperatur.

5.1.3 Wärmerohre

Wärmerohre wurden für eine Bauart in Abhängigkeit von Betriebstemperatur und Länge der adiabaten Transportzone untersucht. Die höchste Eignung in Bezug auf leichte Wärmetransporttechnologien wird bei einer möglichst geringen Länge der adiabaten Transportzone erreicht. Dieser Sachverhalt wird für die Medien Ammoniak und Wasser in Abbildung 5.4 sowie Abbildung 5.5 dargestellt.

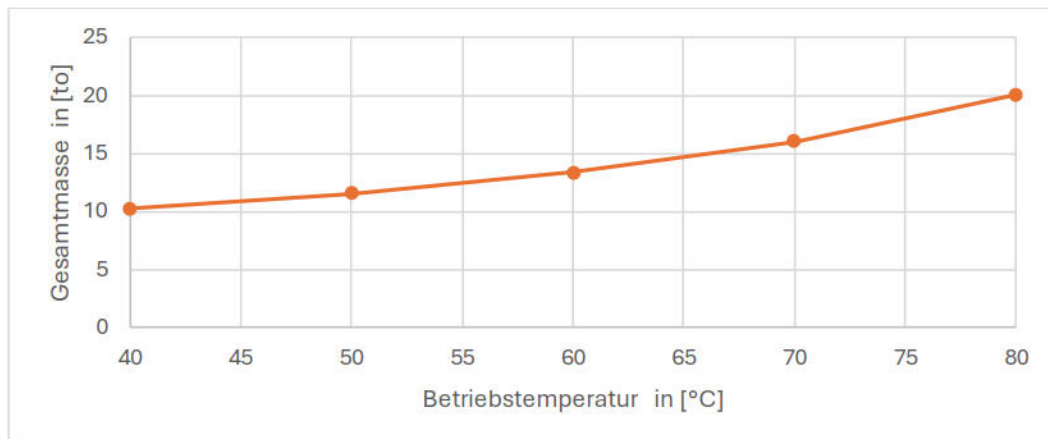


Abbildung 5.4: Gesamtmasse an Ammoniak-Wärmerohren zum Wärmetransport von 20 MW in Abhängigkeit der Temperatur. Länge der adiabaten Transportzone: 100mm.

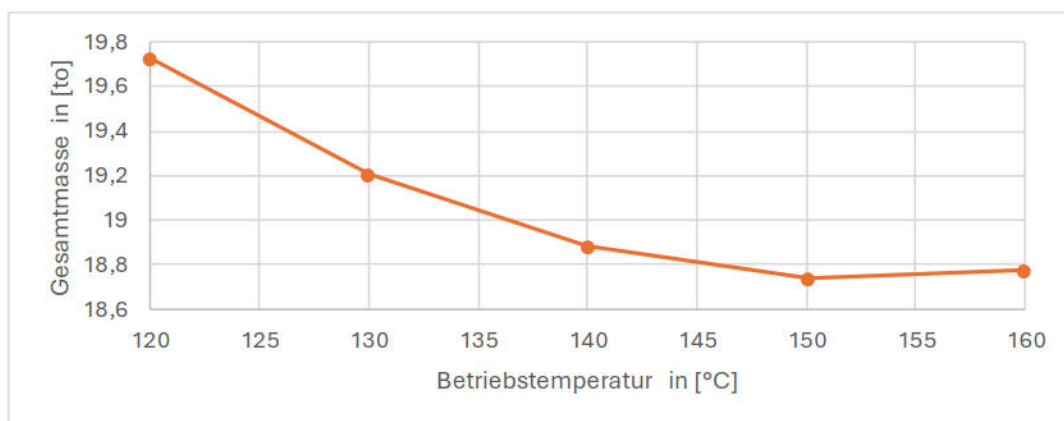


Abbildung 5.5: Darstellung der Gesamtmasse an Wasser-Wärmerohren zur Wärmeübertragung von 20 MW in Abhängigkeit der Temperatur. Länge der adiabaten Transportzone: 100 mm.

In Abbildung 5.4 und Abbildung 5.5 wird die notwendige Gesamtmasse an Wärmerohren zum Transport von 20 MW für unterschiedliche Betriebstemperaturen dargestellt. In den untersuchten Temperaturen weist Ammoniak nur bei einer Temperatur von 80°C eine höhere Masse als die Vergleichsreihe mit Wasser als Arbeitsmedium an.

Wasser zeigt als Medium in Abbildung 5.5 ein Optimum bei einer Betriebstemperatur von 150°C und einer Masse von 18,74 t an.

Ammoniak-Wärmerohre zeigen im Intervall der Wandtemperaturen von NTPEMFC von 60 bis 80°C mit zunehmender Temperatur eine nichtlineare Zunahme an notwendiger Rohrmasse auf.

5.1.4 Batterie-gestützte Startphase

Die Entladungsgeschwindigkeit dient als primäre Variable in der Dimensionierung von Batteriegestützten Startvorgängen. Die Gesamtmasse von Systemen die Batterien zur Energieversorgung des Antriebs in Startphasen nutzen wird in Abbildung 5.6 in Abhängigkeit der ihrer Entladungsgeschwindigkeit angegeben. Hier zeigt sich der Zusammenhang, dass höhere Entladungsgeschwindigkeiten trotz schwererer KM-Luft-Wärmeübertrager die Gesamtmasse in diesem Konzept reduzieren. Abbildung 5.7 zeigt, dass der Anteil der Batteriemasse am Systemgewicht mit steigender Entladungsgeschwindigkeit immer niedriger wird.

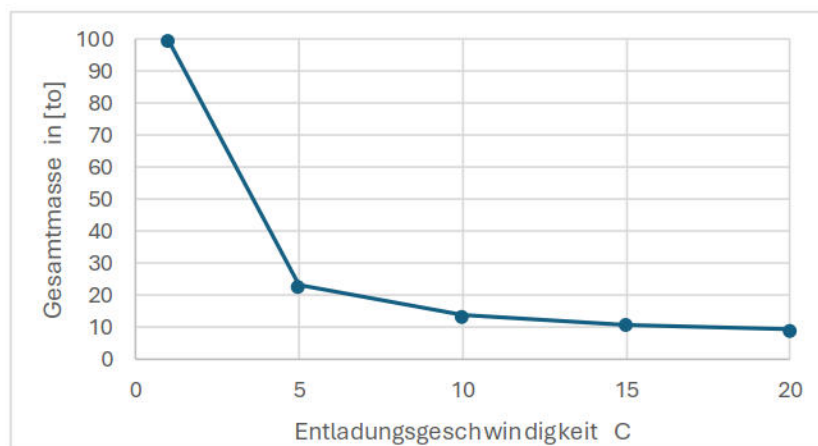


Abbildung 5.6: Darstellung der Gesamtmasse bei Batterie-gestützten Startphasen in Abhängigkeit der Entladungsgeschwindigkeit der Batteriezellen in [t]

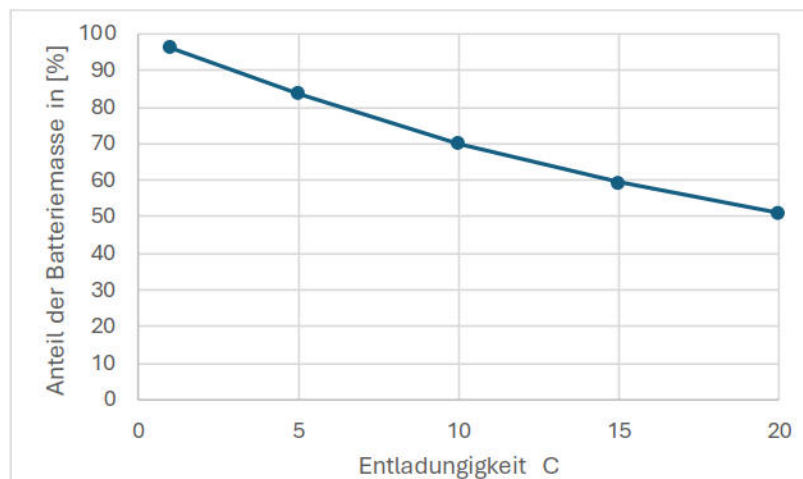


Abbildung 5.7: Darstellung des Anteils der Batterie-Masse an der Gesamtmasse des Kühlsystemkonzepts in [%].

5.1.5 Aktive Luftkühlung

Die aktive Luftkühlung wurde in Abhängigkeit der HEX-Effektivität und der ungestörten Anströmgeschwindigkeit der Luft untersucht. Die Gewichtsbalanz wird in Abhängigkeit dieser Parameter in Abbildung 5.8 dargestellt. Dabei zeigt sich, dass mit steigender Anströmgeschwindigkeit die Gesamtmassen der Systeme immer weiter divergieren. Aufgrund des Energiebedarfs war es in keiner Konfiguration möglich die Anströmgeschwindigkeiten von 62,5 und 75 m/s mit Brennstoffzellen als Energiequelle zu realisieren. Bei einer HEX-Effektivität von 0,4 und 0,5 kann eine Anströmgeschwindigkeit von 50 m/s nicht skaliert werden.

Die Konfiguration mit dem geringsten Gesamtgewicht nach einer leistungsbasieren Skalierung ergibt sich bei einer Effektivität von 0,3 und einer ungestörten Anströmgeschwindigkeit von 25 m/s. In dieser Einstellung summiert sich das Gewicht auf 34,2 Tonnen.

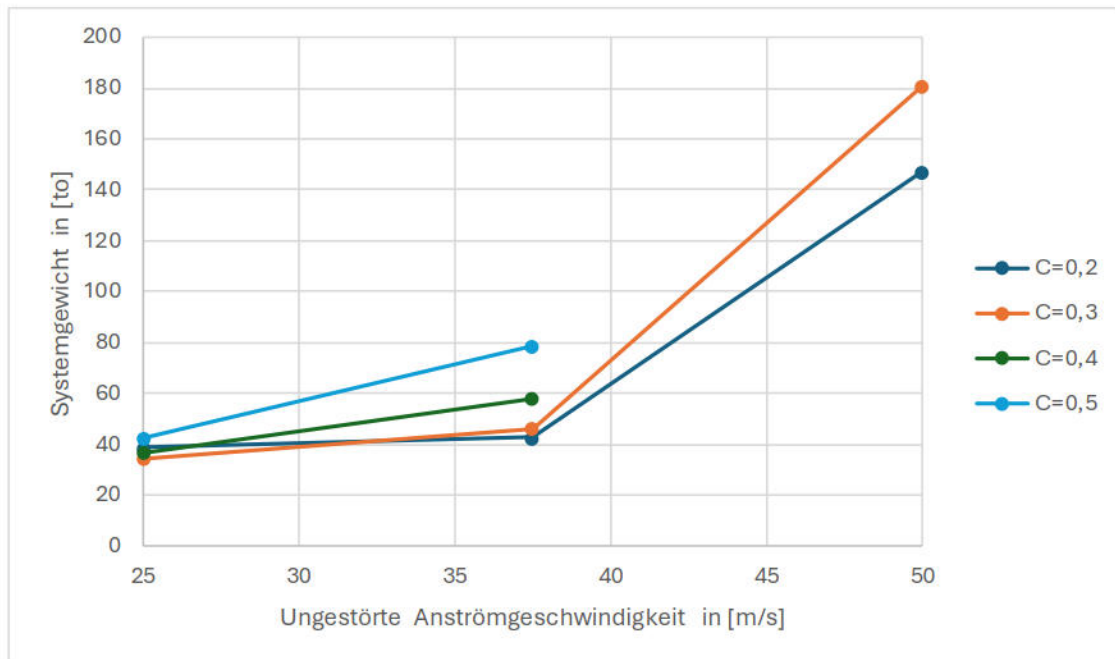


Abbildung 5.8: Gewichtsbilanz aktiv luftgekühlter Systeme nach der Leistungs-basierten Skalierung für unterschiedliche HEX-Effektivitäten in Abhängigkeit der ungestörten Anströmgeschwindigkeit.

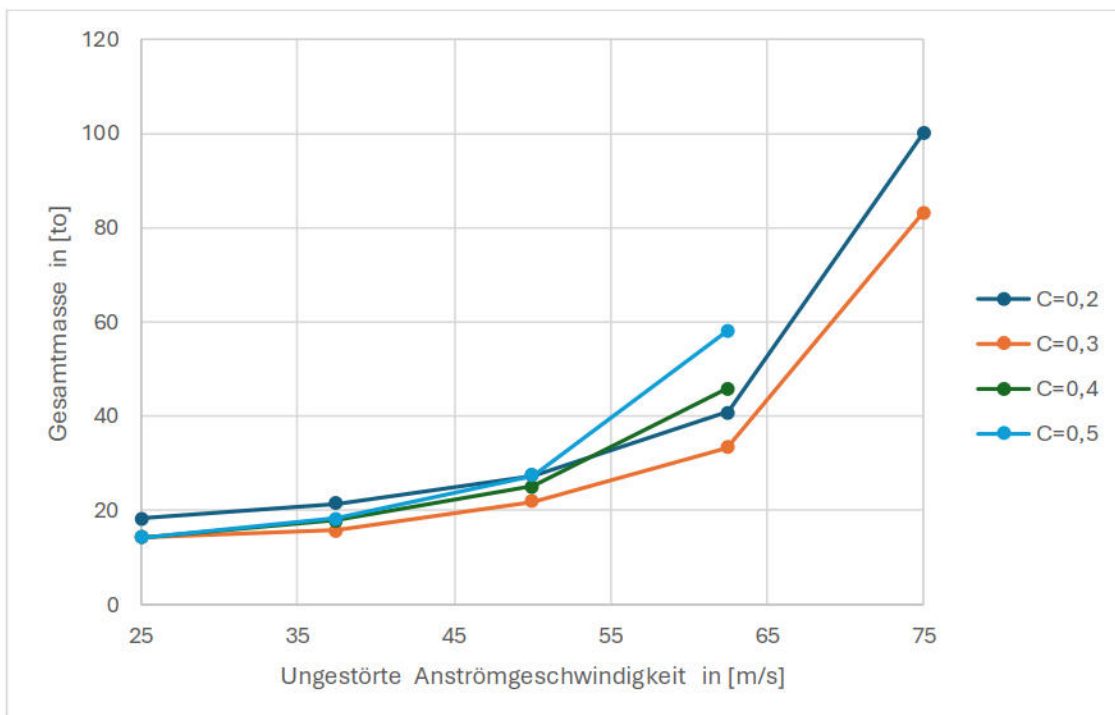


Abbildung 5.9: Gewichtsbilanz aktiv verdunstungsgekühlter Systeme nach der Leistungs-basierten Skalierung für unterschiedliche HEX-Effektivitäten in Abhängigkeit der ungestörten Anströmgeschwindigkeit. Aus Darstellungsgründen wurde die Konfiguration (C=0,4; $u_{\infty}=75$ m/s) bei einer Masse von 466,1 Tonnen exkludiert.

5.1.6 Aktive Verdunstungskühlung

Die aktive Verdunstungskühlung wurde in Abhängigkeit der Soleseitigen HEX-Effektivität und der ungestörten Anströmgeschwindigkeit der Luft untersucht. Die Gewichtsbalanz wird in Abhängigkeit dieser Parameter in Abbildung 5.9 dargestellt. Als einzige Parameterkonfiguration überstieg die Kombination $C=0,5$ bei einer Anströmgeschwindigkeit von 75 m/s möglichen Energiebedarf für eine Skalierung.

Die leichteste Konfiguration ergibt sich bei einer Effektivität von 0,5 bei einer Anströmgeschwindigkeit von 25 m/s. Dazu kann ein Gewicht von 14,1 Tonnen angegeben werden.

5.1.7 Behältersieden mit Kompressor

Für Behältersieden mit der Dampfentsorgung durch einen Verdichter an die Umgebung wurde eine zweistufige Massenbilanzierung vollzogen. Die erste Massenbilanzierung wurde in Abhängigkeit der Variationsparameter erstellt. Die Zweite Massenbilanz fügt der leichtesten Konfiguration die Masse eines KM-Luft-HEX und die vom verdampften Wasser in Abhängigkeit von Betriebszeit und Siededruck an.

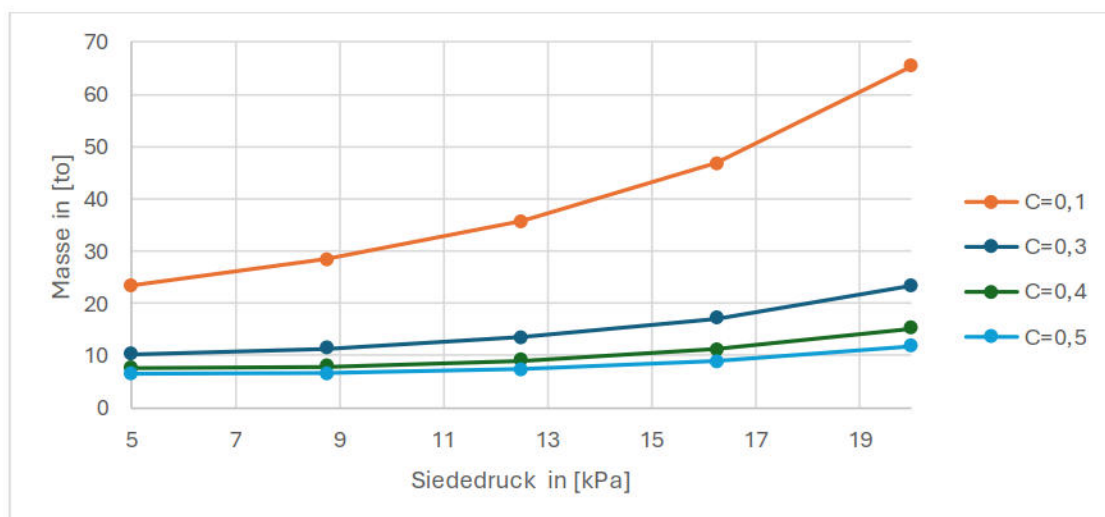


Abbildung 5.10: Massenbilanz von Behältersieden mit Kompressor für unterschiedliche HEX-Effektivitäten in Abhängigkeit des Siededrucks.

Abbildung 5.10 zeigt die Abhängigkeit der leistungsskalierten Masse von den variierten Parametern. Hier zeigt sich, dass eine Absenkung vom Siededruck und eine Erhöhung der Effektivität bei der Wärmeübertragung niedrige Systemgewichte erzielen. Die leichteste Konfiguration weist ein Mindestgewicht von 6,6 t auf.

In Abbildung 5.11 wird der Verlauf der Startmasse der leichtesten Konfiguration über die Nutzungsdauer des Siedevorgangs gezeigt. Im Verlauf zeigt sich, dass die Reduktion der Masse eines KM-Luft-HEX den Massenzusatz von Wasser zur Verdampfung nicht ausgleichen kann. In Abbildung 5.12 wird die Startmassenzusammensetzung der leichtesten Konfiguration in Abhängigkeit der Betriebszeit des Behältersiedens dargestellt. Aus der Abbildung geht hervor, dass der HEX zur passiven Luftkühlung mit einer Masse von 900 kg die geringste Gesamtmasse aller untersuchten Konzepte bei einer Betriebszeit von 600 s aufweist. Damit ist er rund 68,4 % leichter ausführbar als der HEX bei 30 s Betriebszeit. Abbildung 5.13 zeigt die Entwicklung der Kühlsystemmasse über die ersten 600 s der Betriebszeit, wenn passive Luftkühlung erst nach dieser Betriebszeit eingesetzt wird. Dieser Graph zeigt, dass das Behältersieden ein Gewicht von 7,49 t erreicht, wenn die Wasserreserven rückstandlos verdampft werden. Dadurch findet eine Reduktion der Kühlsystemmasse um 47,4 % ausgehend von der Startmasse von 14,2 t statt.

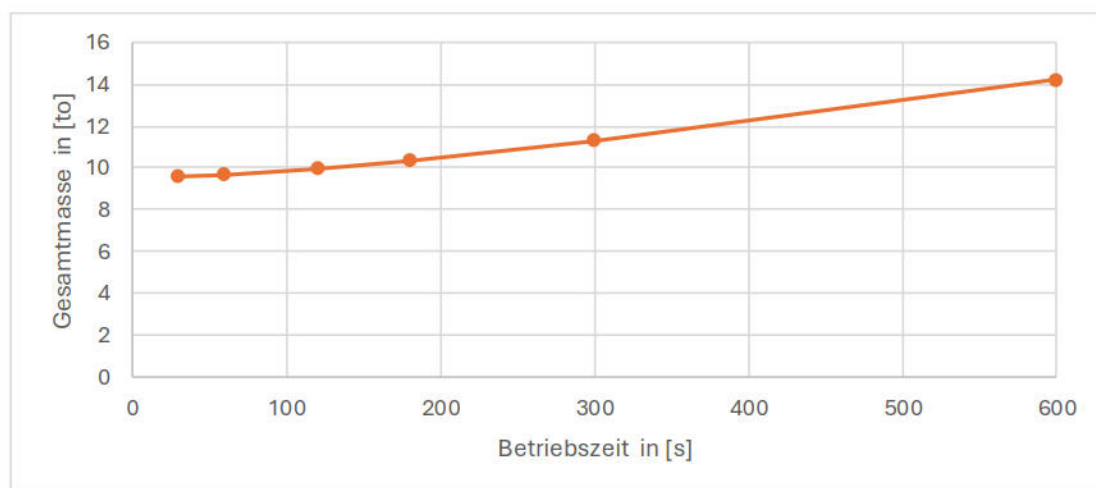


Abbildung 5.11: Startgewicht der leichtesten Behältersiede-Konfiguration mit Berücksichtigung von zusätzlichen Wärmeübertragern und der Masse von verdampftem Wasser.

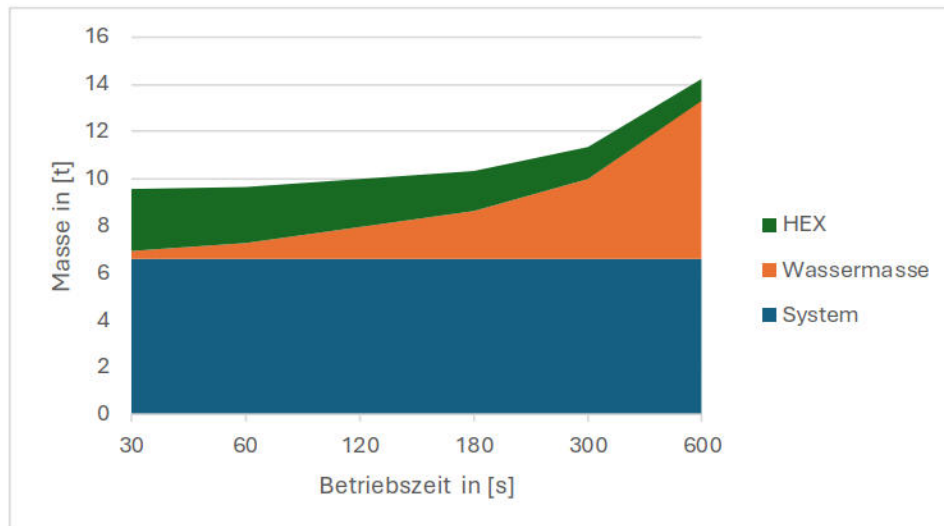


Abbildung 5.12: Massenzusammensetzung am Start in Abhängigkeit der Betriebszeit. Als HEX wird der KM-Luft-Wärmeübertrager zur passiven Luftkühlung nach der Betriebszeit bezeichnet.

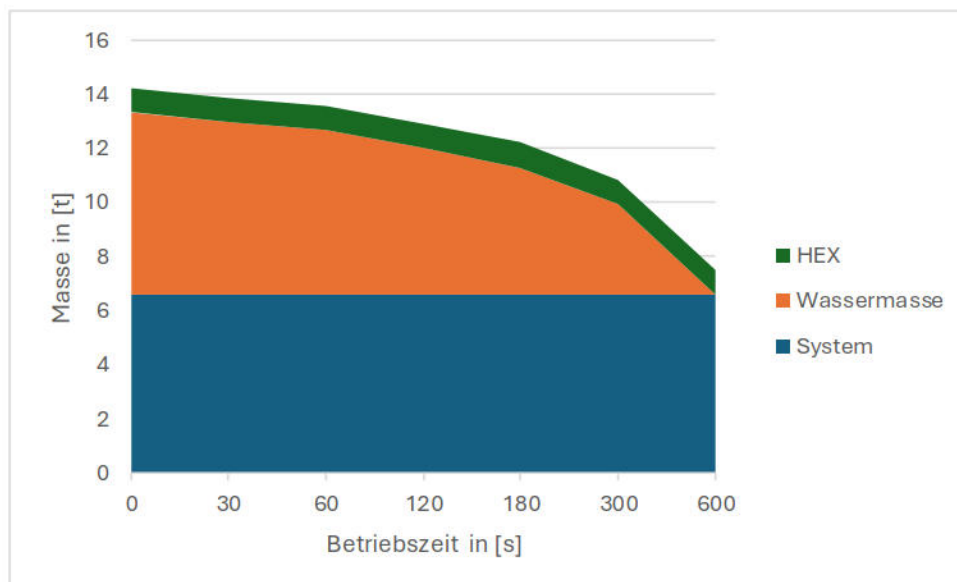


Abbildung 5.13: Massenzusammensetzung beim leichtesten HEX zur passiven Kühlung in Abhängigkeit der Flugzeit ohne Wasserreserven.

5.1.8 Behältersieden mit Ausweichtank

Für die Nutzung von Tanks als Raum für erzeugten Dampf wurde eine Randbetrachtung vollzogen. Die Ergebnisse für mögliche Betriebszeiten in Abbildung 4.4 bilden eine lineare Abhängigkeit vom Tankvolumen des Ausweichtanks ab.

5.1.9 Strömungssieden

Strömungssieden wurde als Wärmesenke in Abhängigkeit des Siededrucks untersucht. Die Gesamtmasse dieses Konzepts wird in Abhängigkeit des Siededrucks in Abbildung 5.14 abgebildet. Die leichteste Konfiguration wird bei einem Siededruck von 10 kPa bei einer Masse von 7,1 Tonnen erreicht.

Die Gesamtmasse aus dem leichtesten Strömungssiede-Konzept in Summe mit der Masse eines KM-Luft-HEX sowie der notwendigen Wassermasse, die über die Betriebszeit verdampft wird, wird in Abbildung 5.15 bilanziert. Dieser Verlauf ist nichtlinear und streng monoton wachsend. Demnach kann die Reduktion der Umgebungstemperatur nicht die Masse des Wassers ausgleichen, welches für eine Startphase getankt werden müsste.

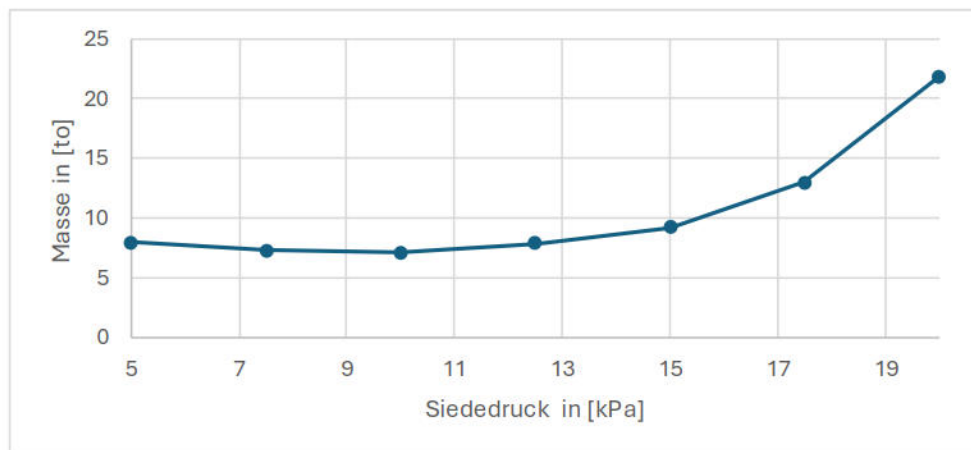


Abbildung 5.14: Masse von Strömungssiede-Konzepten in Abhängigkeit des Siededrucks.

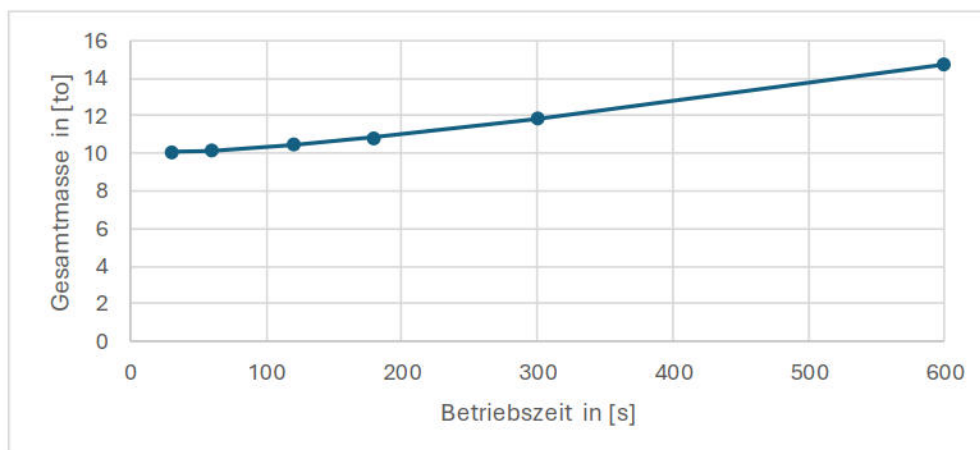


Abbildung 5.15: Startmasse der leichtesten Strömungssiede-Konfiguration mit Einbezug der Masse von Verdampfungwassermasse und KM-Luft-Wärmeübertrager in Abhängigkeit der Siede-Zeit

5.1.10 Thermochemische Wärmesenken

Als Thermochemische Wärmesenken wurden Sorptionsreaktionen untersucht. Es wurde dabei auf Sorptionsstoffkombinationen zurückgegriffen deren Lade-Temperatur niedriger als 70°C ist. Zu dieser Auswahl wurden Simulationen zur Dimensionierung eines Kreislaufs zur Wärmeversorgung der Reaktionen getroffen. Die Gewichts Bilanz wird in Abbildung 5.16 dargestellt. In dieser Grafik werden die Gesamtmassen in Abhängigkeit ihrer Ladetemperatur dargestellt. Dabei zeigt sich ein nicht-linearer Zusammenhang. Die Masse von Kreisläufen steigt mit zunehmender Ladetemperatur. Da die Reaktionen bei ansonst gleichen Parametern simuliert wurden, sind die Abweichungen auf Unterschiede im Massenstrom im Kreislauf zurückzuführen.

Das leichteste System zeigt sich bei der Sorptionsreaktion von Wasser und Kalziumchlorid. Die Gesamtmasse wird auf einen Bereich zwischen 7,7 und 8,7 Tonnen geschätzt.

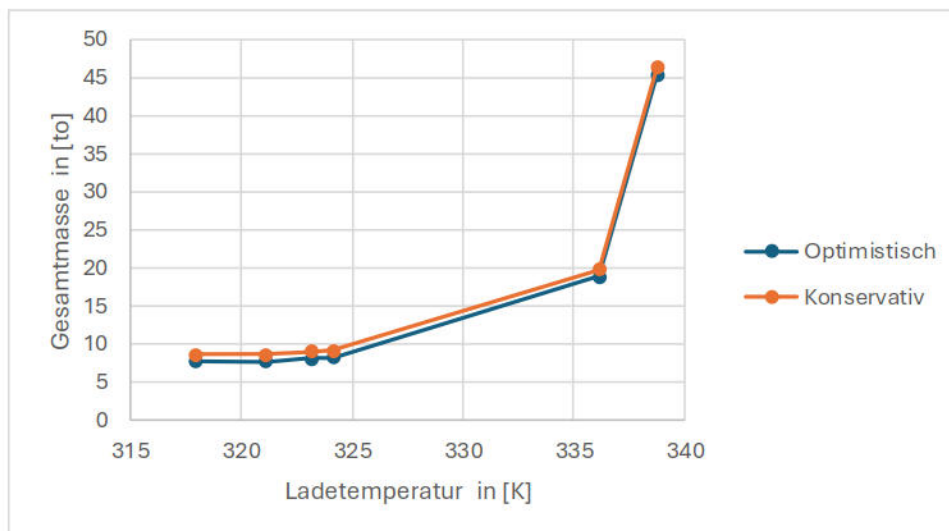


Abbildung 5.16: Gesamtmasse von thermochemischen Wärmesenken in Abhängigkeit ihrer Ladetemperatur.

5.1.11 Kühlkanalkoppelung

Die Auswertung der Kühlkanalkoppelung erfolgte mit der Betriebszeit der Koppelung als einzigen variierten Parameter. Damit wird in der Abbildung 5.17 die Entwicklung der Wassermasse an Bord sowie die Entwicklung des Wärmeübertragers zur anschließenden passiven Luftkühlung ausgewertet.

Ab einer Koppelungszeit von 60 bis 600 s steigt die Masse des Kühlsystems linear an. Die geringste Masse des Systems ergibt sich, wenn über 30 Sekunden gekühlt wird.

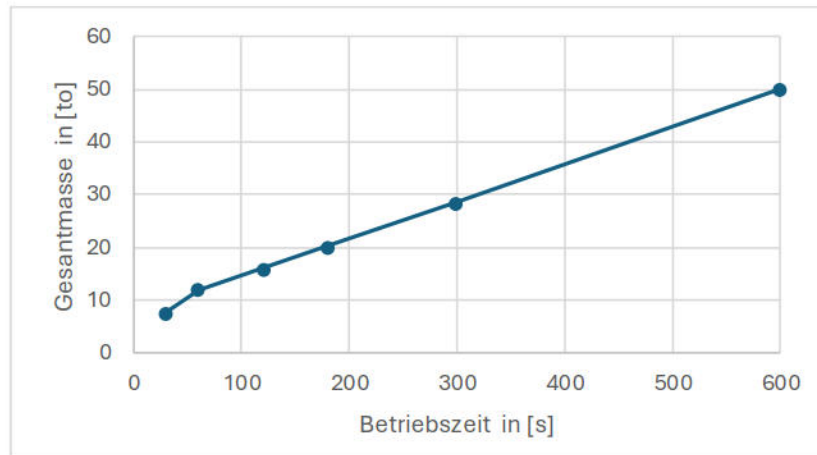


Abbildung 5.17: Startmasse des Kühlsystems mit Kühlkanalkoppelung über die Zeit mit Bezug von Kühlwasser aus einem Tank.

5.2 Vergleich von Wärmetransportmechanismen

In diesem Abschnitt findet basierend auf den Ergebnissen und der bisherigen Auswertung eine Bilanzierung statt, in der die leichtesten Konfigurationen verglichen werden. Teil des Vergleichs zu Wärmetransporttechnologien sind einphasig und zweiphasig gepumpte Kreisläufe sowie Wärmerohre.

Im Rahmen der Kühlaufgabe für NT-PEMFC-Antriebe wird festgehalten, dass die Masse einphasig-gepumpter Kreisläufe linear vom Massenstrom des Kältemittels abhängt, wie in Formel 5.1 festgehalten wird. Ein Maximalgewicht im Rahmen der Aufgabe ist nicht bezifferbar. Für die untersuchte Wärmequelle und die verschiedenen Wärmesenken beträgt das Mindestgewicht aber 1,16 t. Alle untersuchten Konfigurationen von Kühlkonzepten weisen höhere Kreislaufmassen auf.

Die Ergebnisse für 2P-MPL-Systeme zeigen Gesamtmassen zwischen 260 und 575 kg an. Der Temperaturbereich ist auf den HT-PEM-Wandtemperaturbereich eingeschränkt.

Abbildung 4.2 zeigt, dass die Fähigkeit zum Wärmetransport bei Wärmerohren abhängig von der Länge der adiabaten Transportzone und der Betriebstemperatur ist. Für 60 bis 80°C kann ein Mindestgewicht von 13,3 t angegeben werden, wobei die Transzonenlänge 100 mm beträgt. Wird die Länge der adiabaten Transportzone auf 5 m erhöht beträgt die Masse für Ammoniak-Wärmerohre mindestens 2,49 kt. Bei einer Transportzonenlänge von 100 mm weisen Wasser-Wärmerohre im Anwendungstemperaturbereich von 120 bis 160°C ein Mindestgewicht von 9,73 t auf. Dieser Wert verschlechtert sich auf 3,5 kt, wenn die Länge der adiabaten Transportzone auf 5 m erhöht wird.

Im Gesamtvergleich der Technologien zeichnen sich 2P-MPL-Systeme als leichteste Option ab. Diese Technologie ist zwischen 50,3 und 77,5 % leichter als der ideale Mindestwert von einphasig gepumpten Kreisläufen bei dem gleichen transportierten Wärmestrom und der gleichen Transportlänge.

Wird der Temperaturbereich auf NTP-EMFC-Wandtemperaturen beschränkt, erweisen sich einphasig-gepumpte Kreisläufe als leichteste Wärmetransportmechanismen bei idealen Wärmeübergangskonditionen. Der Idealwert für einphasig-gepumpte Kreisläufe ist 91,3 % leichter als der beste Wert bei Ammoniak-Wärmerohren. In diesem Vergleich ist die adiabate Transportzone 99 % kürzer als die Rohrlänge des Kreislaufts. Ist die adiabate Transportzone mit 5 m nur noch halb so lang wie die Transportlänge des Kreislaufts, sind einphasig-gepumpte Kreisläufe bis zu 99,95 % leichter.

5.3 Vergleich von autarken Kühlsystemen

In dieser Arbeit werden sieben verschiedene Kühlkonzepte vorgeschlagen. In diesem Abschnitt werden die jeweils leichtesten Konfigurationen einander gegenübergestellt. Zusätzlich wird die Startmasse für verschiedene Fälle verglichen und Diskussionen angeführt.

Die Startmasse der Konzepte wird in Tabelle 5.1 festgehalten. Die leichteste Konfiguration wird bei Kühlkanalkoppelung und Sorptionswärmesenken erreicht. Das Mindestgewicht bei diesen Optionen beträgt 7,7 Tonnen. Mit 9,4 und 9,6 Tonnen

folgen die Konzepte, die sich auf Batterien und Behältersieden stützen. Obwohl alle Konzepte nach einer bestimmten Betriebszeit auf die Luftkühlung umstellen müssen, sind die Konzepte, die sich von Beginn an auf Luft als Kühlmedium stützen, die schwersten. Dabei ist die Nutzung von Verdunstungskühlung noch um 58,8 % leichter als die aktive Luftkühlung.

Tabelle 5.1: Startmasse der leichtesten Konfigurationen aller Kühlsystemkonzepte bei einem Nennwärmestrom von 20 MW.

Konzept	Masse in [t]
Aktive Luftkühlung	34,2
Aktive Verdunstungskühlung	14,1
Behältersieden	9,6
Strömungssieden	10,09
Sorptionswärmesenken	7,7 bis 8,7
Kühlkanalkoppelung	7,7
Batterie-Nutzung	9,4

In Abbildung 5.18 wird die Startmasse dargestellt, die für die Kühlsysteme in Abhängigkeit der Betriebszeit anfällt. Die Betriebszeit wird als Zeitspanne zwischen Betriebsaufnahme des Kühlsystems und Umstellung auf passive Luftkühlung definiert.

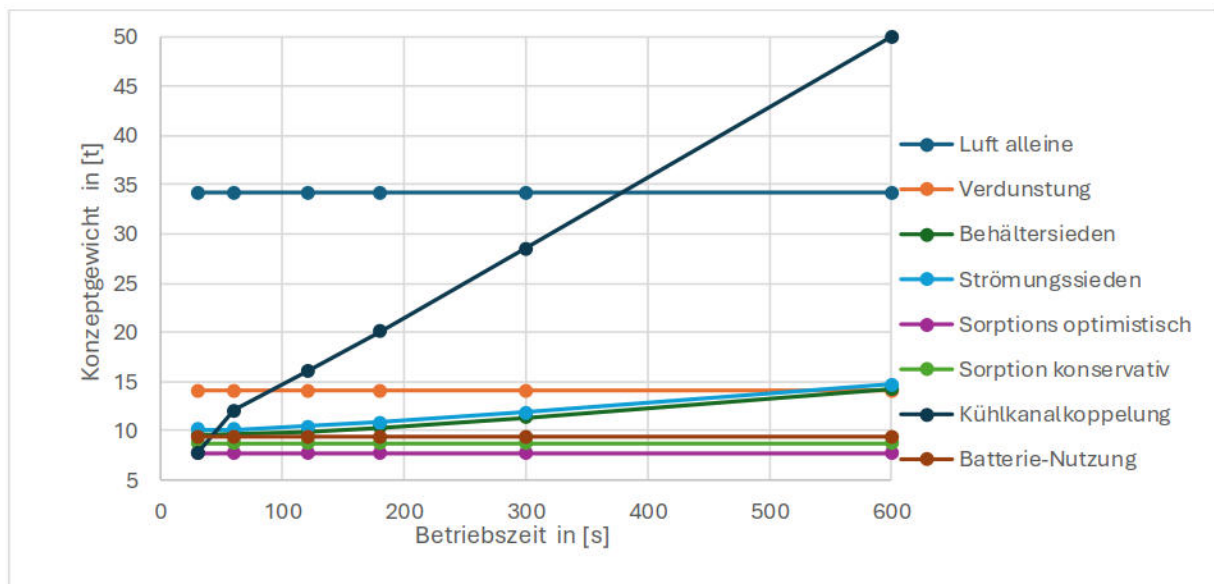


Abbildung 5.18: Kurvenschar der Startgewichte der untersuchten Konzepte in Abhängigkeit der Betriebszeit.

Dabei wird abgebildet, dass die Masse bei Kühlkanalkoppelung am stärksten mit der Zeit ansteigt. Ab dem ersten diskreten Punkt bei 30 Sekunden Betriebszeit sind Sorptionswärmesenken Teil der leichtesten Kühlkonzepte. Als zweitleichtestes

Konzept zeichnet sich ab einer Betriebsdauer von 60 Sekunden der Start mit einer Energieversorgung durch Batteriezellen ab. Behältersieden ist ab dem 60 Sekunden Punkt die drittleichste Lösung. Die Startmasse von Behältersieden entfernt sich mit steigender Betriebszeit von der Batterienutzung.

Ein weiterer Aspekt ist die Entwicklung der Kühlsystemmasse über die Flugzeit. Die Analyse zum Behältersieden ergab, dass nach der Verdampfungszeit eine Masse von 7,5 t erreicht wird. Wird beim Gebrauch von Sorptionsreaktoren keine Masse abgeladen ist das Konzept mit Behältersieden die leichteste Option nach dem Ende der Verdampfungsdauer. Bei Batterie gestützten Startphasen zeigt sich keine Reduktion von Start- zu Landemasse. Damit ist die Landemasse bei Behältersieden 2,6 % geringer als der Optimalfall bei thermochemischen Wärmesenken und 21,9 % geringer als für Batterie-gestützte Startphasen.

5.4 Literaturvergleich

In der vorliegenden Arbeit wurden verschiedene Wärmetransportmechanismen und Kühlsystemkonzepte untersucht. Für Wärmetransportmechanismen wurde der Temperaturbereich von HT-PEMFC als Erweiterung zu NT-PEMFC-Wandtemperaturen eingesetzt. Unter den Gesichtspunkten Masse und Energiebedarf wurden Kühlsystemkonzepte untersucht.

In einem Vergleich konnte eine Gewichtsersparnis bei der Nutzung von 2P-MPL-Systemen gegenüber Wärmerohren und einphasig-gepumpten Kreisläufen festgestellt werden. Das bestätigt Zhang et al. in [7], dass 2P-MPL-Systeme die beste Technologie bei hohen Wärmeströmen sind. Im Gegensatz zu [1] und [2], wo keine 2P-MPL-Systeme für elektrisch angetriebene Flugzeuge betrachtet werden, konnte hier gezeigt werden, dass diese Kreislauform in bestimmten Szenarien eine Massenreduktion von bis zu 77,5 % gegenüber etablierten Technologien ermöglicht.

Wärmerohre konnten in den untersuchten Temperaturbereichen als schwerste Wärmetransporttechnologie bezüglich ihres Mindestgewichts im Vergleich identifiziert werden. In [1] wird die Anwendung von Wärmerohren mit Einbußen in Abhängigkeit der Transportlänge sowie der Ausrichtung im Schwerfeld als problematisch bewertet.

Anstelle von konventionellen Wärmerohren wird in [1] auf Kreislaufwärmerohre (LHP) verwiesen, die stabilen Wärmetransport über eine Transportlänge von 10 m aufweisen können.

Im Vergleich der Kühlsystemkonzepte konnten sich thermochemische Wärmesenken und Behältersieden als leichteste Konzepte absetzen. Die niedrigste Startmasse wurde bei thermochemischen Wärmesenken und der Nutzung von Batteriezellen als Leistungsquelle während der Startphase erzielt. In [2] werden Batterien bis zum Erreichen einer Geschwindigkeit von 70 m/s als Konzept vorgestellt. Dabei wird die Nutzungsdauer der Batteriezellen auf wenige Sekunden beschränkt. Indem die Kapazität der Zellen länger genutzt wurde, konnte mit dem vorgestellten Konzept eine Reduktion der Masse erzielt werden.

6. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurden Wärmetransportmechanismen und Kühlsysteme bezüglich Energiebedarf und Baumassee im Rahmen der Kühlaufgabe von PEM-Brennstoffzellen untersucht. Neben der Vorstellung von Kühlkonzepten, die die Systemkoppelung eines Start- und Standardkreislauf einsetzen, wurde eine Methodik zur Simulation und systematischen Auslegung mit Abstimmung auf Antriebsparameter sowie Flugsituationen präsentiert. Dadurch konnten über Parametervariationen die leichtesten Wärmetransportmechanismen und Kühlkonzepte unter verschiedenen Gesichtspunkten identifiziert werden.

Im Vergleich der Wärmetransporttechnologien für NTPEMFC-Anwendungen konnten flüssige Pumpkreisläufe als leichteste Option ermittelt werden. Wird der Anwendungstemperaturbereich auf HTPEMFC-Antriebe erweitert, dominiert die 2P-MPL Technologie mit Massenreduktion gegenüber flüssig gepumpten Kreisläufen. Unter den Kühlkonzepten konnten die leichtesten Optionen unter den Gesichtspunkten Start- und Landemassee berechnet werden. Die Nutzung von Sorptionswärmesenken erscheint als leichteste Option, gefolgt von Batterienutzung während in den ersten Minuten der Startphase und der Verdampfung von Wasser mittels Behältersieden. Mit andauernder Flugdauer reduziert sich die Kühlsystemmassee bei Behältersieden auf einen Wert unter die Massee von Sorptions-Kühlsystemen. Die Nutzung von Behältersieden bis zum Erreichen der maximalen Flughöhe ermöglicht die Antriebskühlung mit dem leichtesten KM-Luft-HEX nach der Betriebszeit.

Bei thermochemischen Wärmesenken, der Nutzung von Batteriezellen sowie Konzepten der Kühlkanalkoppelung sollte der Leistungsbedarf der Komponenten über den Wärmetransportmechanismus hinaus aufgelöst werden. Zukünftige Themenbereiche umfassen die Behandlung des Energiebedarfs von Kühlsystemen unter der Berücksichtigung von möglichst vielen Komponenten. Die Behandlung des Druckverlusts durch die Kühlkanäle von Brennstoffzellen und Sorptionsreaktoren lässt sich als Aufgabe ableiten. Ein weiteres Themengebiet eröffnet sich für erlaubte Temperaturdifferenzen durch die Kühlkanäle der Brennstoffzellen.

Darüber hinaus bietet sich die Möglichkeit mit OpenModelica die Modellbildung von Kühlsystemen voranzutreiben. MATLAB und CoolProp bieten eine Plattform zur automatisierten Analyse von vollständigen Systemen.

A. Verzeichnisse

A.1 Literatur

- [1] A. S. J. Van Heerden, D. M. Judt, S. Jafari, C. P. Lawson, T. Nikolaidis, und D. Bosak, „Aircraft thermal management: Practices, technology, system architectures, future challenges, and opportunities“, *Prog. Aerosp. Sci.*, Bd. 128, S. 100767, Jan. 2022, doi: 10.1016/j.paerosci.2021.100767.
- [2] M. Schröder, F. Becker, und C. Gentner, „Optimal design of proton exchange membrane fuel cell systems for regional aircraft“, *Energy Convers. Manag.*, Bd. 308, S. 118338, Mai 2024, doi: 10.1016/j.enconman.2024.118338.
- [3] E. J. Choi, J. Y. Park, und M. S. Kim, „Two-phase cooling using HFE-7100 for polymer electrolyte membrane fuel cell application“, *Appl. Therm. Eng.*, Bd. 148, S. 868–877, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.103.
- [4] O. T. Pleter, *Air Navigation: Fundamentals, Systems, and Flight Trajectory Management*. in Springer Aerospace Technology. Cham: Springer Nature Switzerland, 2024. doi: 10.1007/978-3-031-52994-8.
- [5] H. D. Baehr und K. Stephan, *Wärme- und Stoffübertragung*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019. doi: 10.1007/978-3-662-58441-5.
- [6] Till Lennart Kösters, Xin Gao, Xi Liu, Dragan Kožulović, Shaofan Wang, und Jens Friedrichs, „Comparison of phase-change-heat-pump cooling and liquid cooling for PEM fuel cells for MW-level aviation propulsion“, *Int. J. Hydrog. Energy*, Bd. 47, Nr. 68, S. 29399–29412, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.06.235>.
- [7] P. Zhang, X. Wei, L. Yan, H. Xu, und T. Yang, „Review of recent developments on pump-assisted two-phase flow cooling technology“, *Appl. Therm. Eng.*, Bd. 150, S. 811–823, März 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.169.
- [8] P. Stephan, „N5 Wärmerohre“, in *VDI-Wärmeatlas*, P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber, und T. Wetzel, Hrsg., in Springer Reference Technik. , Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019, S. 1959–1973. doi: 10.1007/978-3-662-52989-8_112.
- [9] W.-R. Canders, J. Hoffmann, und M. Henke, „Cooling Technologies for High Power Density Electrical Machines for Aviation Applications“, *Energies*, Bd. 12, Nr. 23, S. 4579, Dez. 2019, doi: 10.3390/en12234579.
- [10] J. Goeke, *Thermische Energiespeicher in der Gebäudetechnik: Sensible Speicher, Latente Speicher, Systemintegration*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021. doi: 10.1007/978-3-658-34510-5.
- [11] G. Krakat, „D4.2 Thermophysikalische Stoffwerte von Fluiden für Kältebäder, von wässrige Lösungen und Glykolen“, in *VDI-Wärmeatlas*, P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber, und T. Wetzel, Hrsg., in Springer Reference Technik. , Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019, S. 531–549. doi: 10.1007/978-3-662-52989-8_23.
- [12] S. Afshar und F. Frank, „Batterie versus Brennstoffzelle - Antriebstechnik im Vergleich“, *ATZextra*, Bd. 25, Nr. S5, S. 32–37, Juni 2020, doi: 10.1007/s35778-020-0143-y.
- [13] F. Flohr, „D4.1 Thermophysikalische Stoffwerte gebräuchlicher Kältemittel“, in *VDI-Wärmeatlas*, P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber, und T. Wetzel, Hrsg., in Springer Reference Technik. , Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019, S. 511–530. doi: 10.1007/978-3-662-52989-8_22.
- [14] A. H. Choolakkal, P. Niiranen, S. Dorri, J. Birch, und H. Pedersen, „Competitive co-diffusion as a route to enhanced step coverage in chemical vapor deposition“, *Nat. Commun.*, Bd. 15, Nr. 1, S. 10667, Dez. 2024, doi: 10.1038/s41467-024-55007-1.

- [15] H. Jarimi, D. Aydin, Z. Yanan, G. Ozankaya, X. Chen, und S. Riffat, „Review on the recent progress of thermochemical materials and processes for solar thermal energy storage and industrial waste heat recovery“, *Int. J. Low-Carbon Technol.*, Bd. 14, Nr. 1, S. 44–69, März 2019, doi: 10.1093/ijlct/cty052.
- [16] N. Yu, R. Z. Wang, und L. W. Wang, „Sorption thermal storage for solar energy“, *Prog. Energy Combust. Sci.*, Bd. 39, Nr. 5, S. 489–514, Okt. 2013, doi: 10.1016/j.pecs.2013.05.004.
- [17] C. Bales, D. Jaenig, P. Gantenbein, und R. Weber, „Laboratory Prototypes of Thermo-Chemical and Sorption Storage Units : Report B3 of Subtask B“.
- [18] W. Zhou, Z. Jia, J. Qin, W. Bao, und B. Yu, „Experimental study on effect of pressure on heat sink of n-decane“, *Chem. Eng. J.*, Bd. 243, S. 127–136, Mai 2014, doi: 10.1016/j.cej.2013.12.081.
- [19] H. Nirschl, „L1.2 Druckverlust in durchströmten Rohren“, in *VDI-Wärmeatlas*, P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber, und T. Wetzel, Hrsg., in Springer Reference Technik. , Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019, S. 1355–1361. doi: 10.1007/978-3-662-52989-8_75.
- [20] P. Kurzweil, B. Frenzel, und F. Gebhard, *Physik Formelsammlung: Mit Erläuterungen und Beispielen aus der Praxis für Ingenieurberufe und Naturwissenschaften*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2024. doi: 10.1007/978-3-658-45491-3.
- [21] C. Ullrich und T. Bodmer, „D6.1 Thermophysikalische Stoffwerte von Metallen und Metalllegierungen“, in *VDI-Wärmeatlas*, P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber, und T. Wetzel, Hrsg., in Springer Reference Technik. , Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019, S. 645–658. doi: 10.1007/978-3-662-52989-8_28.
- [22] V. Gnielinski, „G1 Wärmeübertragung bei erzwungener Konvektion: Durchströmte Rohre“, in *VDI-Wärmeatlas*, P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber, und T. Wetzel, Hrsg., in Springer Reference Technik. , Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019, S. 803–811. doi: 10.1007/978-3-662-52989-8_42.
- [23] K. G. Schmidt, „M1 Wärmeübergang an berippten Rohren“, in *VDI-Wärmeatlas*, P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber, und T. Wetzel, Hrsg., in Springer Reference Technik. , Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019, S. 1685–1690. doi: 10.1007/978-3-662-52989-8_96.
- [24] E. S. Gaddis, „L1.4 Druckverlust in quenumströmten Rohrbündeln“, in *VDI-Wärmeatlas*, P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber, und T. Wetzel, Hrsg., in Springer Reference Technik. , Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019, S. 1375–1399. doi: 10.1007/978-3-662-52989-8_77.
- [25] K. Strauß, Hrsg., *Kraftwerkstechnik: zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen*, 5., Völlig aktualisierte und Ergänzte Auflage. in VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2006. doi: 10.1007/3-540-29667-0.
- [26] M. Kraume, *Transportvorgänge in der Verfahrenstechnik: Grundlagen und apparative Umsetzungen*, 3. Auflage, Korrigierte Publikation. in Springer Lehrbuch. Berlin [Heidelberg]: Springer Vieweg, 2022.
- [27] D. Gorenflo, „H2 Behältersieden reiner Stoffe und von Gemischen“, in *VDI-Wärmeatlas*, P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber, und T. Wetzel, Hrsg., in Springer Reference Technik. , Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019, S. 909–958. doi: 10.1007/978-3-662-52989-8_53.
- [28] W. Roetzel und B. Spang, „C2 Wärmeübertrager: Wärmedurchgang und Wärmedurchgangskoeffizienten“, in *VDI-Wärmeatlas*, P. Stephan, S. Kabelac, M.

- Kind, D. Mewes, K. Schaber, und T. Wetzel, Hrsg., in Springer Reference Technik, , Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019, S. 79–97. doi: 10.1007/978-3-662-52989-8_6.
- [29] ALFA LAVAL, „Alfa Laval CB210AQ/CBH210AQ - Produktbeiblatt“. ALFA LAVAL. Zugegriffen: 25. März 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://assets.alfalaval.com/documents/pb9ee7ade/alfa-laval-cb210aq-product-leaflet-de.pdf>
- [30] PUMP SYSTEMS, „Die Traumelringpumpe Produktbroschüre“. PUMP SYSTEMS. Zugegriffen: 2. April 2025. [Online]. Verfügbar unter: https://cdn.prod.website-files.com/611e254f38a2bf02dd8fcd8fcbf/62bad2565cb2e201300a600e_PPS21007_Broschuere_Web_DE_220624_RZ.pdf
- [31] M. I. Davidzon, „Newton’s law of cooling and its interpretation“, *Int. J. Heat Mass Transf.*, Bd. 55, Nr. 21–22, S. 5397–5402, Okt. 2012, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.03.035.
- [32] S. S. Araya u. a., „A comprehensive review of PBI-based high temperature PEM fuel cells“, *Int. J. Hydrog. Energy*, Bd. 41, Nr. 46, S. 21310–21344, Dez. 2016, doi: 10.1016/j.ijhydene.2016.09.024.

A.2 Abbildungen

ABBILDUNG 2.1: BRENNSTOFFZELLENSYSTEM EINER ANTRIEBSEINHEIT [2].	9
ABBILDUNG 2.2: 2P-MPL PRINZIP MIT EINEM WÄRMETAUSCHER [7].	12
ABBILDUNG 2.3: WÄRMEROHR-ARBEITSMEDIEN FÜR VERSCHIEDENE TEMPERATURBEREICHE [8].	13
ABBILDUNG 2.4: MERIT-ZAHL AUSGEWÄHLTER FLUIDE FÜR WÄRMEROHRE.	14
ABBILDUNG 2.5: BOOST-SYSTEM MIT WASSERTANK ALS SCHEMA-ZEICHNUNG [9].	16
ABBILDUNG 2.6: SORPTIONSPROZESS VON WASSER [16].	20
ABBILDUNG 2.7: PROZENTSATZ DER N-DEKAN-UMSETZUNG [18].	22
ABBILDUNG 3.1: SCHEMA EINES FLÜSSIG-GEPUMPTEN KREISLAUFS.	25
ABBILDUNG 3.2: SCHEMA EINES 2P-MPL-SYSTEMS.	25
ABBILDUNG 3.3: QUERSCHNITT EINES WÄRMEROHRSMIT RECHTECKIGEN AXIALRILLEN [8].	26
ABBILDUNG 3.4: SCHEMA DER AKTIVEN LUFTKÜHLUNG.	28
ABBILDUNG 3.5: SCHEMA DER AKTIVEN VERDUNSTUNGSKÜHLUNG.	28
ABBILDUNG 3.6: SCHEMA DER NUTZUNG VON BEHÄLTERSIEDEN MIT KOMPRESSOR.	29
ABBILDUNG 3.7: SCHEMA DER NUTZUNG VON BEHÄLTERSIEDEN MIT AUSWEICHTANK.	30
ABBILDUNG 3.8: SCHEMA DER NUTZUNG VON STRÖMUNGSSIEDEN.	31
ABBILDUNG 3.9: SYSTEM-SCHEMA EINES KÜHLKREISLAUFS MIT ANBINDUNG ZU EINEM SORPTIONSPROZESS.	32
ABBILDUNG 3.10: SYSTEM-SCHEMA ZUR KÜHLKANALKOPPELUNG ALS ALTERNATIVE WÄRMESENKE.	33
ABBILDUNG 3.11: KRITISCHE WÄRMESTROMDICHTEN VERSCHIEDENER KORRELATIONEN. DABEI SIND A013 UND A016 DIE WÄRMESTROMDICHTEN GEMÄß FORMEL 3.62 MIT $A=0,13$ BZW. $0,16$. 26A KENNZEICHNET DIE KRITISCHE WÄRMESTROMDICHTEN NACH FORMEL 3.61.	55
ABBILDUNG 3.12: SIMULATIONSMODELL VON FLÜSSIG GEPUMPTEN STOFFTRANSPORT ALS SINK-SOURCE-AUSFÜHRUNG.	61
ABBILDUNG 3.13: SIMULATIONSMODELL DER 2P-MPL-TECHNOLOGIE.	63
ABBILDUNG 3.14: SIMULATIONSMODELL FÜR AKTIVE LUFTKÜHLUNG.	64
ABBILDUNG 3.15: KREISLAUFMODELL DES BEHÄLTERSIEDENS MIT AUSWEICHTANK.	65
ABBILDUNG 3.16: KREISLAUFMODELL DES STRÖMUNGSSIEDENS.	67
ABBILDUNG 3.17: SIMULATIONS-KREISLAUFMODELL MIT THERMOCHEMISCHEN WÄRMESENKEN.	68
ABBILDUNG 3.18: SIMULATIONSMODELL ZUR KÜHLKANALKOPPELUNG.	69
ABBILDUNG 4.1: STATIONÄRER LEISTUNGSBEDARF BEI FLÜSSIG GEPUMPTEN KREISLÄUFEN.	78
ABBILDUNG 4.2: LEISTUNGSGEWICHT VON AMMONIAK-WÄRMEROHREN IN ABHÄNGIGKEIT DER BETRIEBSTEMPERATUR FÜR VERSCHIEDENE LÄNGEN DER ADIABATEN TRANSPORTZONE.	81

ABBILDUNG 4.3: LEISTUNGSGEWICHT VON WASSER-WÄRMEROHREN IN ABHÄNGIGKEIT DER BETRIEBSTEMPERATUR FÜR VERSCHIEDENE LÄNGEN DER ADIABATEN TRANSPORTZONE.....	81
ABBILDUNG 4.4: KURVENCHAR MÖGLICHER BETRIEBSZEITEN FÜR SIEDEVORGÄNGE BEI EINEM DRUCK VON 20 KPA IM SIEDEBEHÄLTER UND EINEM STARTDRUCK VON 5 KPA IM AUSWEICHTANK. DER ANGEGEBENE PROZENTSATZ GIBT DAS VERHÄLTNISS DES ERREICHTEN DRUCKS IM AUSWEICHTANK ZUM SIEDEDRUCK AN.....	86
ABBILDUNG 5.1: GESAMTMASSE VON FLÜSSIG-GEPUMPTEN KREISLÄUFEN IN ABHÄNGIGKEIT DES MASSENSTROMS.....	101
ABBILDUNG 5.2: GESAMTMASSE VON 2P-MPL-SYSTEMEN IN ABHÄNGIGKEIT DES DROSSELREFERENZMASSENSTROMS BEI ANSONST GLEICHER PARAMETRISIERUNG UND KÄLTEMITTELMASSENSTROM.....	102
ABBILDUNG 5.3: MASSE VON 2P-MPL-SYSTEMEN MIT WASSER ALS ARBEITSMEDIUM FÜR EINEN NENNWÄRMESTROM VON 20 MW IN ABHÄNGIGKEIT DER SIEDETEMPERATUR.....	102
ABBILDUNG 5.4: GESAMTMASSE AN AMMONIAK-WÄRMEROHREN ZUM WÄRMETRANSPORT VON 20 MW IN ABHÄNGIGKEIT DER TEMPERATUR. LÄNGE DER ADIABATEN TRANSPORTZONE: 100MM.....	103
ABBILDUNG 5.5: DARSTELLUNG DER GESAMTMASSE AN WASSER-WÄRMEROHREN ZUR WÄRMEÜBERTRAGUNG VON 20 MW IN ABHÄNGIGKEIT DER TEMPERATUR. LÄNGE DER ADIABATEN TRANSPORTZONE: 100 MM.....	103
ABBILDUNG 5.6: DARSTELLUNG DER GESAMTMASSE BEI BATTERIE-GESTÜTZTEN STARTPHASEN IN ABHÄNGIGKEIT DER ENTLADUNGSGESCHWINDIGKEIT DER BATTERIEZELLEN IN [T].....	104
ABBILDUNG 5.7: DARSTELLUNG DES ANTEILS DER BATTERIE-MASSE AN DER GESAMTMASSE DES KÜHLSYSTEMKONZEPTS IN [%].	105
ABBILDUNG 5.8: GEWICHTSBILANZ AKTIV LUFTGEKÜHLTER SYSTEME NACH DER LEISTUNGS-BASIERTE SKALIERUNG FÜR UNTERSCHIEDLICHE HEX- EFFEKTIVITÄTEN IN ABHÄNGIGKEIT DER UNGESTÖRTE ANSTRÖMGESCHWINDIGKEIT....	106
ABBILDUNG 5.9: GEWICHTSBILANZ AKTIV VERDUNSTUNGSGEKÜHLTER SYSTEME NACH DER LEISTUNGS-BASIERTE SKALIERUNG FÜR UNTERSCHIEDLICHE HEX-EFFEKTIVITÄTEN IN ABHÄNGIGKEIT DER UNGESTÖRTE ANSTRÖMGESCHWINDIGKEIT. AUS DARSTELLUNGSGRÜNDEN WURDE DIE KONFIGURATION ($C=0,4$; $u_{\infty}=75$ M/S) BEI EINER MASSE VON 466,1 TONNEN EXKLUDIERT.....	106
ABBILDUNG 5.10: MASSEBILANZ VON BEHÄLTERSIEDE MIT KOMPRESSOR FÜR UNTERSCHIEDLICHE HEX-EFFEKTIVITÄTEN IN ABHÄNGIGKEIT DES SIEDEDRUCKS.	107
ABBILDUNG 5.11: STARTGEWICHT DER LEICHTESTEN BEHÄLTERSIEDE-KONFIGURATION MIT BERÜCKSICHTIGUNG VON ZUSÄTZLICHEN WÄRMEÜBERTRAGERN UND DER MASSE VON VERDAMPFTEM WASSER.	108
ABBILDUNG 5.12: MASSEZUSAMMENSETZUNG AM START IN ABHÄNGIGKEIT DER BETRIEBSZEIT. ALS HEX WIRD DER KM-LUFT-WÄRMEÜBERTRAGER ZUR PASSIVEN LUFTKÜHLUNG NACH DER BETRIEBSZEIT BEZEICHNET.....	109
ABBILDUNG 5.13: MASSEZUSAMMENSETZUNG BEIM LEICHTESTEN HEX ZUR PASSIVEN KÜHLUNG IN ABHÄNGIGKEIT DER FLUGZEIT OHNE WASSERRESERVEN.....	109
ABBILDUNG 5.14: MASSE VON STRÖMUNGSSIEDE-KONZEPTEN IN ABHÄNGIGKEIT DES SIEDEDRUCKS.....	110
ABBILDUNG 5.15: STARTMASSE DER LEICHTESTEN STRÖMUNGSSIEDE-KONFIGURATION MIT EINBEZUG DER MASSE VON VERDAMPFUNGSWASSERMASSE UND KM-LUFT-WÄRMEÜBERTRAGER IN ABHÄNGIGKEIT DER SIEDE-ZEIT	110
ABBILDUNG 5.16: GESAMTMASSE VON THERMOCHEMISCHEN WÄRMESSENKEN IN ABHÄNGIGKEIT IHRER LADETEMPERATUR.	111
ABBILDUNG 5.17: STARTMASSE DES KÜHLSYSTEMS MIT KÜHLKANALKOPPELUNG ÜBER DIE ZEIT MIT BEZUG VON KÜHLWASSER AUS EINEM TANK.	112
ABBILDUNG 5.18: KURVENCHAR DER STARTGEWICHTE DER UNTERSUCHTE KONZEPTEN IN ABHÄNGIGKEIT DER BETRIEBSZEIT.....	114

A.3 Tabellen

TABELLE 2.1: DIFFERENZENTHALPIEN VERSCHIEDENER KÜHLMEDIEN.....	17
TABELLE 2.2: KÜHLPOTENZIAL GEGENÜBER DER UMGEBUNGSLUFT.....	18
TABELLE 2.3: RANDDATEN ZU TEMPERATURDIFFERENZEN UND RELATIVEN DIFFUSIONSRATEN.....	19
TABELLE 2.4: SORPTIONSPROZESSE AUF AMMONIAKBASIS [16].....	21

TABELLE 2.5: SORPTIONSPROZESSE AUF WASSERBASIS [16].....	21
TABELLE 2.6: MASSENILANZ VERSCHIEDENER SORPTIONSAUFBAUTEN.....	21
TABELLE 3.1: UNTERSUCHTE SORPTIONSREAKTIONEN BEI DER THERMOCHEMISCHEN KÜHLUNG [16].....	32
TABELLE 3.2: KONSTANTE PARAMETER ZUR STANDARDKREISLAUFDIMENSIONIERUNG.....	35
TABELLE 3.3: VARIABLE PARAMETER ZUR UNTERSUCHUNG VON FLÜSSIG GEPUMPTEN KREISLÄUFEN.....	35
TABELLE 3.4: PARAMETERVARIATION ZUR UNTERSUCHUNG VON 2P-MPL-SYSTEMEN.....	37
TABELLE 3.5: KONSTANTE PARAMETER DES UNTERSUCHTEN 2P-MPL-SYSTEMS.....	37
TABELLE 3.6: ERGEBNISLISTE DER 2P-MPL-SIMULATION.....	38
TABELLE 3.7: UNTERSUCHTE BETRIEBSTEMPERATUREN FÜR WÄRMEROHR-ARBEITSMEDIEN.....	38
TABELLE 3.8: VARIATION DER ADIABATEN TRANSPORTLÄNGE DER WÄRMEROHRBERECHNUNGEN.....	38
TABELLE 3.9: KONSTANTE PARAMETER DER WÄRMEROHRÜBERPRÜFUNG PRO ARBEITSMEDIUM.....	39
TABELLE 3.10: FÜR DEN BATTERIE-GESTÜTZTEN START UNTERSUCHTE ENTLADUNGSRATEN.	39
TABELLE 3.11: KONSTANTE PARAMETER BEI DEN BERECHNUNGEN ZUR BATTERIE-GESTÜTZTEN STARTS.	39
TABELLE 3.12: VARIIERTE PARAMETER UND DISKRETE BERECHNUNGSPUNKTE DER AKTIVEN LUFTKÜHLUNG.....	41
TABELLE 3.13: TABELLE DER KONSTANTEN PARAMETER ZUR AKTIVEN LUFTKÜHLUNG.....	42
TABELLE 3.14: MODIFIZIERTE UND ZUSÄTZLICHE, KONSTANTE PARAMETER FÜR DIE AKTIVE VERDUNSTUNGSKÜHLUNG.....	46
TABELLE 3.15: WERTEBEREICH DER VARIierten PARAMETER ZUM BEHÄLTERSIEDEN MIT VERDICHTER.	52
TABELLE 3.16: KONSTANTE PARAMETER ZUR UNTERSUCHUNG DES BEHÄLTERSIEDENS MIT KOMPRESSOR.	53
TABELLE 3.17: ÜBERNOMMENE ERGEBNISSE DER KREISLAUFSIMULATION.	57
TABELLE 3.18: PARAMETERVARIATION BEIM STRÖMUNGSSIEDEN.	57
TABELLE 3.19: KOMPONENTENÜBERSETZUNG IN OPENMODELICA-BLÖCKE FÜR FLÜSSIG GEPUMPTEN KREISLÄUFE.....	62
TABELLE 3.20: REGULUNGSKONFIGURATION FÜR DEN FLÜSSIG-GEPUMLTEN-WÄRMETRANSPORT.....	62
TABELLE 3.21: KOMPONENTENÜBERSETZUNG FÜR ZWEIFASIG-GEPUMLTE KREISLÄUFE.....	62
TABELLE 3.22: REGULUNGSKONFIGURATION FÜR ZWEIFASIG-GEPUMLTE KREISLÄUFE.	63
TABELLE 3.23: KOMPONENTENÜBERSETZUNG FÜR AKTIV-LUFTGEKÜHLTE KREISLÄUFE.....	64
TABELLE 3.24: REGULUNGSKONFIGURATION FÜR AKTIV-LUFTGEKÜHLTE KREISLÄUFE.	64
TABELLE 3.25: REGULUNGSKONFIGURATION FÜR BEHÄLTERSIMULATIONEN.	65
TABELLE 3.26: KOMPONENTENÜBERSETZUNG FÜR BEHÄLTERSIEDESIMULATIONEN.....	66
TABELLE 3.27: REGULUNGSKONFIGURATION FÜR STRÖMUNGSSIEDE-SIMULATIONEN.	66
TABELLE 3.28: KOMPONENTENÜBERSETZUNG FÜR STRÖMUNGSSIEDE-SIMULATIONEN.....	67
TABELLE 3.29: KOMPONENTENÜBERSETZUNG FÜR SORPTIONSGEKÜHLTE KREISLAUFSIMULATIONEN.	68
TABELLE 3.30: REGULUNGSKONFIGURATION FÜR SORPTIONSGEKÜHLTE KREISLAUFSIMULATIONEN.....	69
TABELLE 3.31: KOMPONENTENUMSETZUNG DER SIMULATION ZUR KÜHLKANALKOPPELUNG.	70
TABELLE 3.32: REGULUNGSKONFIGURATION FÜR SIMULATIONSMODELLE ZUR KÜHLKANALKOPPELUNG.	70
TABELLE 3.33: LEISTUNGSGEWICHT VON MASCHINEN UND DER ENERGIEQUELLE DES KÜHLSYSTEMS.....	73
TABELLE 4.1: ROHRDURCHMESSER DES STANDARDKREISLAUFS.	77
TABELLE 4.2: MASSENILANZ VON EINPHASIG GEPUMPTEN KREISLÄUFEN.....	78
TABELLE 4.3: KREISLAUFKONFIGURATION DER UNTERSUCHUNG ZU ZWEIFASIG GEPUMPTEN KREISLÄUFEN. KÄLTEMITTELMASSEWERT REPRÄSENTIERT REIN FLÜSSIGE FÜLLUNG ÜBER DIE GESAMTE ROHRLÄNGE. ROHR UND FLUIDMASSENBERECHNUNG WIRD GEMÄß TABELLE 3.2 ANGEZEIGT.	79
TABELLE 4.4: SIMULATIONSERGEBNISSE BEI VARIATION DES REFERENZMASSENSTROMS DER DROSSEL.....	79
TABELLE 4.5: MASSE VON AMMONIAK-WÄRMEROHREN IN TONNEN IN ABHÄNGIGKEIT DER BETRIEBSTEMPERATUR UND LÄNGE DER ADIABATEN TRANSPORTZONE FÜR EINEN ABWÄRMESTROM VON 20 MW.	80
TABELLE 4.6: MASSE VON WASSER-WÄRMEROHREN IN TONNEN IN ABHÄNGIGKEIT DER BETRIEBSTEMPERATUR UND LÄNGE DER ADIABATEN TRANSPORTZONE FÜR EINEN ABWÄRMESTROM VON 20 MW.	80
TABELLE 4.7: BILANZ ZUM BATTERIE-GESTÜTZTEN START IN ABHÄNGIGKEIT DER ENTLADUNGSGESCHWINDIGKEIT C.	82
TABELLE 4.8: BILANZ DER UMGEBUNGSBEDINGUNGEN UND TEMPERATURGRADIENTEN NACH ABLAUF DER BATTERIENUTZUNG IN ABHÄNGIGKEIT DER ENTLADUNGSGESCHWINDIGKEIT C.	82
TABELLE 4.9: MASSE VON AKTIVEN LUFTGEKÜHLTEN KÄLTEKREISLÄUFEN OHNE DIE MASSE VON VERBAUTEN MASCHINEN IN KG.....	83
TABELLE 4.10: STATIONÄRER LEISTUNGSBEDARF VON GEBLÄSEN VON AKTIVLUFTGEKÜHLTEN KREISLÄUFEN IN MW.....	83

TABELLE 4.11: STATIONÄRER LEISTUNGSBEDARF VON PUMPEN BEI AKTIV LUFTGEKÜHLTEN KÄLTEKREISLÄUFEN IN KW.....	83
TABELLE 4.12: MASSE DER WÄRMEÜBERTRAGER INKLUSIVE KM-FÜLLUNG BEI AKTIV LUFTGEKÜHLTEN KREISLÄUFEN IN KG.	83
TABELLE 4.13: MASSE VON AKTIVEN VERDUNSTUNGSGEKÜHLTEN KÄLTEKREISLÄUFEN OHNE DIE MASSE VON VERBAUTEN MASCHINEN IN KG.....	84
TABELLE 4.14: STATIONÄRER LEISTUNGSBEDARF VON GEBLÄSEN VON AKTIVEN VERDUNSTUNGSGEKÜHLTEN KÄLTEKREISLÄUFEN IN MW.	84
TABELLE 4.15: STATIONÄRER LEISTUNGSBEDARF VON PUMPEN BEI AKTIVEN VERDUNSTUNGSGEKÜHLTEN KÄLTEKREISLÄUFEN IN KW.....	84
TABELLE 4.16: VERDUNSTETER WASSERMASSENSTROM BEI AKTIVER VERDUNSTUNGSKÜHLUNG IN KG/S.	84
TABELLE 4.17: MASSE VON BEHÄLTERSIEDE-GESTÜTZTEN KREISLÄUFEN OHNE DIE MASSE VON VERBAUTEN MASCHINEN IN KG.....	85
TABELLE 4.18: STATIONÄRER LEISTUNGSBEDARF VON VERDICHTERN VON BEHÄLTERSIEDE-GESTÜTZTEN KÄLTEKREISLÄUFEN IN MW.	85
TABELLE 4.19: STATIONÄRER LEISTUNGSBEDARF VON PUMPEN BEI BEHÄLTERSIEDE-GESTÜTZTEN KÄLTEKREISLÄUFEN IN KW.	85
TABELLE 4.20: VERDAMPFERGEWICHT INKLUSIVE KM-FÜLLUNG BEI BEHÄLTERSIEDEN IN KG.....	85
TABELLE 4.21: MASSEN Bilanz UND LEISTUNGSBEDARF DER MASCHINERIE BEI STRÖMUNGSSIEDEN MIT KREISLAUFKOPPELUNG ZWISCHEN 5 UND 12,5 KPA SIEDEDRUCK.....	87
TABELLE 4.22: MASSEN Bilanz UND LEISTUNGSBEDARF DER MASCHINERIE BEI STRÖMUNGSSIEDEN MIT KREISLAUFKOPPELUNG ZWISCHEN 15 UND 20 KPA SIEDEDRUCK.....	87
TABELLE 4.23: MASSEN Bilanz, MÖGLICHE BETRIEBSZEIT UND LEISTUNGSBEDARF DES KREISLAUFS BEI SORPTIONSREAKTOREN ALS WÄRMESENKE.	87
TABELLE 4.24: Bilanz DER UMGEBUNGSBEDINGUNGEN UND TEMPERATURGRADIENTEN NACH AB LAUF DER BETRIEBSZEIT BEI SORPTIONSREAKTOR-WÄRMESENKEN.....	88
TABELLE 4.25: Bilanz ZUR KÜHLKANALKOPPELUNG IN ABHÄNGIGKEIT DER BETRIEBSZEIT.	88
TABELLE 4.26: Bilanz DER UMGEBUNGSBEDINGUNGEN UND TEMPERATURGRADIENTEN NACH AB LAUF DER BETRIEBSZEIT BEI KÜHLKANALKOPPELUNG.	89
TABELLE 4.27: LEISTUNGSSkalierte DIMENSIONIERUNG VON EINPHASIG-GEPUMPTEN KREISLÄUFEN IN ABHÄNGIGKEIT DES MASSENSTROMS.....	90
TABELLE 4.28: GEWICHTS Bilanz FÜR EINPHASIG-GEPUMPTE KREISLÄUFE NACH DER LEISTUNGSBASIERTE N Skalierung FÜR VERSCHIEDENE MASSENSTRÖME.....	90
TABELLE 4.29: LEISTUNGSSkalierte DIMENSIONIERUNG VON 2P-MPL-SYSTEMEN IN ABHÄNGIGKEIT DES DROSSELREFERENZMASSENSTROMS.	90
TABELLE 4.30: GEWICHTS Bilanz FÜR VON 2P-MPL-SYSTEMEN IN ABHÄNGIGKEIT DES DROSSELREFERENZMASSENSTROMS.	91
TABELLE 4.31: MASSE DER BATTERIE, DES KREISLAUFS UND LEISTUNGSBEDARF DER SYSTEMKOMponenten FÜR BATTERIE- GESTÜTZTE STARTVORGÄNGE.....	91
TABELLE 4.32: MASSE DER ZUSATZKOMponenten UNTER BERÜCKSICHTIGUNG VON LEISTUNGSSkalierung UND ENTLADUNGSZEIT DER BATTERIE.	92
TABELLE 4.33: MINDESTWERT DER GESAMTMASSE FÜR BATTERIEGESTÜTZTE KÜHL SYSTEME.....	92
TABELLE 4.34: SKALIerte MASSE VON VERSORUNGSKREISLAUF UND WÄRMEÜBERTRAGER BEI DER AKTIVEN LUFTKÜHLUNG IN T.....	92
TABELLE 4.35: SKALIERTER LEISTUNGSBEDARF VON GEBLÄSEN BEI DER AKTIVEN LUFTKÜHLUNG IN MW.	92
TABELLE 4.36: SKALIERTER LEISTUNGSBEDARF VON KREISLAUF PUMPEN BEI DER AKTIVEN LUFTKÜHLUNG IN KW.....	93
TABELLE 4.37: ERZUGUNGSBEDARF AN BRENNSTOFFZELLEN LEISTUNG FÜR DIE KONFIGURATIONEN DER AKTIVEN LUFTKÜHLUNG IN MW.....	93
TABELLE 4.38: SUMMIerte MASSE DER KONFIGURATIONEN DER AKTIVEN LUFTKÜHLUNG IN T.	93
TABELLE 4.39: SKALIerte MASSE VON VERSORUNGSKREISLAUF UND WÄRMEÜBERTRAGER BEI DER AKTIVEN VERDUNSTUNGSKÜHLUNG.....	93
TABELLE 4.40: SKALIERTER LEISTUNGSBEDARF VON GEBLÄSEN BEI DER AKTIVEN VERDUNSTUNGSKÜHLUNG IN MW.....	94

TABELLE 4.41: SKALIERTER LEISTUNGSBEDARF VON KREISLAUFPUMPEN BEI DER AKTIVEN VERDUNSTUNGSKÜHLUNG IN KW.	94
TABELLE 4.42: ERZEUGUNGSBEDARF AN BRENNSTOFFZELLENLEISTUNG FÜR DIE KONFIGURATIONEN DER AKTIVEN VERDUNSTUNGSKÜHLUNG IN MW.	94
TABELLE 4.43: SUMMIERTE MASSE DER KONFIGURATIONEN DER AKTIVEN VERDUNSTUNGSKÜHLUNG IN T.	94
TABELLE 4.44: SKALIERTE MASSE VON VERSORGUNGSKREISLAUF UND WÄRMEÜBERTRAGER BEI BEHÄLTERSIEDEN MIT KOMPRESSOR IN T.	95
TABELLE 4.45: SKALIERTER LEISTUNGSBEDARF DES VERDICHTERS ZUM BEHÄLTERSIEDEN MIT KOMPRESSOR IN MW.	95
TABELLE 4.46: SKALIERTER LEISTUNGSBEDARF VON KREISLAUFPUMPEN BEIM BEHÄLTERSIEDEN MIT KOMPRESSOR IN KW.	95
TABELLE 4.47: ERZEUGUNGSBEDARF AN BRENNSTOFFZELLENLEISTUNG FÜR DIE KONFIGURATIONEN DES BEHÄLTERSIEDEN MIT KOMPRESSOR IN MW.	95
TABELLE 4.48: SUMMIERTE MASSE DER KONFIGURATIONEN BEI BEHÄLTERSIEDEN MIT KOMPRESSOR IN T.	96
TABELLE 4.49: UMGEBUNGSBEDINGUNGEN UND DIE ENTSPRECHENDE MASSE EINES KM-LUFT-HEX FÜR UNTERSCHIEDLICHE BETRIEBSZEITEN EINES ALTERNATIVEN KÜHLSYSTEMS.	96
TABELLE 4.50: GEWICHTSBILANZ FÜR UNTERSCHIEDLICHE BETRIEBSZEITEN VON BEHÄLTERSIEDEN BEI DER LEICHTESTEN KONFIGURATION.	96
TABELLE 4.51: ERGEBNISSE DER SKALIERUNG BASIEREND AUF DEM ENERGIEBEDARF DES KÜHLSYSTEMS FÜR EINE SIEDEDRUCKVARIATION.	97
TABELLE 4.52: MASSENILANZ AUS DEM LEISTUNGSBEDARFS-SKALIERUNG VON STRÖMUNGSSIEDEN FÜR EINE SIEDEDRUCKVARIATION.	97
TABELLE 4.53: GEWICHTSBILANZ FÜR UNTERSCHIEDLICHE BETRIEBSZEITEN VON STRÖMUNGSSIEDEN BEI DER LEICHTESTEN KONFIGURATION.	97
TABELLE 4.54: MASSENILANZ UND LEISTUNGSBEDARF IM KÜHLSYSTEM NACH DER SKALIERUNG NACH DEM ENERGIEBEDARF.	98
TABELLE 4.55: MASSE VON SYSTEMKOMPONENTEN BEI SORPTIONSGEKÜHLTEN KREISLÄUFEN MIT BERÜCKSICHTIGUNG VON BETRIEBSZEIT UND ENERGIEBEDARF NACH DER SKALIERUNG.	98
TABELLE 4.56: MASSENILANZ FÜR SORPTIONSGEKÜHLTE FÄLLE IN ABHÄNGIGKEIT VON STOFFKOMBINATION UND MASSEN AUF SCHLAGSFAKTOR.	98
TABELLE 4.57: SKALIERTE MASSE UND LEISTUNGSBEDARF EINES KREISLAUFS NACH DER BETRIEBSZEIT VON KÜHLKANALKOPPELUNG.	99
TABELLE 4.58: MASSEN AUFSTELLUNG UND GESAMTBILANZ FÜR FLÜSSIG-FLÜSSIG-KÜHLKANALKOPPELUNG IN ABHÄNGIGKEIT DER BETRIEBSZEIT.	99
TABELLE 5.1: STARTMASSE DER LEICHTESTEN KONFIGURATIONEN ALLER KÜHLSYSTEMKONZEPTE BEI EINEM NENNWÄRMESTROM VON 20 MW.	114

A.4 Formeln

FORMEL 2.1: MERIT-ZAHL FÜR WÄRMEROHRANWENDUNGEN [8]. DABEI IST σ DIE OBERFLÄCHENSPIGUNG, ΔH_{FG} DIE VERDAMPFUNGSENTHALPIE UND η_1 DIE VISKOSITÄT EINES ARBEITSMEDIUMS.	13
FORMEL 2.2: GRAHAM'S LAW OF DIFFUSION [14].	19
FORMEL 3.1: BERECHNUNG DER RESERVOIRFÜLLMASSE DES STANDARDKREISLAUFS DURCH DEN KÜHLMITTELMASSENSTROM, DEM SICHERHEITSFAKTOR UND DER VERWEILZEIT IM RESERVOIR.	35
FORMEL 3.2: BERECHNUNG DES VOLUMENSTROMS IM STANDARDKREISLAUF AUS DEM KM-MASSENSTROM UND SEINER BEZUGSDICHTE.	35
FORMEL 3.3: BERECHNUNG DES INNENDURCHMESSERS IM ROHR DES STANDARDKREISLAUFS AUS DEM KÜHLMITTELVOLUMENSTROM AUS DER MAXIMALEN KÜHLMITTELGESCHWINDIGKEIT.	35
FORMEL 3.4: BERECHNUNG DES ÄUßEREN ROHRDURCHMESSERS FÜR DEN STANDARDKREISLAUF AUS DEM INNENDURCHMESSER UND DEM AUF SCHLAGSFAKTOR.	36
FORMEL 3.5: BERECHNUNG DES VOLUMENS DES ROHRMATERIALS IM STANDARDKREISLAUF AUS DEM ROHRAUßEN- UND -INNENDURCHMESSER UND DER ROHRLÄNGE.	36

FORMEL 3.6: BERECHNUNG DES VOLUMENS DES KÄLTEMITTELS IM STANDARDKREISLAUF	36
FORMEL 3.7: MASSENBERECHNUNG NACH DICHT UND VOLUMEN.	36
FORMEL 3.8: GESAMTMASSE DES STANDARDKREISLAUFS AUS DER RESERVOIRFÜLLMASSE UND DER MASSE VON ROHR UND ROHRFÜLLUNG.	36
FORMEL 3.9: WIDERSTANDSBEIWERT IM UNTEREN REYNOLDSZAHL-BEREICH ($3.000 < Re < 10.000$) [19].	36
FORMEL 3.10: WIDERSTANDSBEIWERT FÜR GLATTE ROHRE IM MITTLEREN REYNOLDSZAHL-BEREICH ($10.000 \leq Re \leq 100.000$) [19].	36
FORMEL 3.11: WIDERSTANDSBEIWERT FÜR GLATTE ROHRE IM HÖCHSTEN GESETZTEN REYNOLDSZAHL-BEREICH ($100.000 < Re$) [19].....	36
FORMEL 3.12: DRUCKVERLUST IN DURCHSTRÖMTEN ROHREN [19].....	36
FORMEL 3.13: LEISTUNGSBEDARF BEI DRUCKVERLUST [20].....	36
FORMEL 3.14: DEFINITION DER ENTLADUNGSGESCHWINDIGKEIT C FÜR BATTERIEZELLEN.	40
FORMEL 3.15: MINDESTLADUNG EINER BATTERIE IN ABHÄNGIGKEIT VON LEISTUNGSANFORDERUNG UND ENTLADUNGSGESCHWINDIGKEIT.	40
FORMEL 3.16: BATTERIEMASSENBERECHNUNG NACH DER MASSENBEZOGENEN SPEICHERKAPAZITÄT.	40
FORMEL 3.17: MASSENILANZ FÜR ERSATZKREISLAUF UND BATTERIEZELLEN.....	40
FORMEL 3.18: MÖGLICHE BETRIEBSZEIT BEI VOLLSTÄNDIGER ENDLADUNG.....	40
FORMEL 3.19: DEFINITION DER EFFEKTIVITÄT EINES WÄRMEÜBERTRAGERS.....	41
FORMEL 3.20: AUSTRITTSTEMPERATUR DER LUFT AUS DEN WÄRMEÜBERTRAGERN.	41
FORMEL 3.21: AUSTRITTSTEMPERATUR DER SOLE AUS DEN WÄRMEÜBERTRAGERN.....	42
FORMEL 3.22: BEZUGSTEMPERATUR EINES BELIEBIGEN FLUIDS.....	42
FORMEL 3.23: MASSENSTROM EINES FLUIDS OHNE PHASENWECHSEL.....	42
FORMEL 3.24: DEFINITION DES STATISCHEN DRUCKS [20].	42
FORMEL 3.25: FRONTALFLÄCHE DER KM-LUFT-WÄRMEÜBERTRAGER.....	43
FORMEL 3.26: GESAMTANZAHL SENKRECHTER ROHRREIHEN ÜBER ALLE WÄRMEÜBERTRAGER.....	43
FORMEL 3.27: REYNOLDSZAHL DER KM-STRÖMUNG IN HEX-ROHREN [22].	43
FORMEL 3.28: WANDTEMPERATUR IN DURCHSTRÖMTEN ROHREN MIT HEIZENDEM FLUID [5].....	43
FORMEL 3.29: MITTLERE TEMPERATURDIFFERENZ BEI DER ERWÄRMUNG VON LUFT DURCH SOLE.....	45
FORMEL 3.30: NOTWENDIGE ANZAHL AN HORIZONTAL EN ROHRREIHEN.	45
FORMEL 3.31: UMRECHNUNG DES LUFTMASSENSTROMS IN DEN LUFTVOLUMENSTROM.....	45
FORMEL 3.32: MASSE EINES SYSTEMS MIT STANDARDKREISLAUF UND KM-LUFT-HEX EXKLUSIVE DER KÜHLSYSTEMMASCHINEN.	45
FORMEL 3.33: MASSENSTROM FEUCHTER LUFT AN EINEN WÄRMEÜBERTRAGER.	46
FORMEL 3.34: MASSENSTROM TROCKENER LUFT AN EINEN WÄRMEÜBERTRAGER.	46
FORMEL 3.35: GESCHWINDIGKEIT DER ANSTRÖMUNG IM ENGSTEN QUERSCHNITT [23]. DABEI IST A_0 DER STRÖMUNGSQUERSCHNITT IM UNGESTÖRTEN ZUSTAND UND A_e DER ENGSTE STRÖMUNGSQUERSCHNITT.	47
FORMEL 3.36: TEMPERATUR DES WASSERFILM IN JEDEM INTERVALL.	50
FORMEL 3.37: WÄRMESTROM PRO FLÄCHENINTERVALL.....	50
FORMEL 3.38: GRÖÖE EINES FLÄCHENINTERVALLS.....	50
FORMEL 3.39: TEMPERATUR DES KM-STROMS IN EINEM INTERVALL.....	50
FORMEL 3.40: MOLARE KONZENTRATION VON WASSER IN EINEM INTERVALL [20].....	50
FORMEL 3.41: MOLARE KONZENTRATION VON WASSER IN LUFT [20].....	50
FORMEL 3.42: DIFFUSIONSKOEFFIZIENT NACH EINER DRUCK- UND TEMPERATURKORRELATION [5].	50
FORMEL 3.43: SCHMIDT-ZAHL MIT DER KINEMATISCHEN VISKOSITÄT DER LUFT UND DES DIFFUSIONSKOEFFIZIENTEN FÜR DIE LUFT-WASSER-PAARUNG [26].....	50
FORMEL 3.44: SHERWOOD-ZAHL FÜR TURBULENTE STRÖMUNGEN [26].	50
FORMEL 3.45: FAKTOR FP ZUR BERECHNUNG DER SHERWOOD-ZAHL FÜR LAMINARE STRÖMUNGEN [26].	51
FORMEL 3.46: SHERWOOD-ZAHL FÜR LAMINARE STRÖMUNGEN [26].	51
FORMEL 3.47: LÄNGE DER PHASENGRENZE EINES INTERVALLS.....	51
FORMEL 3.48: DISKRETISIERTER STOFFÜBERGANGSKOEFFIZIENT [26].....	51
FORMEL 3.49: STOFFSTROM DES IN DIE LUFT DIFFUNDIERBAREN WASSERS [26].	51

FORMEL 3.50: MASSENSTROM DES IN DIE LUFT DIFFUNDIERBAREN WASSERS [20].....	51
FORMEL 3.51: WASSERMASSENSTROM, DEN DIE LUFT BIS ZUM PUNKT VON 100 RELATIVER FEUCHTIGKEIT AUFNEHMEN KÖNNTE.	51
FORMEL 3.52: DEFINITION, DASS DIE ENERGIE DER.....	51
FORMEL 3.53: TATSÄCHLICH VERDUNSTETER WASSERMASSENSTROM.	51
FORMEL 3.54: ABSOLUTE FEUCHTIGKEIT AM EINGANG DES NÄCHSTEN INTERVALLS.....	52
FORMEL 3.55: TEMPERATUR AM EINGANG DES FOLGE-INTERVALLS.	52
FORMEL 3.56: GESAMTANZAHL AN ROHREN PRO EBENE AUF DIE DAS KM VERTEILT WIRD.	53
FORMEL 3.57: BERECHNUNG DER LÄNGE FÜR DIE ROHRBÜNDEL.	53
FORMEL 3.58: MITTLERE TEMPERATURDIFFERENZ BEIM BEHÄLTERSIEDEN.	54
FORMEL 3.59: AUSTRITTSTEMPERATUR DES KÜHLMEDIUMS.	54
FORMEL 3.60: VERHÄLTNIS DES WÜK AUßEN ZUM REFERENZ-WÜK [27].	54
FORMEL 3.61: KORRELATION VON NOYES [27].	54
FORMEL 3.62: EMPFOHLENE KORRELATION ZUR KRITISCHEN WÄRMESTROMDICHTE FÜR WASSER NACH [27].	55
FORMEL 3.63: WÄRMEDURCHGANGSZAHL EINES ZYLINDERFÖRMIGEN ROHRES BEZOGEN AUF DIE AUßENFLÄCHE [5].....	55
FORMEL 3.64: VERDICHTERLEISTUNG BEI ISENTROPER KOMPRESSION [20].	55
FORMEL 3.65: MASSENILANZ ZUM BEHÄLTERSIEDEN MIT KOMPRESSOR OHNE MASCHINERIE UND SOLE-LUFT-HEX	56
FORMEL 3.66: BERECHNUNG DER MAXIMALE DAMPFERZEUGUNG DURCH DIE BRENNSTOFFZELLENABWÄRME UND DIE VERDAMPFUNGSENTHALPIE IN ABHÄNGIGKEIT DES SIEDEDRUCKS.....	56
FORMEL 3.67: MÖGLICHE BETRIEBSZEIT EINES AUSWEICHTANKS ZUM DAMPFABLAß.....	56
FORMEL 3.68: LOGARITHMISCHE TEMPERATURDIFFERENZ BEIM GEGENSTROM-WÄRMEÜBERGANG [5].	58
FORMEL 3.69: BERECHNUNG DER NOTWENDIGEN WÄRMEÜBERTRAGERFLÄCHE ZUR LEITUNG DES WÄRMESTROMS DER BRENNSTOFFZELLEN [5].....	58
FORMEL 3.70: ANZAHL AN WÄRMEÜBERTRAGERN ZUR VERDAMPFUNG.	58
FORMEL 3.71: MASSE DER WÄRMEÜBERTRAGER ZUR VERDAMPFUNG.	58
FORMEL 3.72: GESAMTMASSE DES KÜHLSYSTEMS MIT STRÖMUNGSSIEDEN.	58
FORMEL 3.73: UNTERER SCHÄTZWERT FÜR EIN SYSTEM MIT STANDARDKREISLAUF UND SORPTIONSANLAGE.	59
FORMEL 3.74: OBERER SCHÄTZWERT FÜR EIN SYSTEM MIT STANDARDKREISLAUF UND SORPTIONSANLAGE.....	59
FORMEL 3.75: BETRIEBSZEIT EINER SORPTIONSANLAGE IN ABHÄNGIGKEIT DER ENERGETISCHEN SPEICHERDICHTEN DER REAKTANTEN.	59
FORMEL 3.76: MASSENENTWICKLUNG BEI KÜHLKANALKOPPELUNG.	60
FORMEL 3.77: DEFINITION DES THERMISCHEN WIRKUNGSGRADS EINER MASCHINE.	71
FORMEL 3.78: BERECHNUNG DES WÄRMESTROMS DURCH DEN HEIZWERTSTROM UND DIE MASCHINENLEISTUNG.	71
FORMEL 3.79: WÄRMEBILDUNG IN ABHÄNGIGKEIT VON GEWONNENER LEISTUNG UND DES THERMISCHEN WIRKUNGSGRADS.....	71
FORMEL 3.80: WÄRMEBILDUNG IN ABHÄNGIGKEIT DER MASCHINENLEISTUNG UND DES THERMISCHEN WIRKUNGSGRADS.	71
FORMEL 3.81: NEUE MASCHINENLEISTUNG IM KÜHLSYSTEM BASIEREND AUF DER ABWÄRME ZUR ENERGIEERZEUGUNG...72	72
FORMEL 3.82: DEFINITION DES TOLERANZKRITERIUMS ZUM ABRUCH DER SKALIERUNGSSCHLEIFE IN PSEUDO-CODE 3. FÜR DIE SYSTEMSKALIERUNG IST X DER LEISTUNGSBEDARF EINES KÜHLSYSTEMS.....	73
FORMEL 3.83: BERECHNUNG DER MASSE EINER MASCHINE ODER ENERGIEQUELLE BASIEREND AUF IHRER ABGABELEISTUNG UND DEM LEISTUNGSGEWICHT DER MASCHINENKATEGORIE.	73
FORMEL 3.84: BERECHNUNG DER FLUGHÖHE MIT DER STEIGGESCHWINDIGKEIT $\dot{H}_{\text{STEIG}}$ UND DER AKTUELLEN BETRIEBSZEIT T_{BETRIEB} SOWIE DER BODENZEIT T_{BODEN}	74
FORMEL 3.85: BERECHNUNG DER UMGEBUNGSTEMPERATUR IN ABHÄNGIGKEIT DER HÖHE ÜBER DEM BODEN.	74
FORMEL 3.86: WÄRMESTROMGLEICHHEIT ZWEIER SZENARIOS MIT GLEICHEM WÄRMEDURCHGANG.	74
FORMEL 3.87: FLÄCHENVERHÄLTNISS BEI GLEICHER WÄRMEDURCHGANGSZAHL UND WÄRMESTROM BEI ANWENDUNG VON „NEWTON'S LAW OF COOLING“ ZUR KORRELATION VON TEMPERATURGRADIENT UND WÄRMEÜBERTRAGERFLÄCHE.75	75
FORMEL 3.88: MASSE EINES WÄRMEÜBERTRAGERS GEGENÜBER EINES REFERENZPUNKTES, WENN DAS FLÄCHENVERHÄLTNISS LINEAR MIT DEM MASSENVERHÄLTNISS EINGESETZT WIRD.	75

FORMEL 5.1: BERECHNUNG DER GESAMTMASSE VON SKALIERTEN EINPHASIG GEPUMPTEN KREISLÄUFEN. DABEI IST $\dot{m}_{KM}$ DER MASSENSTROM DES ZIRKULIERENDEN KÄLTEMITTELS IN [KG/S]..... 100

B Anhang

B 1 Funktion zur leistungsbasierten Skalierung von Kühlsystemen

1. Eingangsgrößen der Funktion

P_1: Leistungsbedarf Maschine 1 [W]

P_2: Leistungsbedarf Maschine 2 [W]

Q_designated: Ausgangs-Wärmeleistung (ohne Kühlleistungsbedarf) [W]

eta: thermischer Wirkungsgrad; Definition: Verhältnis (erzeugte Nutzleistung/Brennstoffzufuhr)

Bspw: 50% - dann wird gleich viel Leistung von der Brennstoffzelle und Abwärme aus dem Treibstoff erzeugt

M_Sys: Systemmasse ohne leistungsbeziehende Komponenten [kg]

2. Erklärung der Ausgabegrößen

P_1_new: Tatsächlich erforderliche Leistung von Maschine 1

P_2_new: Tatsächlich erforderliche Leistung von Maschine 2

notwendige_iterationen: Anzahl an Iterationen um die Genauigkeit zu erreichen

Q_Abwaerme_Gesamt: Gesamte neue Abwärme

Q_Maschinen: Abwärme, die durch Maschinen dazukommt

M_Sys_starr; Masse des Kühlsystems ohne die Maschinerie auf den neuen Abwärmestrom (Q_Abwärme) aufskaliert

notwendige Iterationen: Anzahl an Iterationen die benötigt wurden, um neues Gleichgewicht zu finden

3. Iterative Neuberechnung des Leistungsbedarfs von Maschinen und der Abwärmeentwicklung

function

[P_1_new, P_2_new, Q_Abwaerme_Gesamt, Q_Maschinen, M_Sys_starr, notwendige_iterationen] = Abgabeversion_Systemskalierung_2_Maschinen(P_1,

P_2, eta_th, Q_designated, M_Sys)

P_Maschinen = P_1 + P_2;

P_Maschinen_old = P_Maschinen;

% Annahmen:

tolerance = 0.000001; % Konvergenzkriterium für die Iteration;

```
max_iter = 1000; % Maximale Anzahl an Iterationen, um Endlosschleifen zu vermeiden
iteration = 0;

% Schleife starten
while true
    iteration = iteration + 1;

    % Berechnung der zusätzlichen Abwärme aufgrund der Energieerzeugung für
    % den Kühlkreislauf
    Q_Abwaerme_Maschinenleistung=P_Maschinen*((1/eta_th)-1);

    % Berechnung der notwendigen Gesamt-Abwärme des Iterationsschritt
    Q_Abwaerme_Gesamt=Q_designated+Q_Abwaerme_Maschinenleistung;

    % Berechnung des neuen Maschinenaufwands in der Abwärmebehandlung
    P_Maschinen_neu=(Q_Abwaerme_Gesamt/Q_designated)*P_Maschinen_old;

    % Überprüfung der Abbruchbedingung
    if abs((P_Maschinen_neu -P_Maschinen) / P_Maschinen) < tolerance
        break; % Schleife beenden, wenn Änderung kleiner als Toleranz ist
    end

    % Schieberegister für die nächste Iteration
    P_Maschinen=P_Maschinen_neu;

    % Abbruchbedingung für maximale Iterationen
    if iteration >= max_iter
        warning('Maximale Anzahl an Iterationen erreicht. Ergebnis könnte ungenau sein. ');
        break;
    end

end

% Notwendige Anzahl an Iterationen um die gewünschte Genauigkeit zu
% erreichen
notwendige_iterationen=iteration;

% Neue Leistung von Maschine 1
P_1_new=(P_Maschinen_neu/P_Maschinen_old)*P_1;

% Neue Leistung von Maschine 2
P_2_new=(P_Maschinen_neu/P_Maschinen_old)*P_2;

% Neues Abwärmeniveau - Endgültige benötigte Kühlleistung
```

```

Q_Abwaerme_neu=Q_Abwaerme_Gesamt;

% Abwärme alleine durch Maschinenleistung
Q_Maschinen=Q_Abwaerme_Maschinenleistung;

% Neue Masse der starren Komponenten - lineare Extrapolation
M_Sys_starr=M_Sys*(Q_Abwaerme_neu/Q_designated);
End

```

B 2 OpenModelica-Syntax der Simulationsmodelle

B 2.1 Flüssig-gepumpter Kreislauf

```

model DLR_Simulation_Pumpenbetrieb_Bilanzierung
  extends Modelica.Icons.Example;

  // Medium für Ram-Air
  replaceable package Medium_air =
    ThermoFluidStream.Media.myMedia.Air.DryAirNasa constrainedby
    ThermoFluidStream.Media.myMedia.Interfaces.PartialMedium "Ram air";
  // Medium für Wasserkühlung
  replaceable package Medium_watercoolant =
    ThermoFluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater constrainedby
    ThermoFluidStream.Media.myMedia.Interfaces.PartialMedium "Wasser";

  // Gemeinsame Einstellungen
  inner ThermoFluidStream.DropOfCommons dropOfCommons;

  // Quelle für Wasser
  ThermoFluidStream.Boundaries.Source Quelle_CheckUp_Start(redeclare
    package Medium = Medium_watercoolant);
  // Senke für Wasser
  ThermoFluidStream.Boundaries.Sink Senke_CheckUp(redeclare package
    Medium = Medium_watercoolant);
  // Sensor für Massenstrom
  ThermoFluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
  Sensor_CheckUp_Start(redeclare package Medium = Medium_watercoolant,
    outputMassFlowRate = true, outputTemperature = false);
  // Pumpe mit Drehzahlregelung
  ThermoFluidStream.Processes.Pump Pumpe_CheckUp_Start(redeclare
    package Medium = Medium_watercoolant, redeclare function dp_tau_pump
    =
    ThermoFluidStream.Processes.Internal.TurboComponent.dp_tau_nominal_f
    low, initM_flow =
    ThermoFluidStream.Utilities.Types.InitializationMethods.state,
    m_flow_0 = 0.1, omega_from_input = false);

```

```

// Strömungswiderstand Wasserleitung
ThermofluidStream.Processes.FlowResistance
Stroemungswiderstand_CheckUp_Start(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, l = 10, redeclare function pLoss =
ThermofluidStream.Processes.Internal.FlowResistance.laminarTurbulent
PressureLoss(material =
ThermofluidStream.Processes.Internal.Material.steel), r = 0.346);

// Rampe für Sollwert
Modelica.Blocks.Sources.Ramp Massenstrom_Rampe_BSZ_start(duration
= 5, height = 750);
// Feedback-Regeldifferenz
Modelica.Blocks.Math.Feedback
Regeldifferenz_Massenstrom_CheckUp_Start;
// PI-Regler
Modelica.Blocks.Continuous.PI PI_CheckUp_Start(T = 0.1, initType =
Modelica.Blocks.Types.Init.InitialState, k = 3000);
// Drehzahlquelle für Pumpe
Modelica.Mechanics.Rotational.Sources.Speed
Drehgeschwindigkeit_Pumpe_CheckUp_Start;

equation
connect(Sensor_CheckUp_Start.outlet, Senke_CheckUp.inlet);
connect(Massenstrom_Rampe_BSZ_start.y,
Regeldifferenz_Massenstrom_CheckUp_Start.u1);
connect(Regeldifferenz_Massenstrom_CheckUp_Start.y,
PI_CheckUp_Start.u);
connect(PI_CheckUp_Start.y,
Drehgeschwindigkeit_Pumpe_CheckUp_Start.w_ref);
connect(Drehgeschwindigkeit_Pumpe_CheckUp_Start.flange,
Pumpe_CheckUp_Start.flange);
connect(Pumpe_CheckUp_Start.outlet,
Stroemungswiderstand_CheckUp_Start.inlet);
connect(Stroemungswiderstand_CheckUp_Start.outlet,
Sensor_CheckUp_Start.inlet);
connect(Quelle_CheckUp_Start.outlet, Pumpe_CheckUp_Start.inlet);
connect(Sensor_CheckUp_Start.m_flow_out,
Regeldifferenz_Massenstrom_CheckUp_Start.u2);

annotation(
uses(ThermofluidStream(version = "1.1.0")),
experiment(StartTime = 0, StopTime = 10, Tolerance = 1e-06,
Interval = 0.02));
end DLR_Simulation_Pumpenbetrieb_Bilanzierung;

```


B 2.2 2P-MPL-Systeme

```

model DLR_Simulation_HTPMFMC_2PMPL_MA
extends Modelica.Icons.Example;
replaceable package Medium_air =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Air.DryAirNasa constrainedby
ThermofluidStream.Media.myMedia.Interfaces.PartialMedium "Ram air" annotation(
choicesAllMatching = true);
replaceable package Medium_watercoolant =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater constrainedby
ThermofluidStream.Media.myMedia.Interfaces.PartialMedium "Wasser" annotation(
choicesAllMatching = true);
inner ThermofluidStream.DropOfCommons dropOfCommons;
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm Sensor_vor_Pumpe(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, outputTemperature = true);
ThermofluidStream.Processes.FlowResistance flowResistance2211(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, l = 10, redeclare function pLoss =
ThermofluidStream.Processes.Internal.FlowResistance.laminarTurbulentPressureLoss(material = ThermofluidStream.Processes.Internal.Material.steel) "Laminar-turbulent (Cheng2008)", r = 0.049);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm Sensor_vor_Waermequelle(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, outputMassFlowRate = true,
outputTemperature = true);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_nach_Waermequelle(redeclare package Medium = Medium_watercoolant,
outputMassFlowRate = true, outputTemperature = true);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm Sensor_nach_Pumpe(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, outputMassFlowRate = true,
outputTemperature = true);
ThermofluidStream.Processes.Pump Pumpe(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, redeclare function dp_tau_pump =
ThermofluidStream.Processes.Internal.TurboComponent.dp_tau_nominal_flow,
enableAccessHeatPort = false, omega_from_input = false);
ThermofluidStream.Boundaries.Reservoir Reservoir(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_nach_Waermesenke(redeclare package Medium = Medium_watercoolant,
outputMassFlowRate = true, outputTemperature = true);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm Sensor_vor_Waermesenke(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, outputTemperature = true);
Modelica.Thermal.HeatTransfer.Sources.PrescribedHeatFlow prescribedHeatFlow;
ThermofluidStream.Processes.ThermalConvectionPipe
thermalConvectionPipe(redeclare package Medium = Medium_watercoolant,
initM_flow = ThermofluidStream.Utilities.Types.InitializationMethods.state, l = 100,
m_flow_0 = 0.1, r = 0.005);
Modelica.Blocks.Sources.Ramp Abwaerme_BSZ(duration = 2, height = 20000000);
Modelica.Blocks.Math.Gain Regelfaktor_1(k = -2.9898);
Modelica.Blocks.Continuous.LimPID PID_Regler_Pumpe(Ti = 1, controllerType =
Modelica.Blocks.Types.SimpleController.PI, k = 50, yMax = -5, yMin = -5000);
Modelica.Blocks.Sources.Constant Solltemperatur_Wasser_Waermequelle_Exit(k =
328.15);
Modelica.Blocks.Math.Feedback Massenstromregelung_Pumpe;

```

```

Modelica.Blocks.Continuous.PI PI(T = 0.1, initType =
Modelica.Blocks.Types.Init.InitialState, k = 3000);
Modelica.Mechanics.Rotational.Sources.Speed
Winkelgeschwindigkeitsvorgabe_Pumpe;
ThermofluidStream.Sensors.SingleSensorSelect Sensor_Enthalpie_2(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, digits = 2, outputValue = true, quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.Quantities.h_Jpkg);
ThermofluidStream.Sensors.SingleSensorSelect Sensor_Enthalpie_1(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, digits = 2, outputValue = true, quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.Quantities.h_Jpkg);
Modelica.Blocks.Math.Feedback Enthalpiedifferenz;
Modelica.Blocks.Math.Product Waermestrom_an_Senke;
Modelica.Blocks.Math.Gain Aufgenommer_Waermestrom_an_Senke(k = -1);
ThermofluidStream.HeatExchangers.DiscretizedCounterFlowHEX
discretizedCounterFlowHEX(A = 1000, redeclare model ConductionElementA =
ThermofluidStream.HeatExchangers.Internal.ConductionElementHEX_twoPhase,
redeclare model ConductionElementB =
ThermofluidStream.HeatExchangers.Internal.ConductionElementHEX, redeclare
package MediumA =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, redeclare package
MediumB = Medium_air, enforce_global_energy_conservation = true, k_wall = 5000,
nCells = 5);
ThermofluidStream.Boundaries.Source Quelle_Luft(redeclare package Medium =
Medium_air, T0_par = 318.15);
ThermofluidStream.Processes.FlowResistance Druckverlust_Geblaese(redeclare
package Medium = Medium_air, initM_flow =
ThermofluidStream.Utilities.Types.InitializationMethods.none, l = 15, m_flow_0 = 0.1,
redeclare function pLoss =
ThermofluidStream.Processes.Internal.FlowResistance.laminarTurbulentPressureLos
s(material = ThermofluidStream.Processes.Internal.Material.steel) "Laminar-turbulent
(Cheng2008)", r = 0.5);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Luftsensor_Source_zu_Druckverlust(redeclare package Medium = Medium_air,
outputMassFlowRate = false);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Luftsensor_Druckverlust_zu_HEX(redeclare package Medium = Medium_air,
outputMassFlowRate = true, outputTemperature = false);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Luftsensor_HEX_zu_Geblaese(redeclare package Medium = Medium_air,
outputMassFlowRate = true, outputTemperature = true);
ThermofluidStream.Processes.Fan Geblaese(redeclare package Medium =
Medium_air, redeclare function dp_tau_fan =
ThermofluidStream.Processes.Internal.TurboComponent.dp_tau_const_isentrop,
enableOutput = false, initM_flow =
ThermofluidStream.Utilities.Types.InitializationMethods.state, omega_from_input =
false, outputQuantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.MassFlowQuantities.V_flow_m3ps);
ThermofluidStream.Boundaries.Sink Ausfluss_Luft(redeclare package Medium =
Medium_air);

```

```

ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Luftsensor_Geblaese_zu_Sink(redeclare package Medium = Medium_air,
outputMassFlowRate = false);
ThermofluidStream.Sensors.TwoPhaseSensorSelect
Sensor_Phase_HEX_zu_Sink(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, outputValue = true,
quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.TwoPhaseQuantities.x_kgpkg);
ThermofluidStream.Sensors.TwoPhaseSensorSelect
Sensor_Phase_Waermequelle_zu_Druckverlust(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, outputValue = true,
quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.TwoPhaseQuantities.x_kgpkg);
ThermofluidStream.Sensors.TwoPhaseSensorSelect
Sensor_Phase_Pumpe_zu_Waermequelle(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, outputValue = false,
quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.TwoPhaseQuantities.x_kgpkg);
Modelica.Mechanics.Rotational.Sources.Speed
Winkelgeschwindigkeitsvorgabe_Kompressor;
Modelica.Blocks.Continuous.PID PID_Regler_Geblaese(Td = 0.025, Ti = 0.025, k =
5000);
Modelica.Blocks.Math.Feedback Regeldifferenz_Massenstrom_Luft;
Modelica.Blocks.Sources.Ramp Sollmassenstrom_Luft(duration = 2, height = 497.5);
ThermofluidStream.Sensors.TwoPhaseSensorSelect
Sensor_OverSatPressure_Pumpe_zu_Waermequelle(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, outputValue = false,
quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.TwoPhaseQuantities.p_oversat_Pa);
ThermofluidStream.Sensors.TwoPhaseSensorSelect
Sensor_SatPressure_Pumpe_zu_Waermequelle(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, outputValue = false,
quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.TwoPhaseQuantities.p_sat_Pa);
ThermofluidStream.Sensors.TwoPhaseSensorSelect
Sensor_OverSatPressure_Pumpe_zu_Waermesenke(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, outputValue = false,
quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.TwoPhaseQuantities.p_oversat_Pa);
ThermofluidStream.Sensors.TwoPhaseSensorSelect
Sensor_SatPressure_Pumpe_zu_Waermesenke(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, outputValue = false,
quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.TwoPhaseQuantities.p_sat_Pa);
equation
connect(Sensor_vor_Pumpe.outputTemperature, Pumpe.T);
connect(Sensor_vor_Waermequelle.outputMassFlowRate, Reservoir.m_flow);
connect(Sensor_nach_Waermequelle.outputMassFlowRate,
flowResistance2211.m_flow);
connect(Sensor_nach_Pumpe.outputMassFlowRate, Pumpe.m_flow);
connect(Pumpe.m_flow, flowResistance2211.m_flow);

```

```

connect(Reservoir.m_flow, thermalConvectionPipe.m_flow);
connect(thermalConvectionPipe.m_flow, Sensor_vor_Waermesenke.m_flow);
connect(Sensor_vor_Waermesenke.outputTemperature, prescribedHeatFlow.T);
connect(Winkelgeschwindigkeitsvorgabe_Pumpe.w, Pumpe.w);
connect(Abwaerme_BSZ.y, PID_Regler_Pumpe.u);
connect(PID_Regler_Pumpe.y, Pumpe.p);
connect(Massenstromregelung_Pumpe.y, PI.u);
connect(PI.y, Solltemperatur_Wasser_Waermequelle.Exit.k);
connect(Sensor_Enthalpie_1.outputValue, Waermestrom_an_Senke.u);
connect(Waermestrom_an_Senke.y, Aufgenommer_Waermestrom_an_Senke.u);
connect(DiscretizedCounterFlowHEX.m_flow_A, Quelle_Luft.m_flow);
connect(Druckverlust_Geblaese.m_flow,
Luftsensor_Source_zu_Druckverlust.m_flow);
connect(Luftsensor_Druckverlust_zu_HEX.m_flow, Geblaese.m_flow);
connect(Geblaese.m_flow, Luftsensor_HEX_zu_Geblaese.m_flow);
connect(Luftsensor_Geblaese_zu_Sink.m_flow, Ausfluss_Luft.m_flow);
connect(Sensor_Phase_HEX_zu_Sink.outputValue,
Sensor_Phase_Waermequelle_zu_Druckverlust.x_kgpkg);
connect(Sensor_Phase_Pumpe_zu_Waermequelle.x_kgpkg,
Sensor_OverSatPressure_Pumpe_zu_Waermequelle.p_oversat_Pa);
connect(Sensor_SatPressure_Pumpe_zu_Waermequelle.p_sat_Pa,
Sensor_SatPressure_Pumpe_zu_Waermesenke.p_sat_Pa);
end DLR_Simulation_HTPMFMC_2PMPL_MA;

```

B 2.3 Aktive Luftkühlung

```

model DLR_Simulation_Luftkuehlung_mit_Geblaese_MA
extends Modelica.Icons.Example;
replaceable package Medium_air =
ThermoFluidStream.Media.myMedia.Air.DryAirNasa constrainedby
ThermoFluidStream.Media.myMedia.Interfaces.PartialMedium "Ram air"
annotation(choicesAllMatching = true);
replaceable package Medium_watercoolant =
ThermoFluidStream.Media.myMedia.CompressibleLiquids.LinearWater_pT_Ambient
constrainedby ThermoFluidStream.Media.myMedia.Interfaces.PartialMedium
"Wasser" annotation(choicesAllMatching = true);
inner ThermoFluidStream.DropOfCommons dropOfCommons;
ThermoFluidStream.HeatExchangers.CounterFlowNTU counterFlowNTU(A = 3250, L
= 1, redeclare package MediumA = Medium_air, redeclare package MediumB =
ThermoFluidStream.Media.myMedia.CompressibleLiquids.LinearWater_pT_Ambient,
k_NTU = 860, m_flow_reg = 0.01);
ThermoFluidStream.Processes.FlowResistance
Stromungswiderstand_Wasser(redeclare package Medium = Medium_watercoolant,
l = 10, m_flow_0 = 0.01, redeclare function pLoss =
ThermoFluidStream.Processes.Internal.FlowResistance.laminarTurbulentPressureLos
s(material = ThermoFluidStream.Processes.Internal.Material.steel), r = 0.125);
ThermoFluidStream.Processes.Pump pump11(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, redeclare function dp_tau_pump =

```

```

ThermofluidStream.Processes.Internal.TurboComponent.dp_tau_nominal_flow,
initM_flow = ThermofluidStream.Utilities.Types.InitializationMethods.state, m_flow_0
= 0, omega_from_input = false);
ThermofluidStream.Boundaries.Reservoir Reservoir_Kuehlmittelkreislauf(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_Waermequelle_zu_Pumpe(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, digits = 3, outputMassFlowRate = true, outputTemperature =
true);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_Druckverlust_zu_Reservoir(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, outputTemperature = false);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm Sensor_Pumpe_zu_HEX(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, outputTemperature = false);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_HEX_zu_Druckverlust(redeclare package Medium = Medium_watercoolant,
outputTemperature = false);
Modelica.Blocks.Math.Gain Faktor_Massenstrom_Wasser(k = -0.3);
Modelica.Blocks.Continuous.LimPID PID_Regler_Pumpe(Ti = 2, controllerType =
Modelica.Blocks.Types.SimpleController.PI, k = 30, yMax = -5, yMin = -5000);
Modelica.Blocks.Sources.Constant Solltemperatur_Wasser_Waermequelle_Exit(k =
343.15);
Modelica.Blocks.Math.Feedback feedback;
Modelica.Blocks.Continuous.PI PI(T = 0.1, initType =
Modelica.Blocks.Types.Init.InitialState, k = 3000);
Modelica.Mechanics.Rotational.Sources.Speed Drehgeschwindigkeit_Pumpe;
ThermofluidStream.Boundaries.Source Quelle_Luft(redeclare package Medium =
Medium_air, T0_par = 318.15);
ThermofluidStream.Processes.Fan fan21(redeclare package Medium = Medium_air,
redeclare function dp_tau_fan =
ThermofluidStream.Processes.Internal.TurboComponent.dp_tau_const_isentrop,
enableOutput = false, initM_flow =
ThermofluidStream.Utilities.Types.InitializationMethods.state, omega_from_input =
false, outputQuantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.MassFlowQuantities.V_flow_m3ps);
ThermofluidStream.Processes.FlowResistance
Stroemungswiderstand_Luft(redeclare package Medium = Medium_air, l = 5,
redeclare function pLoss =
ThermofluidStream.Processes.Internal.FlowResistance.laminarTurbulentPressureLos
s(material = ThermofluidStream.Processes.Internal.Material.steel), r = 1);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Luftsensor_Druckverlust_zu_HEX(redeclare package Medium = Medium_air,
outputMassFlowRate = true, outputTemperature = true);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Luftsensor_HEX_zu_Geblaese(redeclare package Medium = Medium_air,
outputMassFlowRate = true, outputTemperature = true);
ThermofluidStream.Boundaries.Sink Senke_Luft(redeclare package Medium =
Medium_air);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Luftsensor_Geblaese_zu_Sink(redeclare package Medium = Medium_air,
outputMassFlowRate = false);

```



```

ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Luftsensor_Source_zu_Druckverlust(redeclare package Medium = Medium_air,
outputMassFlowRate = false);
Modelica.Blocks.Math.Feedback Enthalpiedifferenz_Luft_HEX;
Modelica.Blocks.Sources.Constant Solltemperatur_Luft_HEX_Exit(k = 333.15);
Modelica.Blocks.Continuous.LimPID PID_Regler_Geblaese(Ti = 0.1, controllerType
= Modelica.Blocks.Types.SimpleController.PI, k = 30, yMax = -5, yMin = -5000);
Modelica.Blocks.Math.Gain Faktor_Massenstrom_Luft(k = -5000);
Modelica.Mechanics.Rotational.Sources.Speed Drehgeschwindigkeit_Geblaese;
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_Reservoir_zu_Waermequelle(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, outputTemperature = false);
ThermofluidStream.Processes.ConductionElement conductionElement(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, V(displayUnit = "m3"));
Modelica.Blocks.Sources.Ramp Waermestrom_Ramp(duration = 5, height =
20000000);
Modelica.Thermal.HeatTransfer.Sources.PrescribedHeatFlow
Element_prescribedHeatFlow;
Modelica.Blocks.Math.Product Waermestrom_an_Luft;
ThermofluidStream.Sensors.SingleSensorSelect
Luftsensor_Enthalpie_vor_HEX(redeclare package Medium = Medium_air, digits = 2,
outputValue = true, quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.Quantities.h_Jpkg);
ThermofluidStream.Sensors.SingleSensorSelect
Luftsensor_Enthalpie_nach_HEX(redeclare package Medium = Medium_air, digits =
2, outputValue = true, quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.Quantities.h_Jpkg);
equation
  connect(Sensor_HEX_zu_Druckverlust.outlet,
Stroemungswiderstand_Wasser.inlet);
  connect(Stroemungswiderstand_Wasser.outlet,
Sensor_Druckverlust_zu_Reservoir.inlet);
  connect(Sensor_Waermequelle_zu_Pumpe.outlet, pump11.inlet);
  connect(pump11.outlet, Sensor_Pumpe_zu_HEX.inlet);
  connect(Sensor_Pumpe_zu_HEX.outlet, counterFlowNTU.inletB);
  connect(counterFlowNTU.outletB, Sensor_HEX_zu_Druckverlust.inlet);
  connect(Solltemperatur_Wasser_Waermequelle_Exit.y, PID_Regler_Pumpe.u_s);
  connect(PID_Regler_Pumpe.y, Faktor_Massenstrom_Wasser.u);
  connect(Faktor_Massenstrom_Wasser.y, feedback.u1);
  connect(feedback.y, PI.u);
  connect(Drehgeschwindigkeit_Pumpe.flange, pump11.flange);
  connect(Sensor_Waermequelle_zu_Pumpe.m_flow_out, feedback.u2);
  connect(Quelle_Luft.outlet, Luftsensor_Source_zu_Druckverlust.inlet);
  connect(Luftsensor_Source_zu_Druckverlust.outlet,
Stroemungswiderstand_Luft.inlet);
  connect(Stroemungswiderstand_Luft.outlet,
Luftsensor_Druckverlust_zu_HEX.inlet);
  connect(fan21.outlet, Luftsensor_Geblaese_zu_Sink.inlet);
  connect(Luftsensor_Geblaese_zu_Sink.outlet, Senke_Luft.inlet);
  connect(Luftsensor_HEX_zu_Geblaese.outlet, fan21.inlet);
  connect(Luftsensor_Druckverlust_zu_HEX.outlet, counterFlowNTU.inletA);

```

```

connect(counterFlowNTU.outletA, Luftsensord_HEX_zu_Geblaese.inlet);
connect(Solltemperatur_Luft_HEX_Exit.y, PID_Regler_Geblaese.u_s);
connect(PID_Regler_Geblaese.y, Faktor_Massenstrom_Luft.u);
connect(Faktor_Massenstrom_Luft.y, Drehgeschwindigkeit_Geblaese.w_ref);
connect(Luftsensord_HEX_zu_Geblaese.T_out, PID_Regler_Geblaese.u_m);
connect(Sensord_Druckverlust_zu_Reservoir.outlet,
Reservoir_Kuehlmittelkreislauf.inlet);
connect(Reservoir_Kuehlmittelkreislauf.outlet,
Sensor_Reservoir_zu_Waermequelle.inlet);
connect(PI.y, Drehgeschwindigkeit_Pumpe.w_ref);
end DLR_Simulation_Luftkuehlung_mit_Geblaese_MA ;

```

B 2.4 Behältersieden mit Ausweichtank

```

model DLR_Simulation_NTPEMFC_Behaeltersieden_MA
  extends Modelica.Icons.Example;
  replaceable package Medium_air =
    ThermofluidStream.Media.myMedia.Air.DryAirNasa constrainedby
    ThermofluidStream.Media.myMedia.Interfaces.PartialMedium "Ram air"
  annotation(choicesAllMatching = true);
  replaceable package Medium_watercoolant =
    ThermofluidStream.Media.myMedia.CompressibleLiquids.LinearWater_pT_Ambient
    constrainedby ThermofluidStream.Media.myMedia.Interfaces.PartialMedium
    "Wasser" annotation(choicesAllMatching = true);
  inner ThermofluidStream.DropOfCommons dropOfCommons;
  ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm Sensor_vor_Pumpe(redeclare
  package Medium = Medium_watercoolant, outputTemperature = true);
  ThermofluidStream.Processes.FlowResistance Stroemungswiderstand(redeclare
  package Medium = Medium_watercoolant, l = 10, redeclare function pLoss =
  ThermofluidStream.Processes.Internal.FlowResistance.laminarTurbulentPressureLoss
  (material = ThermofluidStream.Processes.Internal.Material.steel) "Laminar-turbulent
  (Cheng2008)", r = 0.35);
  ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
  Sensor_vor_Waermequelle(redeclare package Medium = Medium_watercoolant,
  outputMassFlowRate = true, outputTemperature = true);
  ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
  Sensor_nach_Waermequelle(redeclare package Medium = Medium_watercoolant,
  outputMassFlowRate = true, outputTemperature = true);
  ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm Sensor_nach_Pumpe(redeclare
  package Medium = Medium_watercoolant, outputMassFlowRate = true,
  outputTemperature = true);
  ThermofluidStream.Processes.Pump Pumpe(redeclare package Medium =
  Medium_watercoolant, redeclare function dp_tau_pump =
  ThermofluidStream.Processes.Internal.TurboComponent.dp_tau_nominal_flow,
  enableAccessHeatPort = false, omega_from_input = false);

```

```

ThermofluidStream.Boundaries.Reservoir Reservoir_Kreislauf(redeclare package
Medium = Medium_watercoolant, A_surf(displayUnit = "m2"), height_0(displayUnit =
"m") = 0.1);
ThermofluidStream.Processes.ConductionElement conductionElement(A = 4500,
redeclare package Medium = Medium_watercoolant, U = 4500, V = 5e-4,
enforce_global_energy_conservation = true);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_Waermesenke_zu_Pumpe(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, outputMassFlowRate = true, outputTemperature = true);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_Reservoir_zu_Waermesenke(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, outputTemperature = true);
Modelica.Thermal.HeatTransfer.Sources.PrescribedHeatFlow prescribedHeatFlow;
ThermofluidStream.Processes.ThermalConvectionPipe
thermalConvectionPipe(redeclare package Medium = Medium_watercoolant, l = 100,
r = 0.005);
Modelica.Blocks.Sources.Ramp Abwaerme_BSZ(duration = 2, height = 20000000);
Modelica.Blocks.Math.Gain Regelfaktor_1(k = -0.2);
Modelica.Blocks.Continuous.LimPID PID_Regler_Pumpe(Ti = 0.1, controllerType =
Modelica.Blocks.Types.SimpleController.PI, k = 50, yMax = -5, yMin = -5000);
Modelica.Blocks.Sources.Constant Solltemperatur_Wasser_Waermequelle_Exit(k =
343.15);
Modelica.Blocks.Math.Feedback Regeldifferenz_Massenstrom;
Modelica.Blocks.Continuous.PI PI_Regler_Pumpe_Massengerichtet(T = 0.01,
initType = Modelica.Blocks.Types.Init.InitialState, k = 3000);
Modelica.Mechanics.Rotational.Sources.Speed
Winkelgeschwindigkeitsvorgabe_Pumpe;
ThermofluidStream.Sensors.SingleSensorSelect
Sensor_Enthalpie_nach_Reaktion(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, digits = 2, outputValue = true, quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.Quantities.h_Jpkg);
Modelica.Blocks.Math.Feedback Enthalpiedifferenz;
Modelica.Blocks.Math.Product Waermestrom_an_Senke;
Modelica.Blocks.Math.Gain Aufgenommer_Waermestrom_an_Senke(k = -1);
ThermofluidStream.Boundaries.VolumeFlex Siedetank(A = 4500, K = 1e9, redeclare
package Medium = ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater,
T_start = 278.15, V_ref(displayUnit = "m3") = 0.55, p_ref = 3e4, p_start = 1e4,
useHeatport = true, useInlet = false, useOutlet = true, U = 4500);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_Siedetank_zu_Ventil(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, outputPressure =
true, pressureUnit = "bar");
ThermofluidStream.Boundaries.VolumeFlex Ausweichtank(K = 1e9, redeclare
package Medium = ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater,
T_start = 278.15, V_ref(displayUnit = "m3") = 2500, p_ref = 5000, p_start = 5500,
useHeatport = false, useInlet = true, useOutlet = false);
ThermofluidStream.FlowControl.TanValve tanValve_Steuerventil(redeclare package
Medium = ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater,
invertInput = false, m_flow_ref = 0.65, p_ref = 15000);
ThermofluidStream.Processes.FlowResistance
Stroemungswiderstand_Tank_Tank(redeclare package Medium =

```

```

ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, l = 0.1, redeclare
function pLoss =
ThermofluidStream.Processes.Internal.FlowResistance.laminarTurbulentPressureLoss(
material = ThermofluidStream.Processes.Internal.Material.steel) "Laminar-turbulent
(Cheng2008)", r = 0.125);
  Modelica.Blocks.Sources.Ramp Sollwert_Druck_Siedetank(duration = 2, height =
0.1, offset = 0.1);
  ThermofluidStream.Sensors.TwoPhaseSensorSelect Sensor_Phase_1(redeclare
package Medium = ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater,
outputValue = false, quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.TwoPhaseQuantities.x_kgpkg);
  ThermofluidStream.Sensors.TwoPhaseSensorSelect Sensor_Phase_2(redeclare
package Medium = ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater,
outputValue = false, quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.TwoPhaseQuantities.x_kgpkg);
  ThermofluidStream.Sensors.TwoPhaseSensorSelect Sensor_Phase_3(redeclare
package Medium = ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater,
outputValue = false, quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.TwoPhaseQuantities.x_kgpkg);
  ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_Ventil_zu_Druckverlust(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, outputPressure =
false, pressureUnit = "bar");
  ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_Druckverlust_zu_Ausweichtank(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, outputPressure =
false, pressureUnit = "bar");
equation
  connect(Sensor_nach_Pumpe.outlet, Stroemungswiderstand.inlet);
  connect(Stroemungswiderstand.outlet, Sensor_vor_Waermequelle.inlet);
  connect(Sensor_vor_Pumpe.outlet, Pumpe.inlet);
  connect(Pumpe.outlet, Sensor_nach_Pumpe.inlet);
  connect(Reservoir_Kreislauf.outlet, Sensor_Reservoir_zu_Waermesenke.inlet);
  connect(Sensor_Reservoir_zu_Waermesenke.outlet, conductionElement.inlet);
  connect(conductionElement.outlet, Sensor_Waermesenke_zu_Pumpe.inlet);
  connect(Sensor_vor_Waermequelle.outlet, thermalConvectionPipe.inlet);
  connect(thermalConvectionPipe.outlet, Sensor_nach_Waermequelle.inlet);
  connect(Sensor_Waermesenke_zu_Pumpe.outlet, Sensor_vor_Pumpe.inlet);
end DLR_Simulation_NTPEMFC_Behaeltersieden_MA;

```

B 2.5 Strömungssieden

```

model DLR_Simulation_Stroemungssieden_mit_HEX_TempControl_MA
extends Modelica.Icons.Example;
replaceable package Medium_air =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Air.DryAirNasa constrainedby
ThermofluidStream.Media.myMedia.Interfaces.PartialMedium "Ram air";

```

```

replaceable package Medium_watercoolant =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater constrainedby
ThermofluidStream.Media.myMedia.Interfaces.PartialMedium "Wasser";
inner ThermofluidStream.DropOfCommons dropOfCommons;
ThermofluidStream.Processes.FlowResistance
Stromungswiderstand_vor_Pumpe(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, l = 5, redeclare function pLoss =
ThermofluidStream.Processes.Internal.FlowResistance.laminarTurbulentPressureLoss
(material = ThermofluidStream.Processes.Internal.Material.steel) "Laminar-turbulent
(Cheng2008)", r = 0.35);
ThermofluidStream.Processes.FlowResistance
Stromungswiderstand_nach_Pumpe(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, l = 5, redeclare function pLoss =
ThermofluidStream.Processes.Internal.FlowResistance.laminarTurbulentPressureLoss
(material = ThermofluidStream.Processes.Internal.Material.steel) "Laminar-turbulent
(Cheng2008)", r = 0.35);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm Sensor_vor_Pumpe(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, outputTemperature = false);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm Sensor_vor_Waermequelle(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, outputMassFlowRate = true,
outputTemperature = true);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_nach_Waermequelle(redeclare package Medium = Medium_watercoolant,
outputMassFlowRate = false, outputTemperature = true);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm Sensor_nach_Pumpe(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, outputMassFlowRate = true,
outputTemperature = false);
ThermofluidStream.Processes.Pump Pumpe(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, redeclare function dp_tau_pump =
ThermofluidStream.Processes.Internal.TurboComponent.dp_tau_nominal_flow,
enableAccessHeatPort = false, omega_from_input = false, enableOutput = false);
ThermofluidStream.Boundaries.Reservoir Reservoir_Kreislauf(redeclare package
Medium = Medium_watercoolant);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_Waermesenke_zu_Pumpe(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, outputMassFlowRate = true, outputTemperature = true);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_Reservoir_zu_Waermesenke(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, outputTemperature = true);
Modelica.Thermal.HeatTransfer.Sources.PrescribedHeatFlow prescribedHeatFlow;
ThermofluidStream.Processes.ThermalConvectionPipe
thermalConvectionPipe(redeclare package Medium = Medium_watercoolant, l = 100,
r = 0.005);
Modelica.Blocks.Sources.Ramp Abwaerme_BSZ(duration = 2, height = 20000000);
Modelica.Blocks.Math.Gain Regelfaktor_1(k = -0.3);
Modelica.Blocks.Continuous.LimPID PID_Regler_Pumpe(Ti = 0.5, controllerType =
Modelica.Blocks.Types.SimpleController.PI, k = 100, yMax = -5, yMin = -5000);
Modelica.Blocks.Sources.Constant Solltemperatur_Wasser_Waermequelle_Exit(k =
343.15);
Modelica.Blocks.Math.Feedback Regeldifferenz_Massenstrom;

```



```

Modelica.Blocks.Continuous.PI PI_Regler_Pumpe_m(T = 0.05, initType =
Modelica.Blocks.Types.Init.InitialState, k = 3000);
Modelica.Mechanics.Rotational.Sources.Speed
Winkelgeschwindigkeitsvorgabe_Pumpe;
ThermofluidStream.Sensors.SingleSensorSelect
Sensor_Enthalpie_nach_Reaktion(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, digits = 2, outputValue = true, quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.Quantities.h_Jpkg);
ThermofluidStream.Sensors.SingleSensorSelect
Sensor_Enthalpie_vor_Reaktion(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, digits = 2, outputValue = true, quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.Quantities.h_Jpkg);
Modelica.Blocks.Math.Feedback Enthalpiedifferenz;
Modelica.Blocks.Math.Product Waermestrom_durch_HEX;
Modelica.Blocks.Math.Gain Waermestrom_an_Senke(k = -1);
ThermofluidStream.Boundaries.Source Quelle(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater);
ThermofluidStream.FlowControl.TanValve tanValve(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, m_flow_ref = 2);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm Sensor_vor_Ventil(redeclare package
Medium = ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_vor_Pumpe_Siedeseitig(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater,
outputMassFlowRate = true, outputPressure = true);
ThermofluidStream.Processes.Pump Pumpe_Siedeseitig(redeclare package Medium
= ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, redeclare function
dp_tau_pump =
ThermofluidStream.Processes.Internal.TurboComponent.dp_tau_nominal_flow,
omega from input = true);
Modelica.Blocks.Sources.Ramp Massenstrom(duration = 1, height = 7.9);
Modelica.Blocks.Math.Feedback Regeldifferenz_Massenstrom_Siedeseitig;
Modelica.Blocks.Continuous.PID PID_Regler_Pumpe_Siedeseitig(Td = 0.25, Ti =
0.25, k = 5000);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm Sensor_nach_Ventil(redeclare
package Medium = ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater,
outputPressure = true, outputTemperature = true);
Modelica.Blocks.Sources.TimeTable Sollwert_Siededruck(table = [0, 20000]);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_nach_Pumpe_Siedeseitig(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater,
outputMassFlowRate = true);
ThermofluidStream.Processes.FlowResistance
Stroemungswiderstand_Siedeseitig(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, l = 10, redeclare
function pLoss =
ThermofluidStream.Processes.Internal.FlowResistance.laminarTurbulentPressureLos
s(material = ThermofluidStream.Processes.Internal.Material.steel) "Laminar-turbulent
(Cheng2008)", r = 0.05);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_Kompressor_zu_Sink(redeclare package Medium =

```

```

ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater,
outputMassFlowRate = true, outputPressure = false, outputTemperature = false,
temperatureUnit = "degC");
ThermofluidStream.Boundaries.Sink Auslass_Dampf(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater, p0_par = 101800);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_Waermequelle_zu_Kompressor(redeclare package Medium =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Examples.TwoPhaseWater,
outputMassFlowRate = true, outputPressure = true);
equation
  connect(Sensor_vor_Pumpe.outlet, Pumpe.inlet);
  connect(Pumpe.outlet, Sensor_nach_Pumpe.inlet);
  connect(Reservoir_Kreislauf.outlet, Sensor_Reservoir_zu_Waermesenke.inlet);
  connect(Sensor_vor_Waermequelle.outlet, thermalConvectionPipe.inlet);
  connect(thermalConvectionPipe.outlet, Sensor_nach_Waermequelle.inlet);
  connect(prescribedHeatFlow.port, thermalConvectionPipe.heatPort);
  connect(Abwaerme_BSZ.y, prescribedHeatFlow.Q_flow);
  connect(Solltemperatur_Wasser_Waermequelle_Exit.y, PID_Regler_Pumpe.u_s);
  connect(PID_Regler_Pumpe.y, Regelfaktor_1.u);
  connect(Regelfaktor_1.y, Regeldifferenz_Massenstrom.u1);
  connect(Regeldifferenz_Massenstrom.y, PI_Regler_Pumpe.m.u);
  connect(Winkelgeschwindigkeitsvorgabe_Pumpe.flange, Pumpe.flange);
  connect(Sensor_nach_Waermequelle.T_out, PID_Regler_Pumpe.u_m);
  connect(Sensor_Enthalpie_vor_Reaktion.value_out, Enthalpiedifferenz.u2);
  connect(Sensor_Enthalpie_nach_Reaktion.value_out, Enthalpiedifferenz.u1);
  connect(Sensor_Waermesenke_zu_Pumpe.m_flow_out,
Waermestrom_durch_HEX.u2);
  connect(Enthalpiedifferenz.y, Waermestrom_durch_HEX.u1);
  connect(Waermestrom_durch_HEX.y, Waermestrom_an_Senke.u);
  connect(Sensor_nach_Pumpe.m_flow_out, Regeldifferenz_Massenstrom.u2);
  connect(PI_Regler_Pumpe.m.y, Winkelgeschwindigkeitsvorgabe_Pumpe.w_ref);
  connect(Sensor_vor_Ventil.outlet, tanValve.inlet);
  connect(Sensor_vor_Pumpe_Siedeseitig.outlet, Pumpe_Siedeseitig.inlet);
  connect(Massenstrom.y, Regeldifferenz_Massenstrom_Siedeseitig.u1);
  connect(PID_Regler_Pumpe_Siedeseitig.y, Pumpe_Siedeseitig.omega_input);
  connect(Quelle.outlet, Sensor_vor_Pumpe_Siedeseitig.inlet);
  connect(tanValve.outlet, Sensor_nach_Ventil.inlet);
  connect(Pumpe_Siedeseitig.outlet, Sensor_nach_Pumpe_Siedeseitig.inlet);
  connect(Sensor_nach_Pumpe_Siedeseitig.outlet,
Stroemungswiderstand_Siedeseitig.inlet);
  connect(Stroemungswiderstand_Siedeseitig.outlet, Sensor_vor_Ventil.inlet);
  connect(Sensor_Kompressor_zu_Sink.outlet, Auslass_Dampf.inlet);
  connect(Sensor_Enthalpie_2.value_out, Enthalpiedifferenz_Kompressor.u1);
  connect(Sensor_Enthalpie_21.value_out, Enthalpiedifferenz_Kompressor.u2);
  connect(Enthalpiedifferenz_Kompressor.y,
Waermestrom_durch_Kompressor_Siedeseitig.u2);
  connect(Regeldifferenz_Ventilstellung.y, limiter_Signal_Ventilstellung.u);
  connect(Sensor_Waermequelle_zu_Kompressor.outlet, Kompressor.inlet);
  connect(Kompressor.outlet, Sensor_Kompressor_zu_Sink.inlet);
  connect(Regeldifferenz_Massenstrom_Kompressor.y, PID_Kompressor.u);
  connect(PID_Kompressor.y, Kompressor.omega_input);

```

```

connect(Sensor_Phase_Kompressor_zu_Sink.inlet, Kompressor.outlet);
connect(Sensor_Enthalpie_2.inlet, Kompressor.outlet);
connect(Sensor_nach_Ventil.outlet, Sensor_Ventil_zu_Waermequelle.inlet);
connect(Sensor_vor_Pumpe_Siedeseitig.m_flow_out,
Regeldifferenz_Massenstrom_Siedeseitig.u2);
connect(Regeldifferenz_Massenstrom_Siedeseitig.y,
PID_Regler_Pumpe_Siedeseitig.u);
connect(Sensor_Waermequelle_zu_Kompressor.m_flow_out,
Regeldifferenz_Massenstrom_Kompressor.u2);
connect(Sollwert_Siededruck.y, Regeldifferenz_Ventilstellung.u1);
connect(Sensor_nach_Ventil.p_out, Regeldifferenz_Ventilstellung.u2);
connect(limiter_Signal_Ventilstellung.y, tanValve.u);
connect(Sensor_Enthalpie_21.inlet, Sensor_Waermequelle_zu_Kompressor.inlet);
connect(tanValve.outlet, Sensor_Phase_1_nach_Ventil.inlet);
connect(Sensor_Kompressor_zu_Sink.m_flow_out,
Waermestrom_durch_Kompressor_Siedeseitig.u1);
connect(Sensor_nach_Waermequelle.outlet, Reservoir_Kreislauf.inlet);
connect(Sensor_Reservoir_zu_Waermesenke.outlet,
discretizedCounterFlowHEX_FR.inletA);
connect(discretizedCounterFlowHEX_FR.outletA,
Sensor_Waermesenke_zu_Pumpe.inlet);
connect(Sensor_Ventil_zu_Waermequelle.outlet,
discretizedCounterFlowHEX_FR.inletB);
connect(discretizedCounterFlowHEX_FR.outletB,
Sensor_Waermequelle_zu_Kompressor.inlet);
connect(Sensor_Ueberhitzung_nach_HEX.inlet,
discretizedCounterFlowHEX_FR.outletB);
connect(Sensor_Phase_Waermequelle_zu_Kompressor.inlet,
discretizedCounterFlowHEX_FR.outletB);
connect(Sensor_Enthalpie_vor_Reaktion.inlet,
discretizedCounterFlowHEX_FR.inletA);
connect(Sensor_Enthalpie_nach_Reaktion.inlet,
discretizedCounterFlowHEX_FR.outletA);
connect(Sensor_nach_Pumpe.outlet, Stroemungswiderstand_nach_Pumpe.inlet);
connect(Stroemungswiderstand_nach_Pumpe.outlet,
Sensor_vor_Waermequelle.inlet);
connect(Sensor_Waermesenke_zu_Pumpe.outlet,
Stroemungswiderstand_vor_Pumpe.inlet);
connect(Stroemungswiderstand_vor_Pumpe.outlet, Sensor_vor_Pumpe.inlet);
connect(Massenstrom.y, Regeldifferenz_Massenstrom_Kompressor.u1);
annotation(
    uses(ThermofluidStream(version = "1.1.0")),
    Diagram(graphics = {Text(origin = {220, -120}, extent = {{-96, 4}, {96, -4}},
textString = "Simuliert mit: dassl; precision: 1e-9; t=20s; n_steps=2000"),
    Rectangle(origin = {-146, 99}, lineColor = {170, 0, 127}, fillColor = {255, 255, 127},
extent = {{-58, -31}, {58, 31}}),
    Rectangle(origin = {97, 99}, lineColor = {170, 0, 127}, extent = {{-29, -21}, {29,
21}}),
    Text(origin = {-138, 136}, extent = {{-96, 4}, {96, -4}}, textString = "Ansteuerung von
Pumpe und Kompressor über Soll-Massenstrom"),

```

```

    Rectangle(origin = {5, 87}, lineColor = {0, 255, 0}, fillColor = {0, 255, 0}, extent = {{-
55, -21}, {55, 21}})),
    experiment(StartTime = 0, StopTime = 20, Tolerance = 1e-09, Interval = 0.01),
    __OpenModelica_commandLineOptions = "--matchingAlgorithm=PFPlusExt --
indexReductionMethod=dynamicStateSelection -
d=initialization,NLSanalyticJacobian",
    __OpenModelica_simulationFlags(lv =
"LOG_STDOUT,LOG_ASSERT,LOG_STATS", s = "dassl", variableFilter = ".*");
end DLR_Simulation_Stroemungssieden_mit_HEX_TempControl_MA;

```

B 2.6 Thermochemische Wärmesenken

```

model DLR_Simulation_NTPEMFC_Chem_Kuehlung_MA
  extends Modelica.Icons.Example;
  replaceable package Medium_air =
ThermofluidStream.Media.myMedia.Air.DryAirNasa constrainedby
ThermofluidStream.Media.myMedia.Interfaces.PartialMedium "Ram air" annotation(
  choicesAllMatching = true);
  replaceable package Medium_watercoolant =
ThermofluidStream.Media.myMedia.CompressibleLiquids.LinearWater_pT_Ambient
constrainedby ThermofluidStream.Media.myMedia.Interfaces.PartialMedium
"Wasser" annotation(
  choicesAllMatching = true);
  inner ThermofluidStream.DropOfCommons dropOfCommons;
  ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm Sensor_vor_Pumpe(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, outputTemperature = true);
  ThermofluidStream.Processes.FlowResistance Stroemungswiderstand(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, l = 10, redeclare function pLoss =
ThermofluidStream.Processes.Internal.FlowResistance.laminarTurbulentPressureLos
s(material = ThermofluidStream.Processes.Internal.Material.steel) "Laminar-turbulent
(Cheng2008)", r = 0.35);
  ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_vor_Waermequelle(redeclare package Medium = Medium_watercoolant,
outputMassFlowRate = true, outputTemperature = true);
  ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_nach_Waermequelle(redeclare package Medium = Medium_watercoolant,
outputMassFlowRate = true, outputTemperature = true);
  ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm Sensor_nach_Pumpe(redeclare
package Medium = Medium_watercoolant, outputMassFlowRate = true,
outputTemperature = true);
  ThermofluidStream.Processes.Pump Pumpe(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, redeclare function dp_tau_pump =
ThermofluidStream.Processes.Internal.TurboComponent.dp_tau_nominal_flow,
enableAccessHeatPort = false, omega_from_input = false);
  ThermofluidStream.Boundaries.Reservoir Reservoir_Kreislauf(redeclare package
Medium = Medium_watercoolant);

```

```

ThermofluidStream.Processes.ConductionElement conductionElement(A = 2500,
redeclare package Medium = Medium_watercoolant, U = 2500, V = 0.015,
enforce_global_energy_conservation = true);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_Waermesenke_zu_Pumpe(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, outputMassFlowRate = true, outputTemperature = true);
ThermofluidStream.Sensors.MultiSensor_Tpm
Sensor_Reservoir_zu_Waermesenke(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, outputTemperature = true);
Modelica.Thermal.HeatTransfer.Sources.PrescribedHeatFlow prescribedHeatFlow;
ThermofluidStream.Processes.ThermalConvectionPipe
thermalConvectionPipe(redeclare package Medium = Medium_watercoolant, l = 100,
r = 0.005);
Modelica.Blocks.Sources.Ramp Abwaerme_BSZ(duration = 2, height = 20000000);
Modelica.Blocks.Math.Gain Regelfaktor_1(k = -0.85);
Modelica.Blocks.Continuous.LimPID PID_Regler_Pumpe(Ti = 0.25, controllerType
= Modelica.Blocks.Types.SimpleController.PI, k = 50, yMax = -5, yMin = -5000);
Modelica.Blocks.Sources.Constant Solltemperatur_Wasser_Waermequelle_Exit(k =
343.15);
Modelica.Blocks.Math.Feedback Regeldifferenz_Massenstrom;
Modelica.Blocks.Continuous.PI PI_Regler_Pumpe_Massengerichtet(T = 0.01,
initType = Modelica.Blocks.Types.Init.InitialState, k = 3000);
Modelica.Mechanics.Rotational.Sources.Speed
Winkelgeschwindigkeitsvorgabe_Pumpe;
ThermofluidStream.Sensors.SingleSensorSelect
Sensor_Enthalpie_nach_Reaktion(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, digits = 2, outputValue = true, quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.Quantities.h_Jpkg);
ThermofluidStream.Sensors.SingleSensorSelect
Sensor_Enthalpie_vor_Reaktion(redeclare package Medium =
Medium_watercoolant, digits = 2, outputValue = true, quantity =
ThermofluidStream.Sensors.Internal.Types.Quantities.h_Jpkg);
Modelica.Blocks.Math.Feedback Enthalpiedifferenz;
Modelica.Blocks.Math.Product Waermestrom_an_Senke;
Modelica.Blocks.Math.Gain Aufgenommer_Waermestrom_an_Senke(k = -1);
DLR_Reaktor_V4 dLR_Reaktor_V4(Reaktionsenthalpie = 3500000, T_start =
317.95);
equation
connect(Sensor_nach_Pumpe.outlet, Stroemungswiderstand.inlet);
connect(Stroemungswiderstand.outlet, Sensor_vor_Waermequelle.inlet);
connect(Sensor_vor_Pumpe.outlet, Pumpe.inlet);
connect(Pumpe.outlet, Sensor_nach_Pumpe.inlet);
connect(Reservoir_Kreislauf.outlet, Sensor_Reservoir_zu_Waermesenke.inlet);
connect(Sensor_Reservoir_zu_Waermesenke.outlet, conductionElement.inlet);
connect(conductionElement.outlet, Sensor_Waermesenke_zu_Pumpe.inlet);
connect(Sensor_vor_Waermequelle.outlet, thermalConvectionPipe.inlet);
connect(thermalConvectionPipe.outlet, Sensor_nach_Waermequelle.inlet);
connect(Sensor_Waermesenke_zu_Pumpe.outlet, Sensor_vor_Pumpe.inlet);
connect(Solltemperatur_Wasser_Waermequelle_Exit.y, PID_Regler_Pumpe.u_s);
connect(PID_Regler_Pumpe.y, Regelfaktor_1.u);
connect(Regelfaktor_1.y, Regeldifferenz_Massenstrom.u1);

```



```

connect(Regeldifferenz_Massenstrom.y, PI_Regler_Pumpe_Massengerichtet.u);
connect(Winkelgeschwindigkeitsvorgabe_Pumpe.flange, Pumpe.flange);
connect(Sensor_nach_Waermequelle.T_out, PID_Regler_Pumpe.u_m);
connect(Sensor_Enthalpie_vor_Reaktion.value_out, Enthalpiedifferenz.u2);
connect(Sensor_Enthalpie_nach_Reaktion.value_out, Enthalpiedifferenz.u1);
connect(Sensor_Enthalpie_nach_Reaktion.inlet, conductionElement.outlet);
connect(conductionElement.inlet, Sensor_Enthalpie_vor_Reaktion.inlet);
connect(Sensor_Waermesenke_zu_Pumpe.m_flow_out,
Waermestrom_an_Senke.u2);
connect(Enthalpiedifferenz.y, Waermestrom_an_Senke.u1);
connect(Waermestrom_an_Senke.y, Aufgenommer_Waermestrom_an_Senke.u);
connect(PI_Regler_Pumpe_Massengerichtet.y,
Winkelgeschwindigkeitsvorgabe_Pumpe.w_ref);
connect(conductionElement.heatPort, dLR_Reaktor_V4.port_a);
connect(Sensor_nach_Waermequelle.outlet, Reservoir_Kreislauf.inlet);
connect(prescribedHeatFlow.port, thermalConvectionPipe.heatPort);
connect(Abwaerme_BSZ.y, prescribedHeatFlow.Q_flow);
connect(Sensor_nach_Pumpe.m_flow_out, Regeldifferenz_Massenstrom.u2);
annotation(
  uses(ThermofluidStream(version = "1.1.0")),
  Diagram(graphics = {Text(origin = {-98, -100}, extent = {{-82, 6}, {82, -6}}},
textString = "Simuliert mit: dassl; precision: 1e-8; t=30s; n_steps"));
end DLR_Simulation_NTPEMFC_Chem_Kuehlung_MA;

```

B 2.7 Ideal geregelter Reaktor

```

model DLR_Reaktor_V4
  import Modelica.Units.SI;
  // Parameter
  parameter SI.Energy Reaktionsenthalpie = 2e6 "Reaktionsenthalpie der Reaktion";
  parameter SI.Temperature T_start = 273.15 + 80 "Starttemperatur des Reaktors";
  parameter SI.Mass mEdukte_start = 10000.0 "Startwert der Eduktmasse";
  parameter SI.Mass mProdukte_start = 0.0 "Startwert der Produktmasse";
  // Variablen
  SI.Mass mEdukte(start = mEdukte_start, fixed = true) "Eduktmasse";
  SI.Mass mProdukte(start = mProdukte_start, fixed = true) "Produktmasse";
  Modelica.Thermal.HeatTransfer.Interfaces.HeatPort_a port_a;
equation
  // Temperatur bleibt konstant
  port_a.T = T_start;
  // Beziehung zwischen Edukt- und Produktmasse
  der(mEdukte) = -der(mProdukte);
  // Wärmestrom treibt die Reaktion an
  Reaktionsenthalpie*der(mProdukte) = port_a.Q_flow;
  annotation(
    experiment(StartTime = 0, StopTime = 1, Tolerance = 1e-06, Interval = 0.002),
    Icon(graphics = {Rectangle(origin = {19, -6}, fillPattern = FillPattern.VerticalCylinder,
extent = {{-83, 90}, {83, -90}})}));

```

```
end DLR_Reaktor_V4;
```